

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE DOS CILINDROS TELESCÓPICOS PARA
LA PLATAFORMA HIDRÁULICAMENTE SINCRONIZADA
DELLABORATORIO DE SISTEMAS OLEONEUMÁTICOS**

JAVIER LEONARDO HERNÁNDEZ AVENDAÑO

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2008

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE DOS CILINDROS TELESCÓPICOS PARA
LA PLATAFORMA HIDRÁULICAMENTE SINCRONIZADA
DELLABORATORIO DE SISTEMAS OLEONEUMÁTICOS**

JAVIER LEONARDO HERNANDEZ AVENDAÑO

Trabajo de grado para optar al título de ingeniero mecánico.

Director

ABEL PARADA CORRALES

Ingeniero mecánico.

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2008

CONTENIDO

	Pag.
INTRODUCCIÓN	1
1. ACTUADORES HIDRÁULICOS.	4
1.1. CILINDROS HIDRAULICOS:	4
1.1.1. Cilindro de doble efecto.	5
1.1.2. Cilindro de simple efecto.	5
1.1.3. Otros tipos.	6
1.2. CILINDROS TELESCÓPICOS	6
1.2.1. Tipos básicos de cilindros telescópicos.	9
Cilindros de simple efecto.	9
1.3. CILINDROS TELESCÓPICOS COMERCIALES.	9
1.3.1. Parcker Hydraulics mobile cilindrs.	10
1.3.2. Custom Hoists inc.	12
1.3.3. Prince Telescopic Cylinders.	14
1.4. SELLOS.	15
1.4.1. Sellos de reborde.	16
1.4.2. Sellos de compresión.	17
1.4.3. Factores que afectan el funcionamiento de los sellos.	17
1.4.4. Sellos comerciales.	19

1.5. CALCULO DE ESPESOR DE PARED DE TUBO PARA CILINDROS HIDRÁULICOS:	22
1.6. CALCULO DEL VÁSTAGO	26
1.7. FLUJO DE FLUIDOS EN TUBERÍAS	28
1.7.1. Ecuación de continuidad.	28
1.7.2. Ecuación general de la energía.	28
1.7.3. Perdida de energía en accesorios.	29
1.8 AREA DE TENSION POR ESFUERZO EN TRACCIÓN EN ROSCAS METRICAS.	30
2. DESCRIPCION.	32
2.1. DESCRIPCIÓN GENERAL	32
2.1.1. Características.	33
2.1.2. Montaje hidráulico.	33
2.1.3. Carga de trabajo.	34
2.1.4. Materiales.	34
2.1.5. Funcionamiento.	34
2.2. DESCRIPCIÓN DETALLADA	37
2.2.1. Partes.	37
2.2.2. Descripción de la etapa 1.	38
2.2.3. Descripción de la etapa 2.	42
2.2.4. Descripción de la etapa 3.	45
2.2.5. Descripción de la etapa 4.	48
2.2.6. Tapas.	52
2.2.7. Anillos de detención.	55

2.2.8. Sistema de sellado.	57
2.2.9. Accesorios.	63
2.3. ENSAMBLAJE	65
2.3.1. Pasos para el ensamble.	66
2.3.2. Unión deslizante etapa 1 y etapa 2.	67
2.3.3. Unión deslizante etapa 2 y etapa 3.	68
2.3.4. Unión deslizante etapa 3 y etapa 4.	68
2.4. CILINDRO COMPLETO	70
2.4.1. Detalle del cilindro (vista en corte).	70
2.4.2. Cilindro cerrado.	73
2.5. DESPIECE GENERAL	74
2.6. DESCRIPCION DEL FUNCIONAMIENTO	74
2.6.1. Salida de la segunda etapa.	74
2.6.2. Salida de la tercera etapa.	78
2.6.3. Salida de la cuarta etapa.	82
3. CALCULOS	86
3.1. PRUEBAS DE PRESIÓN	86
3.1.1. Etapa 1.	86
3.1.2. Etapa 2.	88
3.1.3. Etapa 3.	89
3.1.4. Etapa 4.	91
3.2. ANALISIS DE RESISTENCIA EN LAS TAPAS	92
3.2.1. Tapa 1.	94
3.2.2. Tapa 2.	95

3.2.3. Tapa 3.	96
3.3. ANALISIS DE ESFUERZOS EN LA ZONA DE LAS ROSCAS.	98
3.3.1. Etapa 1	98
3.3.2. Etapa 2.	98
3.3.3. Etapa 3.	99
3.4. ANALISIS DEL FONDO	99
3.5. PISTONES	101
3.5.1. Pistón de etapa 2 – chaveta de etapa 1.	102
3.5.2. Pistón 3 – chaveta de etapa 2.	103
3.5.3. Pistón 4 – chaveta de etapa 3.	104
3.6. PANDEO	105
3.6.1. Calculo conservativo.	105
3.6.2. Calculo del pandeó por aproximación.	107
3.7. ORIFICIOS DE PASO DE ACEITE	110
3.7.1. Etapa 1.	112
3.7.2. Etapa 2.	115
3.7.3. Etapa 3.	117
3.8. SIMULACIONES	119
3.8.1. Análisis de esfuerzos.	119
3.8.2. Análisis de flujo de aceite.	124
3.8.2.1. Vista lateral.	124
3.8.2.2. Vista superior.	131
CONCLUSIONES	135
RECOMENDACIONES	137

BIBILOGRAFÍA	138
REFERENCIAS DE INTERNET.	138
APANDICE A: PLANOS	139
APANDICE B: Catálogo de chavetas.	157
APAENDICE C: Costos.	165

LISTA DE FIGURAS.

	Pag
Figura 1. Actuador hidráulico convencional.	5
Figura 2. Cilindro telescópico montado en vehículos.	7
Figura 3. Vista general de un cilindro telescópico.	8
Figura 4. Cilindro telescópico Parcker.	10
Figura 5. Configuración del cilindro Parcker.	11
Figura 6. Cilindro telescópico Custom Hoists.	12
Figura 7. Configuración de un cilindro Custom Hoists.	13
Figura 8. Configuración de un cilindro Prince.	14
Figura 9. Sello de reborde.	16
Figura 10. Sello de compresión.	17
Figura 11. Esfuerzos en un cilindro de pared delgada.	22
Figura 12. Forma de la falla de depósitos sometidos a presión interior.	23
Figura 13. Esfuerzos en un cilindro de pared gruesa.	24
Figura 14. Distribución de esfuerzos en la pared de un cilindro grueso.	25
Figura 15. Flujo en una tubería.	28
Figura 16. Sistema hidráulico simple.	29
Figura 17. Cilindro telescópico vista global.	32
Figura 18. Montaje hidráulico.	33
Figura 19. Vista general del montaje.	34
Figura 20. Cilindro recogido.	35
Figura 21. Salida de la etapa 2.	36
Figura 22. Salida de la etapa 3.	36
Figura 23. Salida de la etapa 4.	37
Figura 24. Despiece de la etapa 1.	41
Figura 25. Ensamble de la etapa 1.	42

Figura 26. Etapa 1	42
Figura 27. Despiece etapa 2.	44
Figura 28. Ensamble etapa 2.	45
Figura 29. Etapa 2.	45
Figura 30. Despiece etapa 3.	47
Figura 31. Ensamble etapa 3.	48
Figura 32. Etapa 3.	48
Figura 33. Despiece etapa 4.	50
Figura 34. Ensamble etapa 4.	51
Figura 35. Detalle del pistón de la etapa 4.	51
Figura 36. Detalle del soporte superior.	52
Figura 37. Etapa 4.	52
Figura 38. Tapa 1.	53
Figura 39. Tapa 2.	54
Figura 40. Tapa 3.	54
Figura 41. Anillo de detención etapa 3.	55
Figura 42. Anillo de detención montado en la etapa.	56
Figura 43. Anillo de detención etapa 4.	56
Figura 44. Anillo de detención etapa 4 montado en la etapa.	57
Figura 45. Vista en corte del paquete de sellos.	58
Figura 46. Paquete de sellos.	59
Figura 47. Vista del montaje del paquete de sellos.	60
Figura 48. Efecto de la presión sobre los sellos.	61
Figura 49. Sello de limpieza.	62
Figura 50. Funcionamiento del sello de limpieza.	62
Figura 51. Buje de teflón.	64
Figura 52. Chaveta.	64
Figura 53. Banda de deslizamiento.	65
Figura 54. Válvula de purga.	65

Figura 55. Despiece de la unión etapa 1 y etapa 2.	67
Figura 56. Ensamble de la unión etapa 1 y etapa 2.	67
Figura 57. Despiece de la unión etapa 2 y etapa 3.	68
Figura 58. Ensamble de la unión etapa 2 y etapa 3.	68
Figura 59. Despiece de la unión etapa 3 y etapa 4.	69
Figura 60. Ensamble de la unión etapa 3 y etapa 4.	69
Figura 61. Cilindro completo.	70
Figura 62. Detalle en corte del fondo del cilindro completo.	71
Figura 63. Detalle en corte del fondo del cilindro, perspectiva.	71
Figura 64. Detalle en corte de la parte superior del cilindro completo.	72
Figura 65. Detalle en corte de la parte superior del cilindro, perspectiva.	72
Figura 66. Parte superior del montaje.	73
Figura 67. Cilindro cerrado.	73
Figura 68. Despiece total del cilindro.	74
Figura 69. Fuerzas efectivas actuantes a la salida de la etapa 2.	75
Figura 70. Fuerzas generadas no actuantes en la salida de la etapa 2.	76
Figura 71. Ruta del flujo de aceite en la salida de la etapa 2.	77
Figura 72. Fuerzas efectivas actuantes en la salida de la etapa 3.	79
Figura 73. Fuerzas generadas no actuantes en la salida de la etapa 3.	80
Figura 74. Ruta del flujo de aceite en la salida de la etapa 3.	81
Figura 75. Fuerzas efectivas actuantes en la salida de la etapa 4.	83
Figura 76. Ruta del flujo de aceite en la salida de la etapa 4.	84
Figura 77. Cilindro extendido.	85
Figura 78. Fuerzas actuantes en las ranuras.	87
Figura 79. Fuerzas actuantes en las tapas.	92
Figura 80. Áreas resistentes a esfuerzos en las tapas.	93
Figura 81. Fuerzas en el fondo.	100
Figura 82. Contacto entre pistón y chaveta.	101
Figura 83. Cilindro como una barra maciza.	106

Figura 84. Carga de pandeo en el cilindro telescópico.	108
Figura 85. Cámara de sellos.	111
Figura 86. Orificios de paso de aceite.	113
Figura 87. Distribución de esfuerzos en la etapa 1.	120
Figura 88. Distribución de esfuerzos en la etapa 1, detalle.	120
Figura 89. Distribución de esfuerzos en la etapa 2.	121
Figura 90. Distribución de esfuerzos en la etapa 2, detalle.	121
Figura 91. Distribución de esfuerzos en la etapa 3.	122
Figura 92. Distribución de esfuerzos en la etapa 3, detalle.	122
Figura 93. Distribución de esfuerzos en la etapa 4.	123
Figura 94. Distribución de esfuerzos en la etapa 4, detalle.	123
Figura 95. Vista lateral de la ruta de flujo de aceite.	125
Figura 96. Distribución de velocidades de flujo a la salida de la etapa 2.	126
Figura 97. Distribución de presiones a la salida de la etapa 2.	127
Figura 98. Distribución de velocidades a la salida de la etapa 3	128
Figura 99. Distribución de presiones a la salida de la etapa 3.	129
Figura 100. Distribución de velocidades a la salida de la etapa 4.	129
Figura 101. Distribución de presiones a la salida de la etapa 4.	130
Figura 102. Vista superior de la ruta de flujo de aceite.	131
Figura 103. Distribución de velocidades a través de la ruta de flujo de aceite.	132
Figura 104. Distribución de velocidades detalle.	132
Figura 105. Distribución de presiones en la ruta de flujo de aceite.	133

NOMENCLATURA

A_{chv} : Area de ranura de chaveta.

F : fuerza.

A_{rchv} : Area resistente a esfuerzo en ranura de chaveta.

σ : Esfuerzo normal.

σ_t : Esfuerzo transversal.

σ_r : Esfuerzo radial.

A: Area en milímetros cuadrados.

τ : Esfuerzo cortante.

A_t : Area de tracción en zona de rosca.

σ_{rosca} : Esfuerzo soportado en rosca.

A_{efc} : Area efectiva de fuerza.

I: Momento de inercia.

A_0 : Area de orificio.

V : Volumen

v : Velocidad.

P : Presión

Q: Caudal.

RESUMEN

TITULO:

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE DOS CILINDROS TELESCÓPICOS PARA LA PLATAFORMA HIDRÁULICAMENTE SINCRONIZADA DEL LABORATORIO DE SISTEMAS OLEONEUMATICOS*

AUTOR:

Javier Leonardo Hernández Avendaño**

PALABRAS CLAVES:

Actuador, telescópico, hidráulico, oleo-neumáticos

DESCRIPCIÓN:

El objetivo de este proyecto es proporcionarle a la escuela de ingeniería mecánica de la universidad industrial de Santander un actuador telescópico de naturaleza hidráulica con el fin de poder estudiar su composición y funcionamiento, a demás de posibilitar la investigación futura en lo que se refiere a este campo. Este ubicado en el laboratorio de sistemas oleo-neumáticos con el fin de asegurar su disponibilidad.

El cilindro consiste en un sistema de cuatro etapas cilíndricas ubicadas concéntricamente una dentro de la otra de acuerdo a su diámetro de manera que haya deslizamiento entre ellas. Una de ellas es fija y sirve como soporte y reguardo de las demás las cuales son móviles y se van haciendo más delgadas y largas. Al aplicar presión al sistema las etapas móviles saldrán una por una desde la más grande hasta la más pequeña, elevando la carga una distancia de 1.8 metros. Al finalizar la aplicación de la presión, la carga soportada por acción de la fuerza de gravedad regresará las etapas a su posición inicial en forma inversa a como salieron.

Al final el cilindro telescópico funcionará en el laboratorio de sistemas aleo-neumáticos de la escuela de ingeniería mecánica de la universidad industrial de Santander, utilizando el paquete hidráulico de la plataforma hidráulicamente sincronizada de dicho laboratorio el cual provee un caudal de fluido hidráulico de 8 galones por minuto a una presión de 2000 psi.

Por lo tanto el actuador telescópico se constituirá en una herramienta del conocimiento para los estudiantes de la escuela de ingeniería mecánica, y especialmente para los que estén tomando la asignatura de sistemas oleo-neumáticos y puedan interactuar con él durante sus horas de laboratorio.

* Trabajo de grado

** Facultad de ingenierías físico-mecánicas, escuela de ingeniería mecánica, ing. Abel Parada corrales

SUMMARY

TITLE:

DESIGN AND CONSTRUCTION OF TWO CYLINDERS BY TELESCOPE FOR THE HYDRAULICALLY SYNCHRONOUS PLATFORM OF THE LABORATORY OF OLEOPNEUMATIC SYSTEMS*

AUTHOR:

Javier Leonardo Hernández Avendaño**

KEY WORDS:

Actuator, by telescope, hydraulic, oleo-pneumatics

DESCRIPTION:

The objective of this project is to provide to the school of mechanical engineering of the industrial university of Santander an actuator to him by telescope of hydraulic nature with the purpose of being able to study its composition and operation, to others to make possible the future investigation in which it talks about this field. This locating in the laboratory of oleo pneumatic systems with the purpose of assuring its availability.

The cylinder consists concentrically of a system of four located cylindrical stages inside of the other according to its diameter so that there is sliding among them . One of them is fixed and serves as it has supported and regard as the others as are movable and they are become thinner and long. When applying pressure to the system the movable stages will leave one by one from greatest until smallest, elevating the load a distance of 1,8 meters. When finalizing the application of the pressure, the load supported by action of the gravity force will return the stages to its starting point in inverse form to as they left.

In the end the cylinder by telescope will work in the laboratory of oleo pneumatics systems of the school of mechanical engineering of the industrial university of Santander, using the hydraulic package of the hydraulically synchronous platform of this laboratory which provides a volume with hydraulic fluid of 8 gallons per minute to a 2000 pressure psi.

Therefore the actuator by telescope will be constituted in a tool of the knowledge for the students of the school of mechanical engineering, and specially for which they are taking the subject from oleo pneumatic systems and can interact with him during his hours of laboratory.

* Project of grade.

** Physical-mechanical engineering faculty, mechanical engineering school, Eng. Abel Parada Corrales

INTRODUCCIÓN

Debido a las diferentes exigencias en el manejo de cargas que la industria actual propone para el desarrollo de los trabajos modernos, se ha hecho necesario contar con sistemas capaces de mover grandes cargas determinadas distancias, siendo cada vez más elevadas tales cargas y más específicos sus tipos de movimiento. En un principio se utilizaron los sistemas de poleas y los polipastos como medio para la multiplicación de la fuerza; estos sistemas fueron de amplia utilización durante gran parte de la historia de la humanidad.

Sin embargo con los adelantos tecnológicos y estudio de las propiedades de los fluidos se desarrollaron los actuadores hidráulicos; sistemas capaces de multiplicar la fuerza varias veces y proveer movimiento de grandes cargas de manera más eficiente y controlada. Al no tener poleas y cuerdas o guayas y por tal razón no depender de la fuerzas de rozamiento ni de las propiedades elásticas de las cuerdas ya sea de fibras naturales, sintéticas o metálicas, los actuadores hidráulicos lograron un nivel mayor de eficiencia y sobretodo de control de movimiento.

Existen diferentes tipos de actuadores hidráulicos, los cuales se pueden clasificar en lineales o rotativos, siendo de interés para este trabajo los lineales, que como su nombre lo indica sirven para el movimiento de cargas de forma lineal. Dentro de este grupo se encuentra el actuador telescópico el cual permite un desplazamiento largo mediante un dispositivo de poca longitud en su estado de reposo permitiendo de esta manera su montaje dentro de recintos con poca disponibilidad de espacio o en vehículos.

En este proyecto de grado se busca estudiar y construir un cilindro telescópico con el objetivo de poner a disposición del laboratorio de sistemas oleo neumáticos uno de estos artefactos como respuesta a una falencia que se encontró durante el

estudio de la asignatura sistemas oleo neumáticos , la cual consiste en la completa ausencia de este tipo de dispositivos en el laboratorio, limitando el contacto de los estudiantes con ellos a su visualización por medio de fotos, lo cual se constituye en un método altamente incompleto para el estudio de tales sistemas.

Se cree que suplir dicha falencia es necesario debido a la cada vez mayor utilización de estos sistemas en la industria moderna. Lo cual al no ser tratado pondría en desventaja a los ingenieros egresados de la universidad industrial de Santander.

En un principio se pretendió hacer el diseño del cilindro y en vista de la disposición del paquete hidráulico de la plataforma hidráulicamente sincronizada, construir dos para reemplazar los dos actuadores convencionales que esta tenía por los dos telescópicos, pero al avanzar en el diseño se descubrió que el montaje de dos ejemplares del cilindro no era viable debido al tamaño requerido en ellos para lograr las velocidades esperadas y soportar la presión establecida, lo cual suponía el uso de un peso demasiado elevado para lograr que los cilindros volvieran a su posición de reposo, porque ellos retornan a su estado inicial por acción de la fuerza de gravedad. El uso de tal carga suponía un peligro para la integridad de los estudiantes, debido a su magnitud y sobre todo al hecho de que fuera elevada a tal altura y también suponía el uso de un espacio demasiado grande con el cuál no se cuenta en el laboratorio; por lo tanto se optó por utilizar un solo cilindro, el cual cumple las funciones y los objetivos para los cuales se diseñó a cabalidad.

A demás de esto, se observó que por cuestiones de espacio montar el cilindro telescópico en la plataforma se convertía en algo poco eficiente riesgoso además de costoso; por tales razones se decidió construir un solo cilindro y montarlo en un sistema especialmente diseñado para él pero usando aún el paquete hidráulico de la plataforma, de tal forma que a pesar de los cambios hechos al plan inicial los objetivos del proyecto no se vieran afectados en lo más minino.

El capítulo 1 tiene como fin presentar los principios fundamentales en lo que se refiere a los sistemas hidráulicos y sobre todo al tipo de actuador en cuestión; así como hacer un recuento de los principios matemáticos relacionados con el diseño del dispositivo.

En el capítulo dos se hace una descripción completa del cilindro y su funcionamiento, a demás de las consideraciones necesarias para su operación y mantenimiento.

En el capítulo 3 se presentan las consideraciones referentes al diseño y construcción así como su moldeamiento y simulación en herramientas informáticas como paquetes CAD y de elementos finitos.

1. ACTUADORES HIDRÁULICOS.

Los actuadores hidráulicos son dispositivos que utilizan aceite hidráulico a presión para transformar dicha presión en fuerza, que puede ser aplicada de forma lineal o de forma rotativa, de acuerdo al tipo de arreglo mecánico en que se lleve a cabo la función. Dentro de los actuadores hidráulicos de naturaleza rotativa se encuentran los motores hidráulicos, los pistones rotativos y otro gran número de aplicaciones. Los actuadores hidráulicos más comunes son los cilindros hidráulicos lineales los cuales se dividen en diferentes tipos de acuerdo a su funcionamiento y aplicaciones.

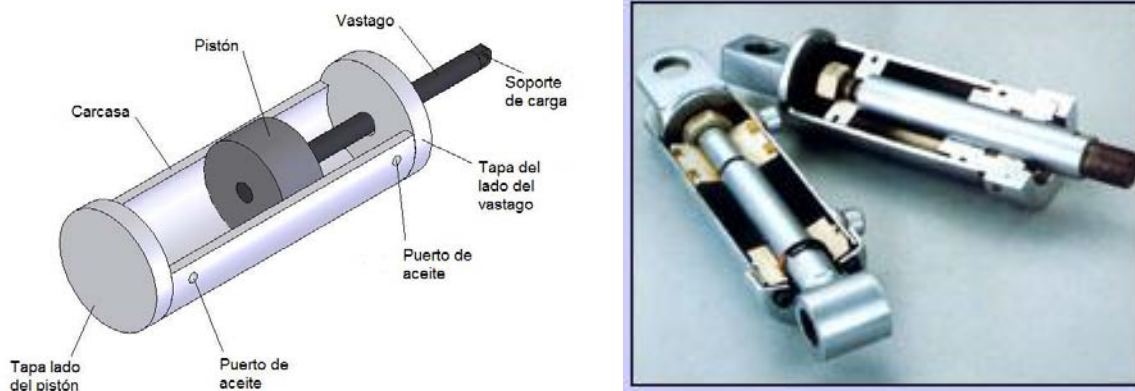
1.1. CILINDROS HIDRAULICOS:

El cilindro hidráulico está compuesto por un vástago sujeto a un pistón en un extremo y a la carga de trabajo en el otro, aunque se pueden presentar configuraciones diferentes esta es la más común. Este arreglo de vástago y pistón se encuentra contenido dentro de un cilindro o carcasa que cumple dos funciones; como primera medida sirve de guía de deslizamiento del pistón, determinando así el movimiento de este y por ende del actuador, y a demás también sirve como depósito del aceite a presión, que es quien aporta la energía al sistema y hace que el pistón se mueva y de paso el vástago y por supuesto la carga de trabajo.

A lado y lado de la carcasa se encuentran las tapas las cuales completan el sistema para proveer el sellado. La tapa del lado del vástago se llama tapa del vástago y la tapa posterior se conoce como tapa del pistón.

Los puertos de entrada y salida del aceite se encuentran en las tapas generalmente, aunque también es común encontrarlas en la misma carcasa; una al lado del vástago y la otra al lado del pistón.

Figura 1. Actuador hidráulico convencional.



Fuente: www.ferruz.com.

1.1.1. Cilindro de doble efecto. Si el aceite hidráulico es guiado al actuador a través de los dos puertos de manera que cuando la presión se desarrolle al lado del pistón el vástago se desplace en un sentido y cuando esta se desarrolle en el lado del vástago el pistón se desplace en el otro sentido, se dice que el actuador es de doble efecto.

1.1.2. Cilindro de simple efecto. Los actuadores de simple efecto son aquellos en los que la presión se produce en un solo lado y la devolución del pistón es provocada por la misma acción de la carga mediante la fuerza de gravedad o en otros casos mediante resortes.

1.1.3. Otros tipos. Existen además los cilindros de vástago pasante, para aplicaciones en las que se requiere gran rapidez mecánica, o cuando se requiere la misma fuerza y velocidad de desplazamiento en el vástago en las dos direcciones

Cilindros rotativos. Para aplicaciones que requieren esfuerzo rectilíneo, pero de modo que la carga gire simultáneamente con relación al actuador.

Cilindros telescópicos. Para aplicaciones en carreras largas, que requieren longitud mínima cuando está retraído totalmente.

1.2. CILINDROS TELESCÓPICOS

Como su nombre lo indica, estos cilindros están contruidos como un telescopio, constan de secciones tubulares de acero, de diámetro cada vez más pequeño que se alojan una dentro de otra. La sección con el diámetro mayor, la cual es estática, se denomina sección principal, las secciones móviles se denominan etapas y la sección de menor diámetro se denomina lanzadera (plunger). En la práctica el número máximo de etapas es seis; teóricamente es posible diseñar cilindros con más etapas pero esto produciría grandes problemas de estabilidad.

Figura 2. Cilindro telescópico montado en vehículos.

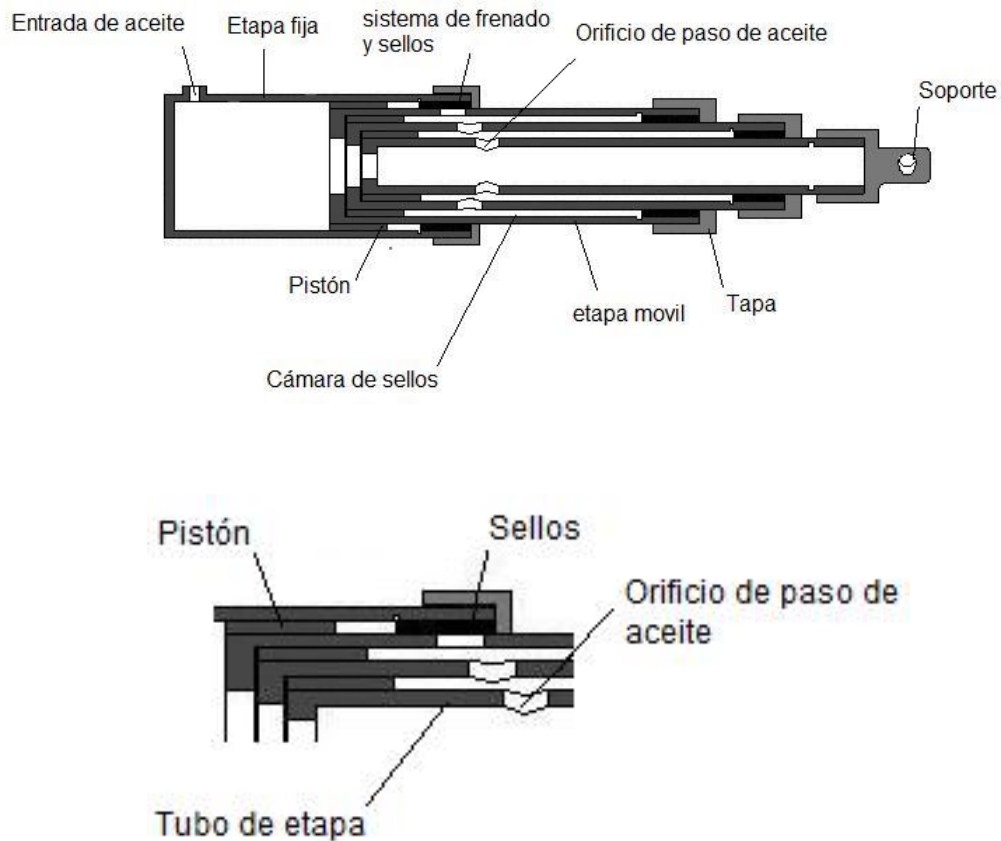


Fuente: www.industriasbaco.com

Los cilindros telescópicos generalmente se extienden desde la etapa de mayor diámetro, hasta la de menor diámetro. Lo cual quiere decir que la etapa de mayor diámetro, se extiende primero conteniendo dentro de sí las demás etapas y completa su carrera antes que la siguiente etapa inicie su movimiento, este procedimiento se repite etapa por etapa hasta llegar a la etapa más pequeña. Para la retracción, la etapa más pequeña, se resguarda completamente dentro de la siguiente etapa, la cual no iniciará su movimiento hasta haber terminado por completo la carrera de la etapa más pequeña; de esta forma se llegará hasta la retracción total.

Los componentes generales de un cilindro telescópico son los siguientes:

Figura 3. Vista general de un cilindro telescópico.



- Puerto de entrada de aceite: por donde entra y sale el aceite del cilindro.
- Etapa fija: contiene las demás etapas
- Etapas móviles: salen una por una
- Tapas: mantienen los sellos en posición
- Sellos: evitan pérdidas de aceite
- Pistón: guía la etapa móvil dentro de la fija, o la inmediatamente anterior
- Cámara de sellos: es el espacio formado entre el pistón y los sellos
- Orificio de paso de aceite: evacúa y alimenta de aceite la cámara de sellos dependiendo de si la etapa entra o sale.
- Soporte: para anclar la carga.

1.2.1. Tipos básicos de cilindros telescópicos. Al igual que los cilindros convencionales, existen dos tipos básicos de cilindros telescópicos; de simple efecto y de doble efecto.

Cilindros de simple efecto. Los cilindros telescópicos de simple efecto se extienden bajo la presión hidráulica aplicada, y regresan por gravedad, o por la aplicación de alguna otra fuerza externa. Estos son usados en aplicaciones donde la carga o parte de esta permanece siempre sobre el cilindro. Una aplicación clásica de estos se halla en los platonos de grandes trailers o en plataformas de volteo.

Cilindros de doble efecto. Los cilindros telescópicos de doble efecto, reciben potencia hidráulica en ambos sentidos, pueden ser usados en aplicaciones donde la gravedad no es suficiente para su retracción y no se dispone de fuerzas externas que permitan realizar esta labor.

1.3. CILINDROS TELESCÓPICOS COMERCIALES.

Comercialmente se encuentran diferentes tipos de cilindros telescópicos tanto de simple como de doble efecto, los cuales tienen diferentes configuraciones en cuanto a su diseño, siendo la principal diferencia el sistema de detención de las etapas cuando estas se encuentran en carrera de salida. En este diseño es necesario proveer una detención consistente de la etapa que sale y a demás lograr que los orificios de paso de aceite no se vean afectados por los sellos o en el peor de los casos no queden tapados.

A continuación se citan tres de los principales fabricantes de cilindros telescópicos y se hace un análisis de las configuraciones de detención de cada uno de ellos; es preciso aclarar que el resto del diseño de los cilindros es básicamente el mismo.

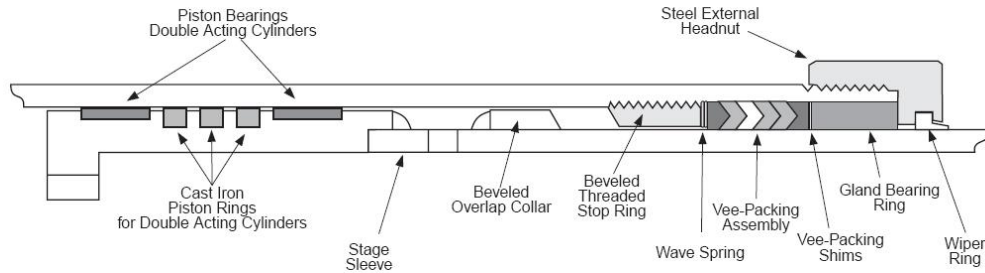
1.3.1. Parcker Hydraulics mobile cylinders. Este tipo de cilindros presenta la configuración de detención más compleja, que a su vez garantiza buen funcionamiento del sistema. También se puede apreciar la presencia de dos puertos de entrada de aceite, a pesar de ser de simple efecto. Aunque a primera vista parecería como si por el puerto superior entrara aceite para recoger el cilindro, esto no sucede. El puerto superior es un puerto de salida de aceite cuya función es hacer más lenta la entrada de la primera etapa, durante el proceso de recogimiento; esto se logra porque al salir el aceite por tal puerto, se verá obligado a pasar por los orificios, logrando de esta forma cierta restricción y por consiguiente retardo en el movimiento.

Figura 4. Cilindro telescópico Parcker.



Fuente: www.sealhouse Ltda.com

Figura 5. Configuración del cilindro Parker.



Fuente. Parker Hydraulics catalogo HY18-0008/US.

En la figura se aprecia el montaje el cual consta de dos roscas, la de la tapa del cilindro, que mantiene el juego de sellos en su lugar y una interna que sirve para el anillo de detención, el cual recibe el pistón y detiene la etapa. Se puede observar que el orificio de paso de aceite queda más abajo del anillo de detención.

Ventajas:

- Debido a que el anillo de detención está enroscado este quedará más firme evitando posibles vibraciones y desgastes.
- El orificio de paso de aceite queda libre para circular siempre.

Desventajas:

- El maquinado de los tubos es más costoso debido a la rosca interior que se debe hacer.

- El anillo de detención es más costoso debido a la rosca.
- Se necesita de herramientas especiales para poder sacar el anillo de detención a la hora de hacer mantenimiento
- El tubo requiere un collar para detener la etapa.
- A pesar de que el orificio queda libre, es posible que se presente cierto entorpecimiento del funcionamiento debido a que el collar y el anillo de detención no muestran ningún drenaje que permita el libre flujo de aceite en la cámara que forman a separarse.

1.3.2. Custom Hoists inc. Este fabricante presenta una configuración más simple que la anterior.

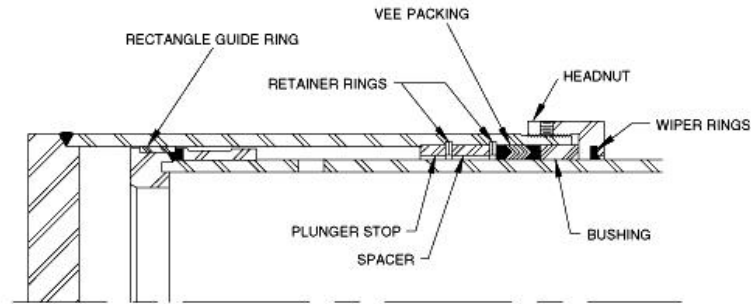
Al igual que en los cilindros parcker, se puede apreciar también la presencia de dos puertos que cumplen la misma función que ya se describió anteriormente.

Figura 6. Cilindro telescópico Custom Hoists.



Fuente: www.adoos.com

Figura 7. Configuración de un cilindro Custom Hoists.



Fuente. www.customhoists.com

En la figura se observa que el sistema de detención consta de dos chavetas las cuales mantienen un anillo de espaciado intermedio y un anillo de detención que recibe el pistón. El sistema de sellado es el mismo.

Ventajas:

- El sistema es más simple y fácil de desmontar.
- Los dos anillos de detención aseguran una buena detención de la etapa saliente.

Desventajas.

- El tubo lleva dos ranuras para chavetas, lo cual disminuye la resistencia de la pared.

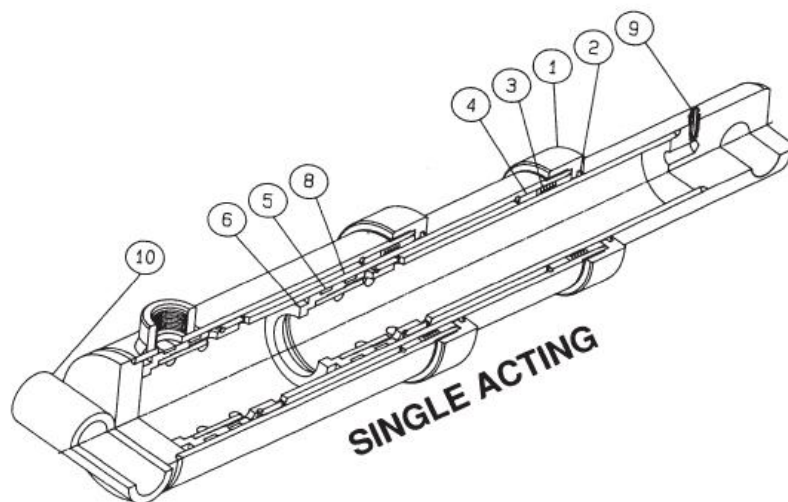
- Se necesitan dos anillos de detención y no uno.
- Los orificios de paso de aceite de ven afectados por el segundo anillo de detención.

1.3.3. Prince Telescopic Cylinders. El montaje que usa este fabricante es el más sencillo de todos.

En este caso se aprecia un solo puerto de entrada de aceite, lo cual quiere decir que este modelo de cilindro telescópico ofrece una sola velocidad de retracción de la primera etapa.

Es preciso recordar que de todas formas la velocidad de devolución del cilindro telescópico se podría controlar con una válvula reguladora de caudal, pero esto sería mucho más costoso.

Figura 8. Configuración de un cilindro Prince.



Fuente. www.princehyd.com

En la figura se puede apreciar una sola chaveta, la cual sostiene dos bujes que encierran los sellos, a demás el tubo de la etapa interior lleva dos orificios de paso de aceite, con el fin de que cuando el superior quede tapado por el buje, el inferior lo reemplace en su función de alimentar la cámara que se forma.

Ventajas:

- El maquinado es más sencillo
- No hay anillo de detención sino dos bujes simples

Desventajas:

- El tubo de la etapa interior lleva dos juegos de orificios, lo cual puede llegar a debilitar considerablemente la pared de dicho tubo.

A demás de estos existen muchos otros montajes del sistema, pero estos son los más representativos.

1.4. SELLOS.

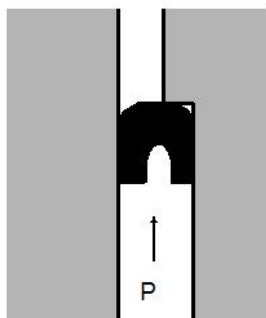
Los factores principales en un sistema de sellado son: la presión del fluido, la fricción, la resistencia a la abrasión, el tipo de fluido, la temperatura y el costo. Estos factores son importantes, porque el fluido al estar confinado dentro de un recipiente tratará de buscar una salida a zonas de menor presión, gracias a sus características de fluidez.

La resistencia a la abrasión y la fricción son fundamentales en la duración del sello y la temperatura ya sea en operación o en reposo incide en la estructura del fluido mismo, lo cual se manifiesta mediante cambio en sus propiedades, más específicamente en la viscosidad lo cual puede facilitar el escape de este.

Existen dos tipos generales de sellos, los sellos de compresión y los sellos de reborde; cada uno de ellos con características especiales que los hacen ideales para cada aplicación.

1.4.1. Sellos de reborde. Como su nombre lo sugiere, en este tipo de sellos la forma es su principal característica, la cual permite realizar el sellado al hacer contacto con las dos superficies en cuestión y a demás se ayuda de la misma presión para mejorar su desempeño al lograr incrementar la fuerza de contacto con la superficie y de esta forma asegurar la reducción de fugas mediante la disminución de la posibilidad de espacios entre las superficies del vástago y el sello.

Figura 9. Sello de reborde.



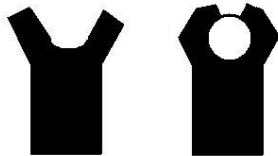
Este tipo de sellos es preferible para sistemas de alta presión, porque a bajas presiones evidencia fallas en su funcionamiento y por ende se presentan fugas

debido a que presión no proporciona la suficiente fuerza de empuje entre el sello y la pared. Con este tipo de sello las fuerzas de fricción no son tan elevadas lo cual permite pensar en un nivel más bajo de desgaste.

Existen diferentes formas para este tipo de sellos siendo la más comunes las forma “U” conocidas como U-cup , la “L” conocida como L-cup y la forma en “V” conocida como V-packing.

1.4.2. Sellos de compresión. Estos sellos deben ser comprimidos de forma mecánica contra las superficies en cuestión lo cual aumenta significativamente la fricción, pero asegura que a bajas presiones la fuerza de contacto se mantenga y por lo tanto la capacidad de sellado.

Figura 10. Sello de compresión.



1.4.3. Factores que afectan el funcionamiento de los sellos.

Extrusión. El fenómeno de extrusión se presenta cuando el sello tiende a salirse de su posición debido a la diferencia de presión existente dentro y fuera del cilindro; los factores que intervienen en esto son: el espacio entre la camisa y el vástago y el material del sello. Para evitar este fenómeno es necesario elegir un buen material de sello como plásticos que son más rígidos que los cauchos; a demás al desgastarse el sello debido a la abrasión el espacio extrusor tiende también a aumentar.

Es posible poner suplementos que ayuden al anillo a soportar estos fenómenos como anillos de retención, chavetas etc.

Material. El material del sello influye directamente en su funcionamiento, debido a que su resistencia al desgaste y abrasión dependen de este; existen diferentes materiales que permiten variar estas propiedades como el Fluorocarbono, que tiene el valor más bajo de abrasión o el poliuretano que tiene el más alto.

A demás el material del sello debe ser compatible con el fluido que sella así como con los aditivos y fluidos de limpieza del sistema; pues existen casos en que incluso el agua puede ser corrosiva para el material del sello lo cual es indeseable.

Temperatura. Los diferentes tipos de sello y de material responden en forma diferente a los cambios de temperatura; es deber del diseñador elegir el material que soporte mejor estos requerimientos. La temperatura del sello puede variar debido a diferentes factores. En primer lugar debido a la temperatura del fluido hidráulico que está sellando, también debido a la temperatura ambiente del exterior del cilindro es decir temperatura de operación del sistema, la fuerza de rozamiento entre el sello y el metal produce elevación de la temperatura en la banda de fricción de este y por ultimo al llegar al final de la carrera e iniciar el retroceso el sello sufre un cambio de postura que produce flexión, que también produce incremento de su temperatura.

Compresión y resiliencia. El endurecimiento por compresión es otro de los fenómenos indeseables que se presentan en los sellos. Cuando esto ocurre el sello pierde su capacidad de recuperación y ya no presiona la superficie a sellar, dejando que pasen gotas de fluido y por ende se presenten fugas. Todos los

elastómeros, incluido el poliuretano sufrirán endurecimiento por compresión el cual se incrementa con la temperatura.

La resiliencia es otra propiedad que se afecta con el tiempo y que hace que la recuperación elástica del sello disminuya con el tiempo. Además la estructura del borde del sello puede cambiar dejando pasar gotas de fluido o también se puede quebrar el borde causando fugas que con el tiempo pueden ser considerables.

1.4.4. Sellos comerciales.

Nitrilo (buna -n). Bueno para productos derivados del petróleo y combustibles, operan en un rango amplio de temperaturas pero tienen poca resistencia a la luz solar y al ozono. Es producido por Seals and Packing.

Fluorocarbono. Tienen mayor resistencia química propiedades de temperatura más amplias.

Silicona. Tienen gran resistencia a la temperatura pero poca a la abrasión, razón por la cual son más recomendados para sellos estáticos.

Fluorosilicona. Conserva las buenas propiedades de la silicona y agrega además una buena resistencia a química a gran variedad de fluidos.

Etileno propileno (epr, epdm). Mala respuesta a los derivados del petróleo, pero con excelente rango de temperaturas, es más usado en la industria de los alimentos.

Neopreno. Buena resistencia a la abrasión y a derivados del petróleo; soporta amplios rangos de temperatura y tiene buena resistencia a la flexión. Se usa normalmente para sellado de refrigerantes.

Perfluoroelastomero. Es más nuevo, y tiene una gran resistencia a diferentes tipos de químicos como lacas acetonas tolueno entre otras.

Sellos tipo polyseal. Como su nombre lo indica este tipo de sellos combina varios materiales para sus sellos. Con esto se busca aumentar la fuerza de sellado sin perder las propiedades de abrasión. Los tipos más comunes de este sello son:

Standard Lubrithane Poly Seal

Deep Poly Seal

B Poly Seal

SBQ Poly Seal

Poly-o

PPDI

Vako seals. Dentro de esta familia de sellos están:

Acrilonitrilo Butadieno Caucho (NBR)

Policloropreno caucho (CR)

Etileno Propileno Dieno Caucho (EPDM)

Poliacrilico caucho (ACM)

Etileno Acrilato Caucho (EAM)

Silicona Cauchos (VMQ, PVMQ)

Fluorosilicona (FVMQ)

Fluorocarbono caucho (FKM)

Tetrafluoroetileno co-polimeros de propileno (TDE/P)

Polietileno cloro sulfatado (CSM)

Nitrilo carboxylado caucho (XNBR)

Nitrilo hidrogenado caucho (HNBR o HSN)

Estireno butadieno caucho (SBR)

Poliuretanos termoplásticos (TPU)

Poli tetra fluoro etileno (PTFE)

Poli [oximetileno] (POM)

NYLON

1.5. CALCULO DE ESPESOR DE PARED DE TUBO PARA CILINDROS HIDRÁULICOS:

El cálculo del espesor de la pared del tubo depende de la presión que este ha de soportar y del hecho de si este es de pared delgada o de pared gruesa; el tubo es de pared delgada cuando su relación de radio contra espesor de pared es mayor o igual a 10 y por el contrario, es de pared gruesa si esta es menor.

$$\frac{r}{e} \geq 10 \quad (1.5.1)$$

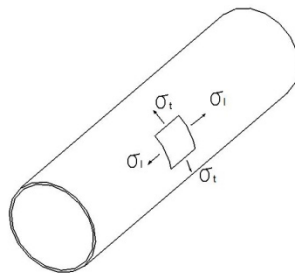
Donde:

d= diámetro interior del cilindro

e= espesor de la pared.

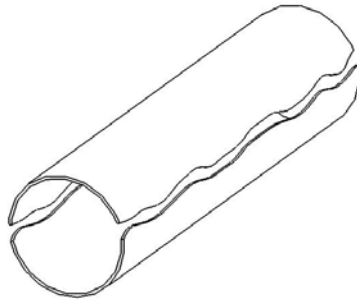
En los cilindros de pared delgada se generan tensiones normales en tracción, cuando se someten a presión interior, dichas tensiones son perpendiculares entre sí de forma tangencial y longitudinal.

Figura 11. Esfuerzos en un cilindro de pared delgada.



La tensión tangencial, denominada σ_t es la principal, y la que tiende a producir la ruptura del elemento de forma longitudinal.

Figura 12. Forma de la falla de depósitos sometidos a presión interior.



La fuerza originada por la presión tiende a separar el cilindro en dos mitades. La tensión longitudinal σ_l tendrá un valor igual a la mitad del anterior y tiene la tendencia a separar el cilindro en dos mitades de forma anular.

Como el valor de la tensión transversal es el doble de la longitudinal, es de suponerse que el cilindro fallará primero por dicha tensión transversal, por este motivo los fabricantes de tanques ponen refuerzos anulares en ellos y no de otro modo.

De esta forma, el valor del esfuerzo tangencial debe ser igualado a la tensión admisible del material del cilindro:

$$\sigma_t = \frac{Pd}{2e} \leq \sigma_{adm} \quad (1.5.2)$$

Donde:

P = Presión interior del cilindro

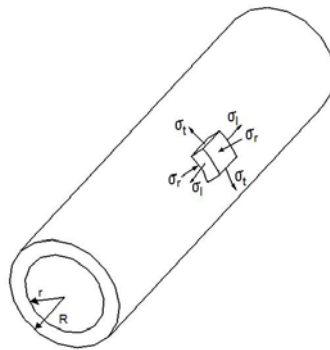
d = Diámetro interior del cilindro

e = Espesor de la pared

σ_{adm} = Tensión admisible del material.

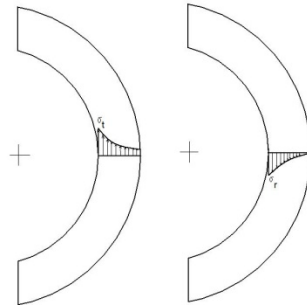
En los cilindros de pared gruesa el cálculo es más complejo porque el estado de tensiones que se genera al someter el cilindro a presión es un estado tridimensional debido a la profundidad de la pared que a diferencia del caso anterior ahora si debe ser tenida en cuenta. Las tensiones simultáneas aquí son tres, para que esto ocurra se supone que el cilindro está cerrado en sus extremos.

Figura 13. Esfuerzos en un cilindro de pared gruesa.



Las tensiones que se originan son las siguientes: la tensión tangencial que tiende a romper el cilindro en la forma que se indicó arriba, y cuyo valor alcanza su máximo en la parte interior del cilindro; una tensión de compresión σ_r radial originada directamente por la presión actuando sobre la pared, la cual tiene su valor máximo en la superficie interior de la pared y mínimo y generalmente nulo en el exterior; y por último la tensión longitudinal que tiene un valor intermedio y se distribuye uniformemente por toda la pared.

Figura 14. Distribución de esfuerzos en la pared de un cilindro grueso.



De todas estas la que alcanza mayor valor es nuevamente la tensión tangencial, pero se debe tener en cuenta también la tensión radial. La tensión longitudinal nuevamente se desprecia debido a que su valor es menor que el de las otras dos.

Estas tensiones se obtienen a través de las siguientes expresiones:

$$\sigma_t = P \frac{R^2 + r^2}{R^2 - r^2} \quad (1.5.3)$$

$$\sigma_r = -P \quad (1.5.4)$$

Donde:

P= Presión interior en el cilindro

R= Radio exterior

r = radio interior

De acuerdo al material utilizado para fabricar el cilindro se puede usar uno u otro criterio de falla; en caso de materiales dúctiles como el acero es recomendable usar la teoría de la tensión cortante máxima la cual se reduce a la expresión:

$$\sigma_{adm} = \sigma_c + \sigma_p \quad (1.5.5)$$

En materiales dúctiles es mejor establecer como límite la resistencia a la fluencia del material. El coeficiente de seguridad en cilindros de material dúctil oscila entre 1.5 y 3.

1.6. CALCULO DEL VÁSTAGO

El vástago del cilindro trabaja siempre a tracción o compresión y además soporta el fenómeno de pandeo cuando está sometido a compresión; en el caso de cilindros que solo soportan cargas de tracción es común ver vástagos de gran longitud, cosa que sería muy peligrosa si trabajaran a compresión.

También interviene en el fenómeno de pandeo e tipo de apoyo que tenga el cilindro. En general se considera que el cilindro estará sometido a pandeo si cumple la siguiente relación:

$$\frac{L}{i} \geq 40 \quad (1.6.1)$$

Donde:

L = longitud del vástago

i = radio de giro de la sección.

$$i = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (1.6.2)$$

Donde:

_ I = Momento de inercia de la sección

_ A = área de la sección recta.

Por debajo de este valor, se puede hacer el cálculo a compresión simple. En este caso la carga que soporta el vástago es mayor que la que soportaría si se presentara pandeo. El esfuerzo a compresión simple se puede calcular mediante la siguiente expresión:

$$\sigma = \frac{4F}{\pi d^2} \leq \sigma_{adm} \quad (1.6.3)$$

Donde:

F = Fuerza axial sobre el vástago.

d = Diámetro del vástago.

En caso de estar sometido al fenómeno de pandeo el vástago, se utiliza la expresión de Euler para columnas con extremos articulados libres, que permiten el movimiento axial y rotación en un sentido.

$$F_p = \frac{\pi^2 EI}{L_p^2 C_r} \quad (1.6.4)$$

Donde:

F_p = Carga límite de pandeo

E = Modulo de elasticidad del material

I = Momento de inercia.

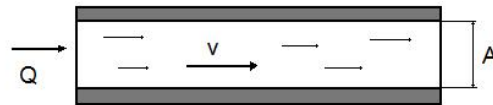
L_p = longitud de pandeo.

C_s = Coeficiente de seguridad, que suele oscilar entre 2 y 3.

1.7. FLUJO DE FLUIDOS EN TUBERÍAS

1.7.1. Ecuación de continuidad. La ecuación de continuidad define el paso del fluido a través de una tubería estableciendo la relación existente entre la velocidad, el caudal y el área de sección transversal del tubo.

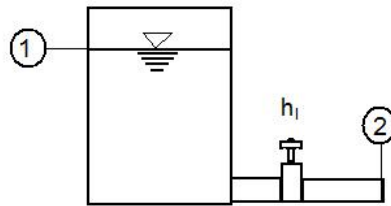
Figura 15. Flujo en una tubería.



$$Q = Av \quad (1.7.1)$$

1.7.2. Ecuación general de la energía. La ecuación general de energía proviene de la expresión de Bernoulli y hace posible resolver problemas en donde se presentan pérdidas de energía en el fluido. La interpretación de la ecuación general de la energía representa la energía del fluido en las zonas 1 y 2 y las pérdidas de esta debido a su paso por el sistema.

Figura 16. Sistema hidráulico simple.



Entonces la ecuación general de la energía queda:

$$\frac{P_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + h_l = \frac{P_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} \quad (1.7.2)$$

Es importante evaluar esta expresión en la dirección del flujo.

1.7.3. Pérdida de energía en accesorios. Al pasar por un accesorio tal como una válvula, una reducción o simplemente un orificio el fluido pierde energía y esta se puede expresar en función de la velocidad de paso del fluido por esta y del coeficiente de resistencia del accesorio K.

$$h_l = K \frac{v^2}{2g_n} \quad (1.7.3)$$

1.8 AREA DE TENSION POR ESFUERZO EN TRACCIÓN EN ROSCAS METRICAS.

Debido a la forma helicoidal del cordón de la rosca, el área de sección transversal de un tornillo no será exactamente el área del corte transversal, sino que es necesario ajustar esta medida mediante la siguiente expresión:

$$A_t = (0.7854)(D - 0.9382p)^2 \quad (1.8.1)$$

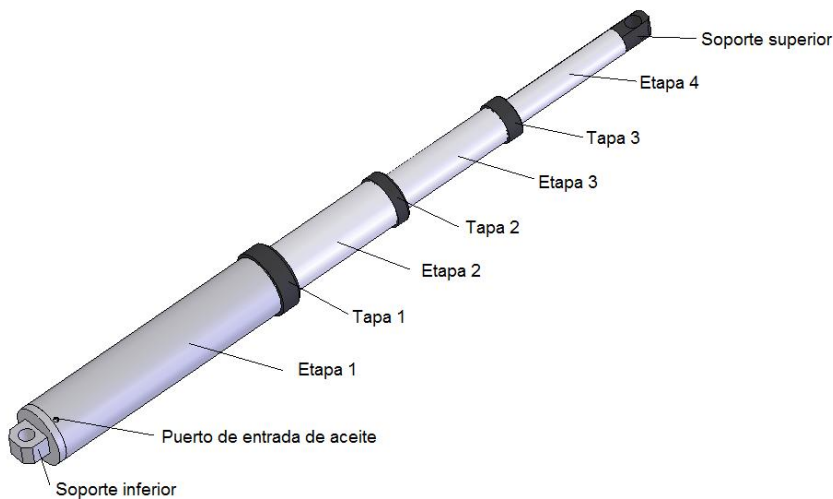
En caso de tubos roscados, es preciso restar el área del diámetro interior del tubo.

2. DESCRIPCION.

2.1. DESCRIPCIÓN GENERAL

Consta de cuatro etapas de las cuales 3 son móviles y una fija que aloja todo el sistema, cada etapa lleva una tapa la cual soporta el paquete de sellos. Cada etapa se desliza dentro de la otra logrando gran longitud en estado extendido con poca exigencia de espacio en estado recogido.

Figura 17. Cilindro telescópico vista global.



La primera y la última etapa llevan los soportes para pasadores, donde se anclará la carga y el apoyo del cilindro. Tiene un solo puerto de entrada de aceite en la parte inferior de la primera etapa.

2.1.1. Características.

Longitud en estado recogido: 830 mm

Longitud en estado extendido: 2545 mm

Peso: 62.5 kg

Presión de trabajo: 2000 psi

Fluido de trabajo: hidráulico ISO 46

Caudal de trabajo 8 galones por minuto

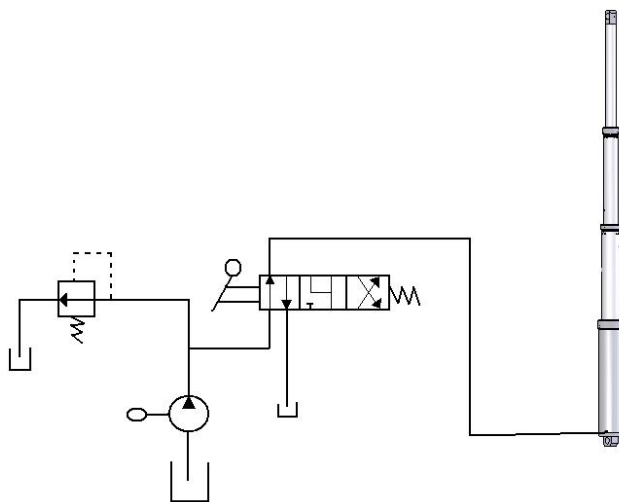
Acople: acoplar a manguera de media pulgada.

Capacidad máxima: 2 toneladas

Temperatura de operación: no mayor a 60 grados centígrados.

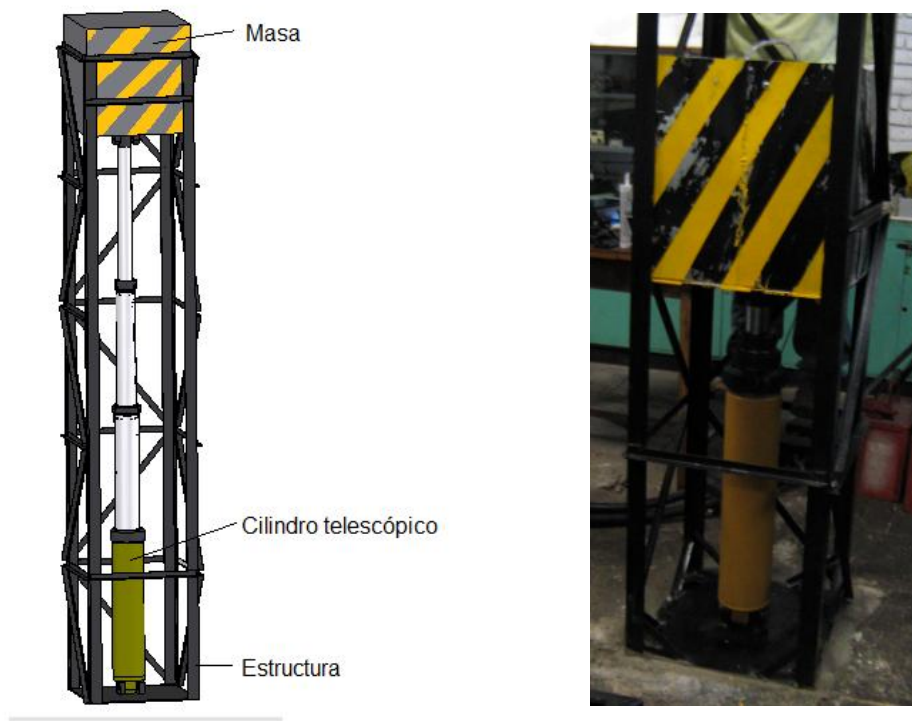
2.1.2. Montaje hidráulico.

Figura 18. Montaje hidráulico.



2.1.3. Carga de trabajo. El cilindro telescópico trabaja con un peso de 300 kilogramos que desliza sobre una estructura con guías que se instaló en el laboratorio de sistemas oleo neumáticos como complemento para el desarrollo del proyecto.

Figura 19. Vista general del montaje.



Fuente. Autor.

2.1.4. Materiales.

- Acero ST-52.0 (tubo lapeado H8) norma DIN 2391/94. Resistencia a fluencia 420 MPa
- Acero 1020 resistencia a la fluencia 206 Mpa.
- Hierro HR resistencia a la fluencia 250 Mpa.

2.1.5. Funcionamiento. El cilindro telescópico consta de 4 etapas, tres de las cuales son móviles y una fija; se han designado en orden, siendo la etapa fija la número 1,

con su respectiva tapa la cual se denomina también tapa 1; en términos generales los accesorios relacionados a una determinada etapa, se denominan con su nombre seguido del número de la etapa.

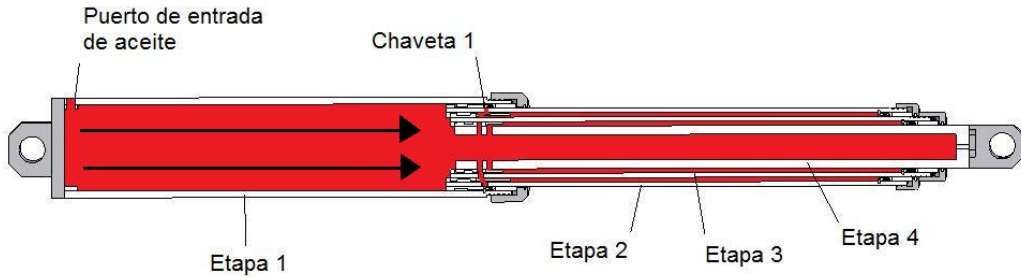
Al principio la etapa 1 contiene a las demás etapas, es decir a la 2, 3 y 4 dentro de sí; y el sistema está completamente recogido.

Figura 20. Cilindro recogido.



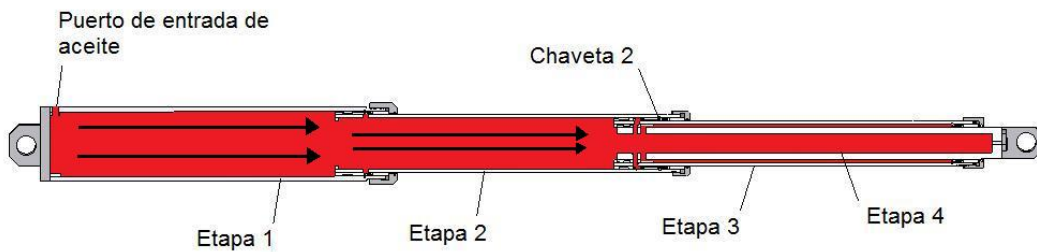
Una vez ingresa aceite a presión por el puerto de entrada que se encuentra en la etapa 1, la etapa dos inicia su carrera de salida, conteniendo a las demás dentro; esta desliza dentro de la etapa 1 hasta encontrar la chaveta de la etapa 1 la cual la detiene.

Figura 21. Salida de la etapa 2.



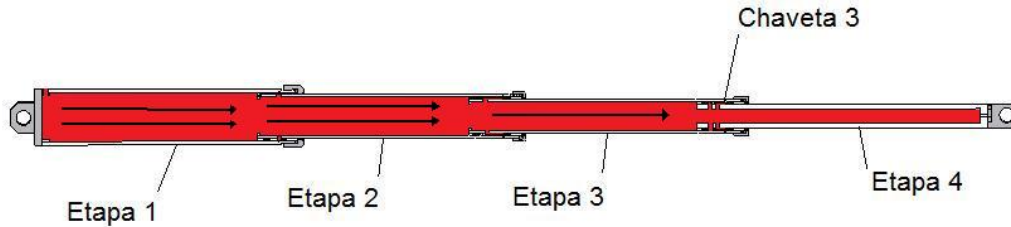
Una vez detenida la etapa dos, la etapa 3 iniciará su carrera de forma similar, deslizando dentro de la dos y conteniendo la 4 hasta llegar a la chaveta dos la cual la detendrá.

Figura 22. Salida de la etapa 3.



El proceso se repite con la 4 la cual iniciará su salida hasta llegar a la chaveta de la 3 y así el cilindro quedará completamente extendido.

Figura 23. Salida de la etapa 4.



El proceso se desarrolla en forma inversa durante el recogimiento, pero la fuerza necesaria para lograrlo no la provee el aceite sino el mismo peso de la carga que está levantando.

Las tapas cumplen la función de mantener el paquete de sellos en su posición de trabajo y de aplicar en ellos la presión necesaria para que cumplan su trabajo como sello de compresión, lo cual se explicará más adelante.

2.2. DESCRIPCIÓN DETALLADA

2.2.1. Partes. El cilindro telescópico se compone de 1 etapa fija y tres etapas móviles, las cuales constan de una tapa respectivamente.

Lista de partes:

- Etapa 1 (fija)
 - Anillo de soporte
 - Fondo
 - Puerto de aceite.
 - Soporte inferior
- Etapa 2 -3(Móvil)
 - Pistón
 - Anillo de soporte
- Etapa 4 (Móvil)
 - Pistón
 - Soporte superior
 - Orificio de purga
- Tapa 1
- Tapa 2
- Tapa 3
- Anillo de detención 2
- Anillo de detención 3
- Accesorios
 - Chavetas
 - Sellos de alta presión
 - Bujes de teflón
 - Sellos de limpieza
 - Válvula de purga
 - Bandas de deslizamiento

2.2.2. Descripción de la etapa 1. La etapa 1, es la etapa donde van alojadas las etapas móviles y es donde se encuentra el puerto de suministro de aceite del sistema. También sirve como apoyo del cilindro, en el fondo.

Partes:

Tubo principal de acero ST-52.0 (tubo lapeado H8) norma DIN 2391/94.

Características:

- Diámetro interior 127 mm
- Diámetro exterior 146.25 mm
- Longitud 656 mm
- Acabado superficial interno H8 pulido fino, para asegurar el buen deslizamiento de la etapa que lleva adentro.
- Acabado externo pulido burdo y pintado.
- Ranura circular interna para chaveta. Cuyo objetivo es detener la etapa que desliza en el interior y sujetar y mantener los sellos en su lugar
- Rosca en la parte superior M 139.7 x 2 para sujetar la tapa.
- Puerto de aceite de 12.70 mm de diámetro rosca NPT 13 hilos por pulgada en la parte inferior.

Fondo de acero 1020, para cerrar el sistema en la parte inferior y proveer soporte al cilindro.

Características:

- Diámetro 146.25 mm
- Espesor 19.05 mm

Soporte inferior de acero 1020. Con agujero para pasador donde se realiza el anclaje inferior del cilindro al entorno de trabajo, ya sea en el suelo en un vehículo.

Características:

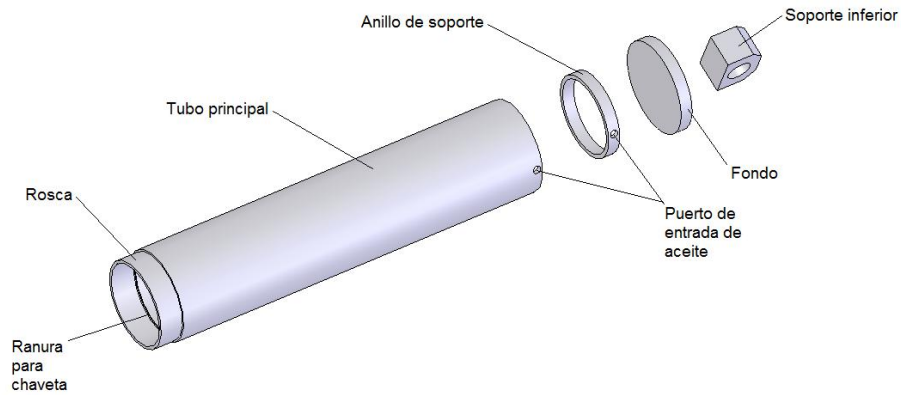
- Diámetro del agujero 38.1 mm

Anillo de soporte, de hierro HR resistencia a fluencia 250 Mpa que recibe el sistema cuando llega a su estado de reposo y resguarda el puerto de entrada de aceite.

Características:

- Diámetro externo 127 mm
- Diámetro interno 114.30 mm
- Espesor 6.35 mm
- Taladro de 12.70 mm para entrada de aceite.

Figura 24. Despiece de la etapa 1.



Constitución:

El ensamble de la etapa se realiza con soldadura 7018 de la siguiente manera:

El anillo de soporte va soldado sobre el fondo en forma concéntrica y este a su vez se suelda en el extremo del tubo principal al lado opuesto de la ranura para chaveta y de la rosca, teniendo en cuenta que el puerto de aceite no debe quedar obstruido.

El soporte inferior se suelda en el fondo en el centro; preferiblemente con bisel para soldadura a 45°.

Figura 25. Ensamble de la etapa 1.

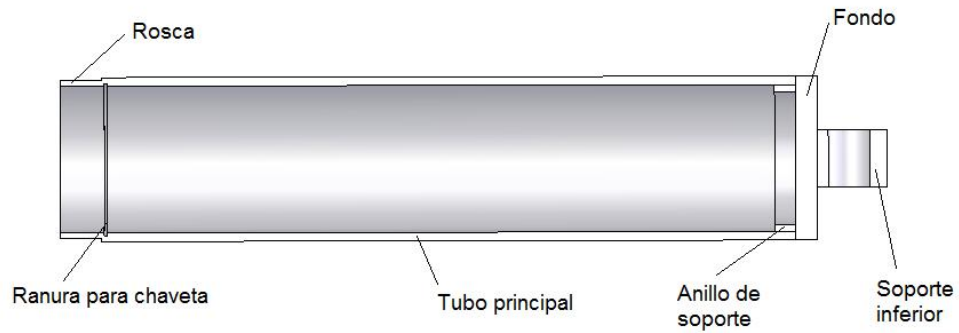


Figura 26. Etapa 1



Fuente. Autor.

2.2.3. Descripción de la etapa 2. La etapa 2 es la primera etapa móvil, esta se desliza dentro de la etapa 1.

Partes:

Tubo principal de acero ST-52.0 (Tubo lapeado H8) norma DIN 2391/94.

Características:

- Diámetro externo: 114.3 mm
- Diámetro interno: 101.6 mm
- Acabado interior: pulido fino H8 para asegurar el deslizamiento de la etapa que va adentro
- Acabado exterior: pulido fino con recubrimiento de cromo duro para asegurar el perfecto sellado
- Ranura para chaveta: para detener la etapa interna cuando llegue al fin de su carrera y para mantener el paquete de sellos en su lugar.
- Rosca: M 114.3 x 2.
- Taladros: 6 orificios de 6.35 mm para asegurar el paso de aceite entre etapas y entre cámaras de sellos.

Pistón para deslizar dentro del tubo de la etapa anterior y proveer soporte estructural al sistema. Fabricado en acero 1020.

Características:

- Diámetro externo: 125.41 mm
- Diámetro interno: 114.3 mm
- Longitud: 55 mm
- Ranura: ranura de 3 mm de profundidad y 19.45 mm de ancho para alojar la correa de deslizamiento que asegurará el buen sellado entre etapas, la

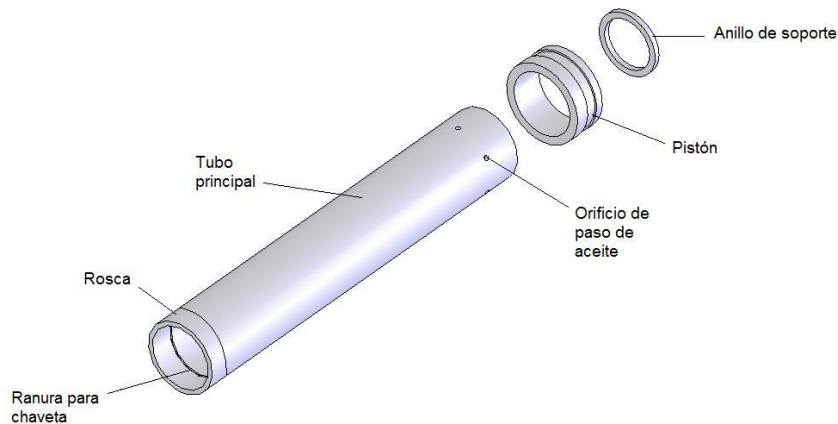
lubricación y mantendrá el acabado superficial de la etapa en la que se desliza.

Anillo de soporte, el cual recibe la etapa interior cuando viene en descenso, y ayuda a soportar la carga cuando el sistema está en reposo en acero 1020.

Características:

- Diámetro externo: 101.6 mm
- Diámetro interno: 88.9 mm
- Espesor: 6.35 mm

Figura 27. Despiece etapa 2.



Constitución: El pistón va soldado en la parte inferior del tubo, al lado contrario de la ranura y la rosca y asegurando que el borde inferior del pistón coincida con el borde inferior del tubo; con soldadura 7018 y bisel a 45°. También debe llevar un cordón de soldadura en la parte superior del pistón.

El anillo de soporte va soldado en la misma posición que el pistón y asegurando también la coincidencia antes mencionada. El mismo tipo de soldadura.

Figura 28. Ensamble etapa 2.

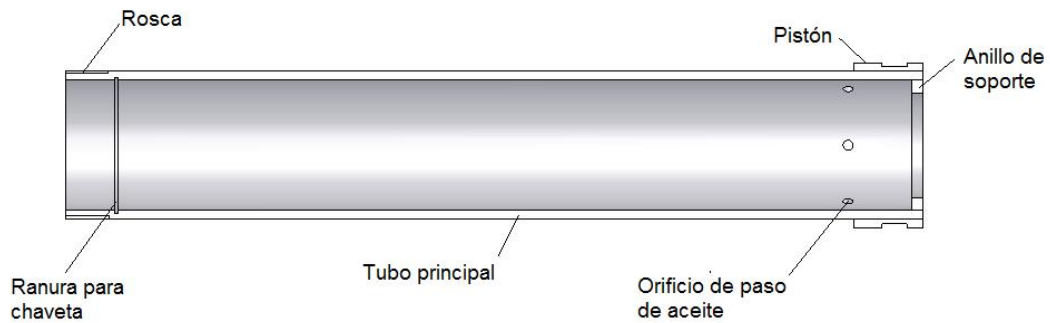
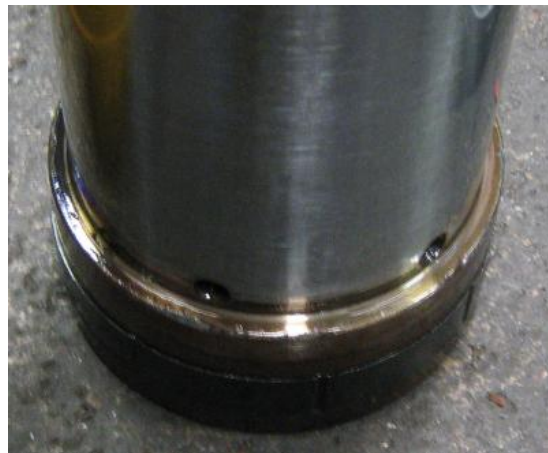


Figura 29. Etapa 2.



Fuente. Autor

2.2.4. Descripción de la etapa 3. La etapa 3 es la segunda etapa móvil, esta se desliza dentro de la etapa 2.

Partes:

Tubo principal de acero ST-52.0 (Tubo lapeado H8) norma DIN 2391/94.

Características:

- Diámetro externo: 88.9 mm
- Diámetro interno: 76.2 mm
- Acabado interior: pulido fino H8 para asegurar el deslizamiento de la etapa que va adentro
- Acabado exterior: pulido fino con recubrimiento de cromo duro para asegurar el perfecto sellado
- Ranura para chaveta: para detener la etapa interna cuando llegue al fin de su carrera y para mantener el paquete de sellos en su lugar.
- Rosca: M 88.9 x 2.
- Taladros: 6 orificios de 6.35 mm para asegurar el paso de aceite entre etapas y entre cámaras de sellos.

Pistón para deslizar dentro del tubo de la etapa anterior y proveer soporte estructural al sistema. Fabricado en acero 1020.

Características:

- Diámetro externo: 100.01 mm
- Diámetro interno: 88.9 mm
- Longitud: 37.45 mm

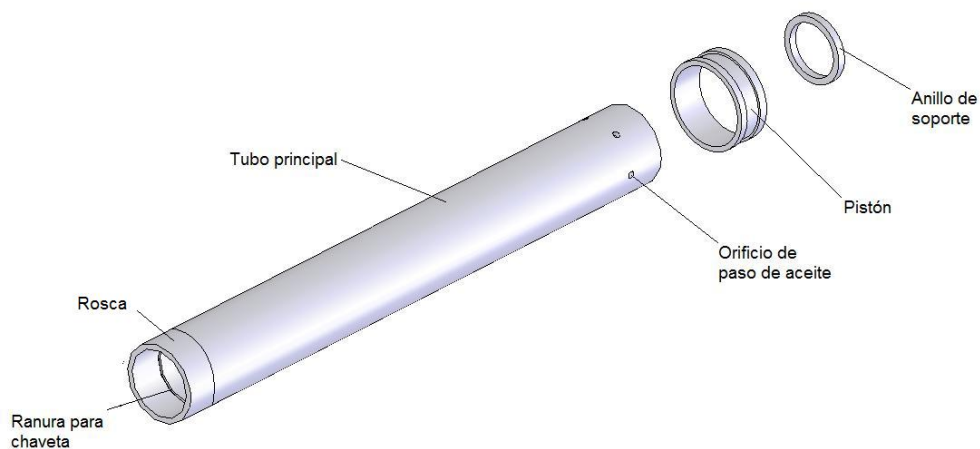
- Ranura: ranura de 3 mm de profundidad y 19.40mm de ancho para alojar la correa de deslizamiento que asegurará el buen sellado entre etapas, la lubricación y mantendrá el acabado superficial de la etapa en la que se desliza.

Anillo de soporte, el cual recibe la etapa interior cuando viene en descenso, y ayuda a soportar la carga cuando el sistema está en reposo en acero 1020.

Características:

- Diámetro externo: 76.2 mm
- Diámetro interno: 63.5 mm
- Espesor: 6.35 mm

Figura 30. Despiece etapa 3.



Constitución:

El pistón va soldado en la parte inferior del tubo, al lado contrario de la ranura y la rosca y asegurando que el borde inferior del pistón coincida con el borde inferior del tubo; con soldadura 7018 y bisel a 45°. También debe llevar un cordón de soldadura en la parte superior del pistón.

El anillo de soporte va soldado en la misma posición que el pistón y asegurando también la coincidencia antes mencionada. El mismo tipo de soldadura.

Figura 31. Ensamble etapa 3.

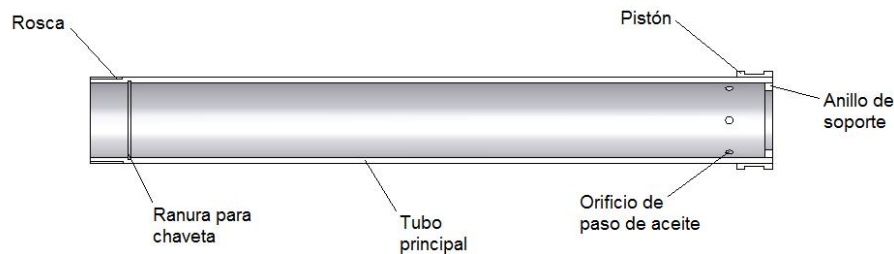


Figura 32. Etapa 3.



Fuente. Autor.

2.2.5. Descripción de la etapa 4. Es la etapa final, que soporta el peso de la carga directamente.

Partes:

Tubo principal, de acero st 52. Cerrado en la parte superior.

Características:

- Diámetro externo: 63.5 mm
- Diámetro interno: 39 mm
- Longitud: 836.95 mm
- Acabado interior: pulido burdo
- Acabado exterior: pulido fino con recubrimiento de cromo duro para asegurar el sellado.
- cuatro orificios de 6.35 mm de diámetro para asegurar el paso de aceite cuando la etapa desliza dentro de la tercera etapa.
- Cuatro orificios de 5 mm de diámetro para asegurar el paso de aceite cuando la etapa tres desliza dentro de la dos.
- Orificio superior de 12.70 mm para la salida del aire contenido en el sistema.

Pistón de acero 1020.

Características:

- Diámetro externo: 74.61 mm
- Diámetro interno: 63.5 mm
- Longitud: 45.40 mm
- Ranura de 3 mm de profundidad y 12.40 mm de ancho para banda de deslizamiento

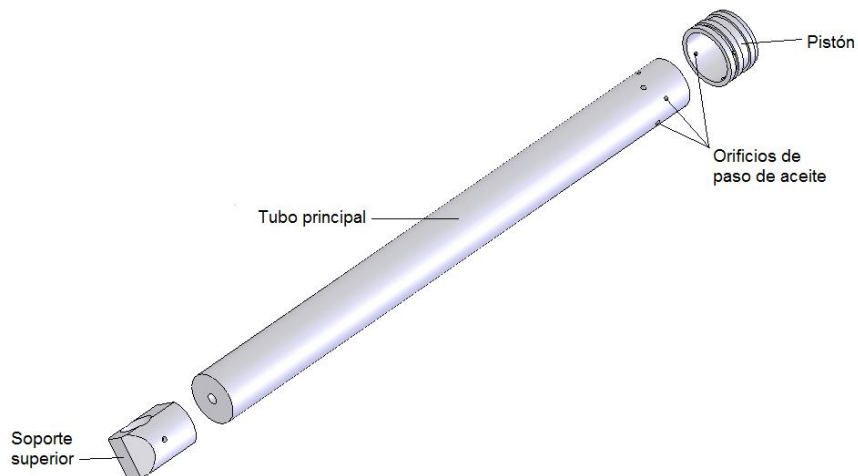
- Orificios de paso de aceite
- Canal de circulación de aceite

Soporte superior de acero 1020 con agujero para pasador, el cual provee el soporte superior del cilindro y válvula de purga de aire; generalmente anclado a la carga de trabajo.

Características:

- Agujero para pasador de 38.1 mm
- Conducto para purga de aire
- Orificio de 6.35 mm de diámetro con rosca NPT 13 hilos por pulgada para válvula de purga.

Figura 33. Despiece etapa 4.



Constitución:

El pistón va soldado al tubo principal en el extremo inferior (abierto) de manera que sus bordes inferiores coincidan al igual que los orificios de paso de aceite. El soporte superior va soldado en el extremo opuesto de manera concéntrica y asegurando que el canal de purga quede completamente libre.

Figura 34. Ensamble etapa 4.

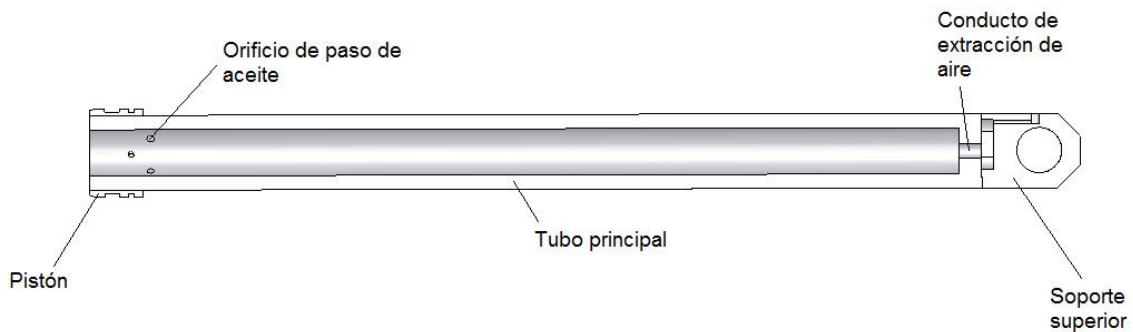


Figura 35. Detalle del pistón de la etapa 4.

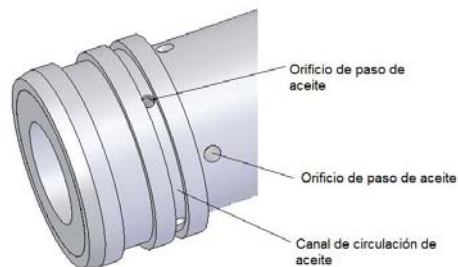


Figura 36. Detalle del soporte superior.

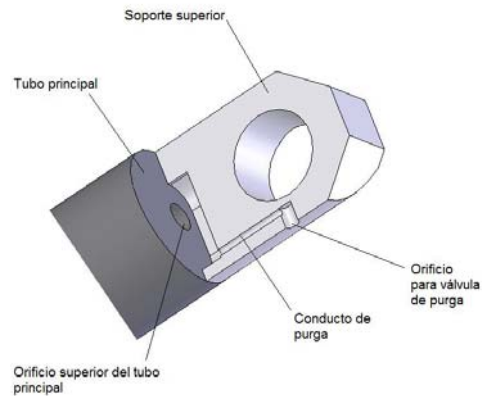
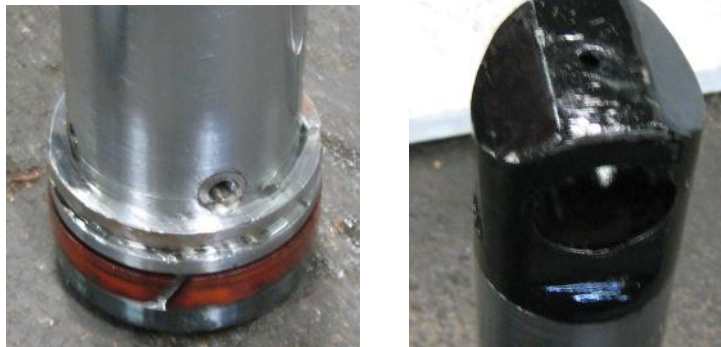


Figura 37. Etapa 4.



Fuente. Autor.

2.2.6. Tapas. Las tapas están ubicadas en la parte superior de cada una de las etapas, y sirven como retención del paquete de sellos de alta presión y también como soporte del sello de limpieza de la superficie de las etapas móviles.

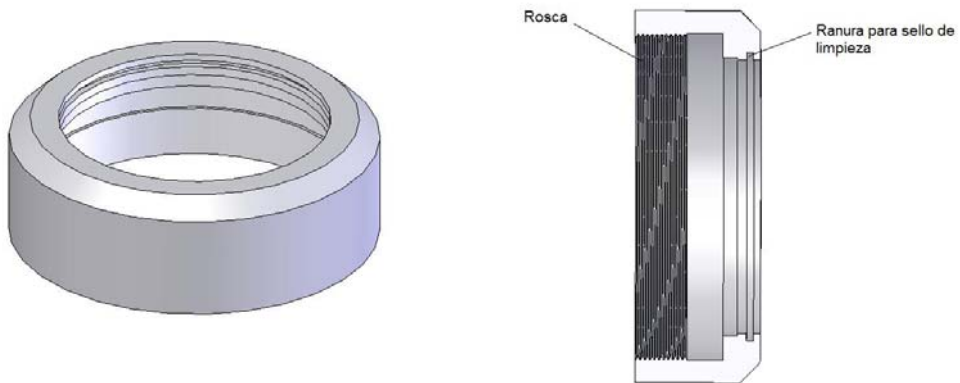
Constan de un cuerpo roscado, para enroscar en la parte superior de la etapa, y una cabeza superior que aloja y sostiene el sello de limpieza del paquete de sellos del cilindro.

Tapa 1:

Características:

- Diámetro externo 160 mm
- Ancho 53.60 mm
- Rosca M 137.5 x 2.
- Ranura para sello de limpieza de 3mm de profundidad

Figura 38. Tapa 1.

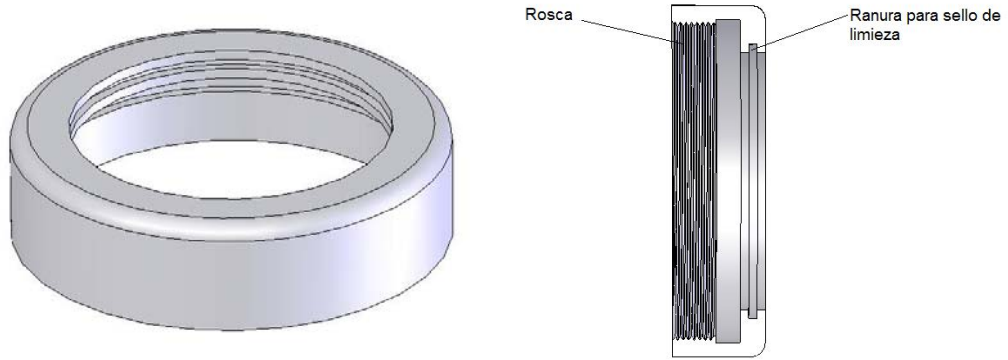


Tapa 2:

Características:

- Diámetro externo 127 mm
- Ancho 33.80 mm
- Rosca M 111.4 x 2
- Ranura para sello de limpieza de 3mm de profundidad

Figura 39. Tapa 2.

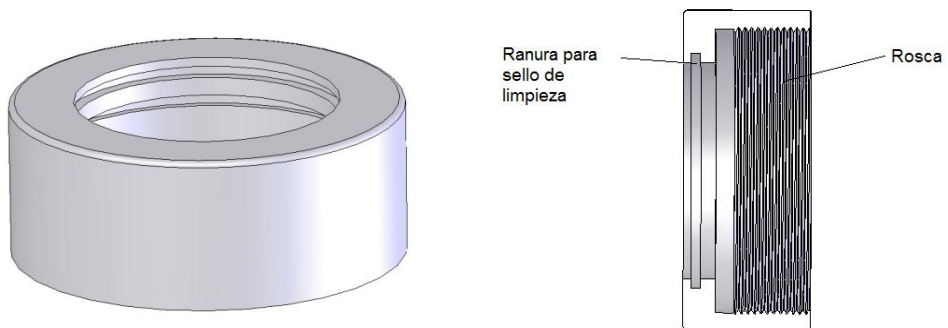


Tapa 3:

Características:

- Diámetro externo 100 mm
- Ancho 39.50 mm
- Rosca M 86.7 x 2.
- Ranura para sello de limpieza de 3mm de profundidad

Figura 40. Tapa 3.



2.2.7. Anillos de detención. En las etapas 3 y 4 sobre el pistón se encuentra un anillo cuya función es restringir la carrera de la etapa con el fin de asegurar una buena medida del traslape entre etapa y etapa a fin de disminuir el fenómeno de pandeo; también aseguran que los orificios de paso de aceite no se vean afectados por los sello al llegar al final de la carrera. Es decir que estos no se tapen.

Anillo de detención etapa 3:

Características:

- Diámetro externo 100.01 mm
- Altura 50 mm
- Orificios de circulación de aceite de la etapa dos a la uno.
- Canal de circulación de aceite.

Figura 41. Anillo de detención etapa 3.

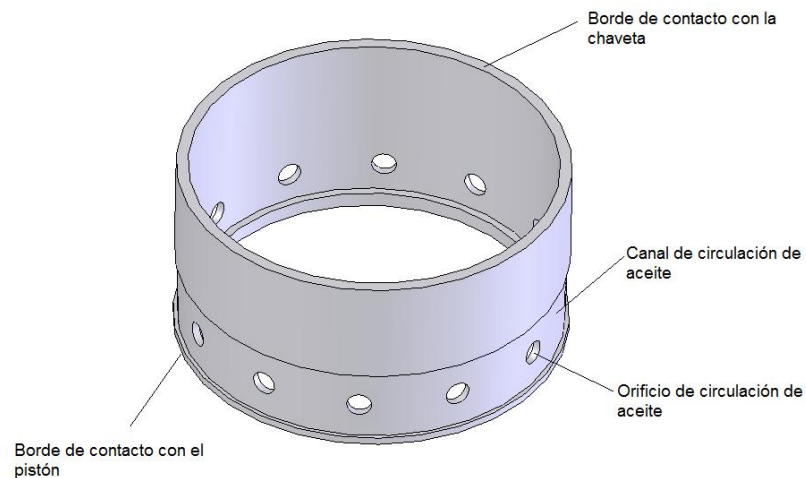


Figura 42. Anillo de detención montado en la etapa.



Fuente. Autor.

Anillo de detención etapa 4:

Características:

- Diámetro externo 74.61 mm
- Altura 25 mm

Figura 43. Anillo de detención etapa 4.

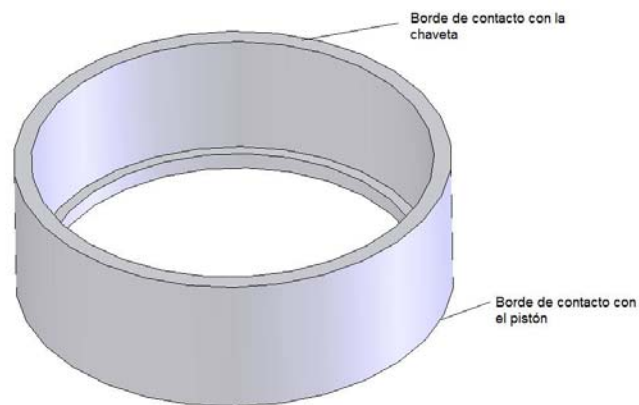


Figura 44. Anillo de detención etapa 4 montado en la etapa.



Fuente. Autor.

2.2.8. Sistema de sellado. El sistema de sellado del cilindro telescópico consta de dos secciones; una de presión y la otra la de limpieza.

Los sellos de alta presión utilizan una combinación entre el tipo de sellos de reborde y el de compresión, mediante un juego de sellos “Chevron V-packing”. Los cuales presentan un buen desempeño tanto a altas como a bajas presiones, y a demás buena respuesta a los cambios, sin olvidar su especial funcionalidad para sistemas dinámicos donde los diámetros de los vástagos son relativamente grandes.

Descripción del juego de sellos:

El juego de sellos consta de 7 componentes en el siguiente orden:

- Buje de teflón.
- Adaptador hembra, para mantener la forma a los sellos. Fabricado en fibra de algodón y Fluoro-caucho FPM (Vitón).
- Sello de poliuretano (P.U.).
- Sello de Polyacetal (P.O.M.). (blanco).
- Sello de poliuretano (P.U.).
- Sello de Polyacetal (P.O.M.). (blanco).
- Sello de poliuretano (P.U.).
- Adaptador macho, para mantener la forma a los sellos. Fabricado en fibra de algodón y Fluoro-caucho FPM (Vitón).

Figura 45. Vista en corte del paquete de sellos.

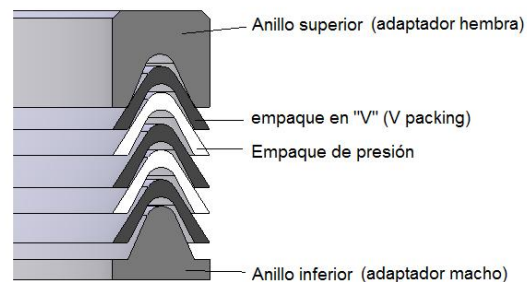


Figura 46. Paquete de sellos.



Fuente. Autor.

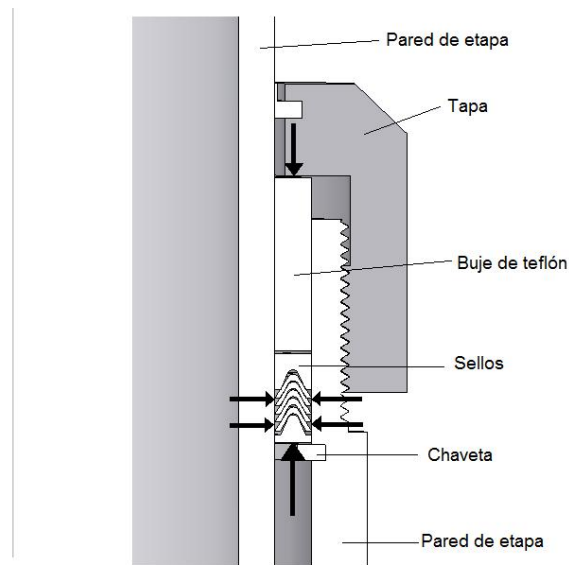
Los sellos intermedios (blancos) son más blandos, con el fin de cumplir mejor la función de sello de reborde; sin embargo para disminuir al máximo el fenómeno de extrusión se encuentran en el medio de sellos de poliuretano más rígidos que le dan más consistencia al montaje.

Funcionamiento:

Como sello de compresión:

El juego de sellos actúa como sello de compresión lo cual lo hace apropiado para el trabajo a bajas presiones. El funcionamiento radica en el empuje que hace la tapa sobre el buje de teflón y que este a su vez transmite al sello. Al verse aprisionados entre el buje y la chaveta los sellos, debido a su forma y a la presencia de los adaptadores, tratan de expandirse lateralmente de tal manera que aparece una presión del borde del sello contra las paredes que lo contienen creando la superficie de sellado. Tales paredes forman lo que se podría llamar la cámara de sellos.

Figura 47. Vista del montaje del paquete de sellos.



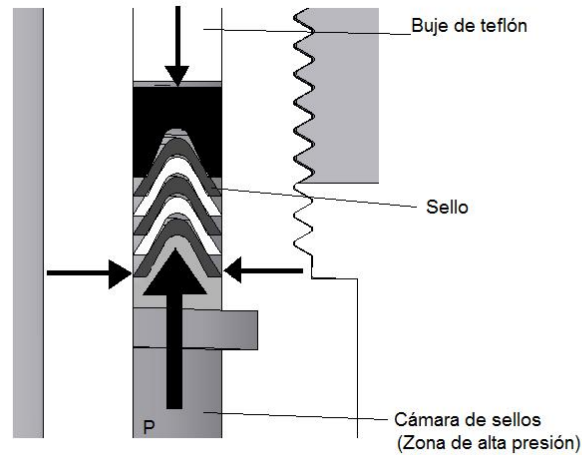
Al aumentar la presión ejercida por la tapa sobre el buje, aumentará la fuerza de contacto del borde de los sellos y las paredes, disminuyendo los espacios de fuga del aceite. Esta función es cumplida principalmente por los sellos duros de poliuretano, aunque los blandos de poli acetal también aportan algo de sellado.

Como sellos de reborde:

A demás de su función como sellos de compresión, los sellos realizan también la función como sellos de reborde debido a la presión que se encuentra en la cámara de sellos que induce al sello a expandirse y presionarse contra la pared del tubo, ya que el buje de teflón le impide desplazarse hacia arriba.

También esto es facilitado por la forma de los sellos y de los adaptadores.

Figura 48. Efecto de la presión sobre los sellos.



Esto los hace apropiados para el trabajo a altas presiones. Para este aspecto del funcionamiento los sellos de poli acetal (Blancos) que son más blandos, son más apropiados debido a que sus rebordes se presionan de forma más uniforme contra las paredes del tubo.

La otra sección es la sección de limpieza, la cual consta de un sello de limpieza (Wiper ring) de acrílico nitrilo grafitado.

Debido a su forma, el sello permite que al salir la etapa, las posibles impurezas salgan pegadas a la pared, y al entrar sean removidas por el borde superior del sello.

Figura 49. Sello de limpieza.

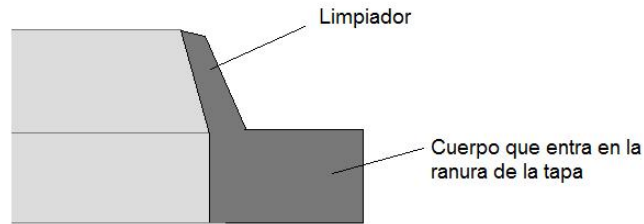
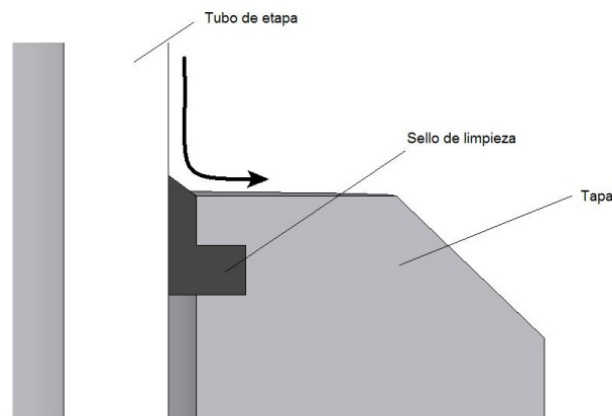


Figura 50. Funcionamiento del sello de limpieza.



El juego de sellos viene presentado comercialmente en forma de Kit's, los cuales tienen su designación en pulgadas como Diámetro interno x Diámetro externo. Para el caso de este cilindro la referencia del kit es:

Chevron Packing: 2.5 x 3, 3.5 x 4, 4.5 x 5.

El kit contiene:

- Buje de teflón
- Juego de sellos con los 7 componentes.
- Sello de limpieza (wipper).

Son muchas las casas comerciales que ofrecen este tipo de empaquetaduras; entre ellas se encuentran:

- Custon Hoist CO. Fabricante de cilindros telescópicos.
- Caterpillar Motors.
- Packing Rubber House.
- James Walker.
- Sulekha B2B.
- Barkar seals.
- Otros genéricos menos costosos.

En la ciudad de Bucaramanga es posible encontrar estos Kit's en E.H.N hidráulica.

O en servimec S.A.

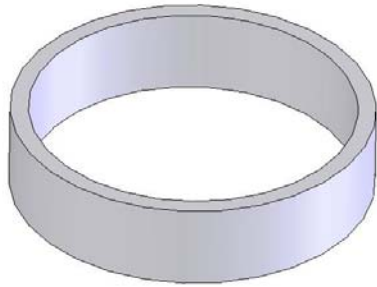
También es posible adquirir el Kit de sellos Caterpillar motor en el almacén Tracto-repuestos Ltda. Bajo las siguientes referencias:

- 1K7113
- 3E4130
- 3E4134
- 3E4136
- 8M3912
- 3J9740

2.2.9. Accesorios.

- Bujes de teflón 2.5 x 3, 3.5 x 4, 4.5 x 5 pulgadas (medidas interna y externa) y $\frac{3}{4}$ de espesor (en su defecto 30mm). Estos generalmente hacen parte del Kit de sellos.

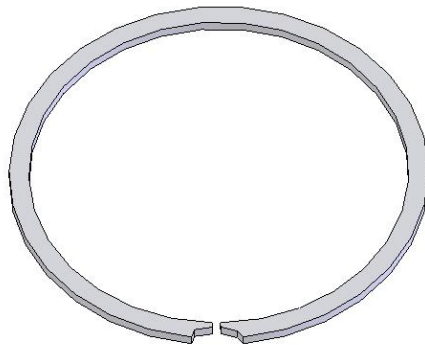
Figura 51. Buje de teflón.



- Chavetas para diámetro interior de 3, 4 y 5 pulgadas (de un solo cuerpo o en espiral), para trabajo medio o pesado. Existen diferentes casas comerciales que ofrecen este tipo de chavetas, una de ellas es KR, la cual las ofrece bajo las siguientes referencias:

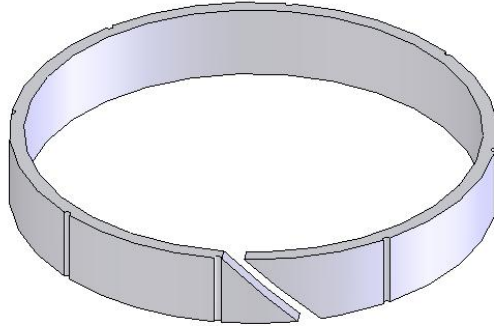
- KR 300
- KR 400
- KR 500

Figura 52. Chaveta.



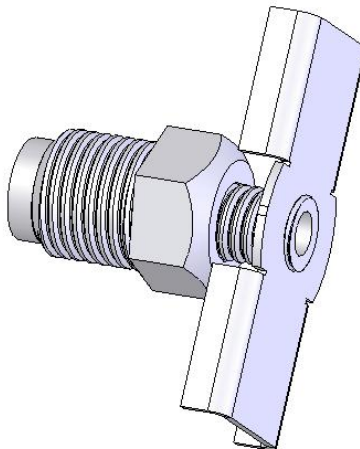
- Bandas de deslizamiento de Nylon/grafito para diámetro interno de 3, 4 y 5 pulgadas.

Figura 53. Banda de deslizamiento.



- Válvula de purga, 1/4 NPT.

Figura 54. Válvula de purga.



2.3. ENSAMBLAJE

Cada una de las etapas se desliza dentro de la etapa inmediatamente anterior.

El ensamblado de todas las etapas se realiza de la misma manera:

2.3.1. Pasos para el ensamble.

- Poner la banda de deslizamiento en el pistón
- Deslizar la etapa dentro de la etapa inmediatamente anterior
- Introducir el anillo de detención con el reborde hacia abajo
- Instalar la chaveta
- Poner los sellos de alta presión
- Poner el buje de teflón
- Poner el sello de limpieza en la tapa correspondiente a la etapa inmediatamente anterior
- Enroscar la tapa en la etapa inmediatamente anterior

Después de ensamblar las etapas se instala la válvula de purga enroscándola en su respectivo orificio. También se instala el racor de media pulgada del puerto de entrada de aceite.

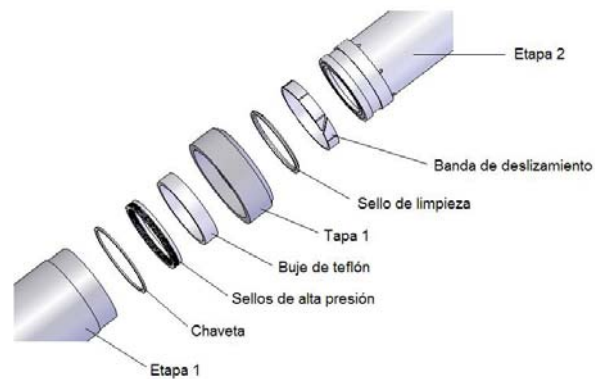
En esta instancia el cilindro ya está listo para ser instalado en su lugar de trabajo.

A continuación se muestran los despieces de cada una de las uniones deslizantes entre etapas y la ubicación final correcta de las partes y accesorios.

2.3.2. Unión deslizante etapa 1 y etapa 2.

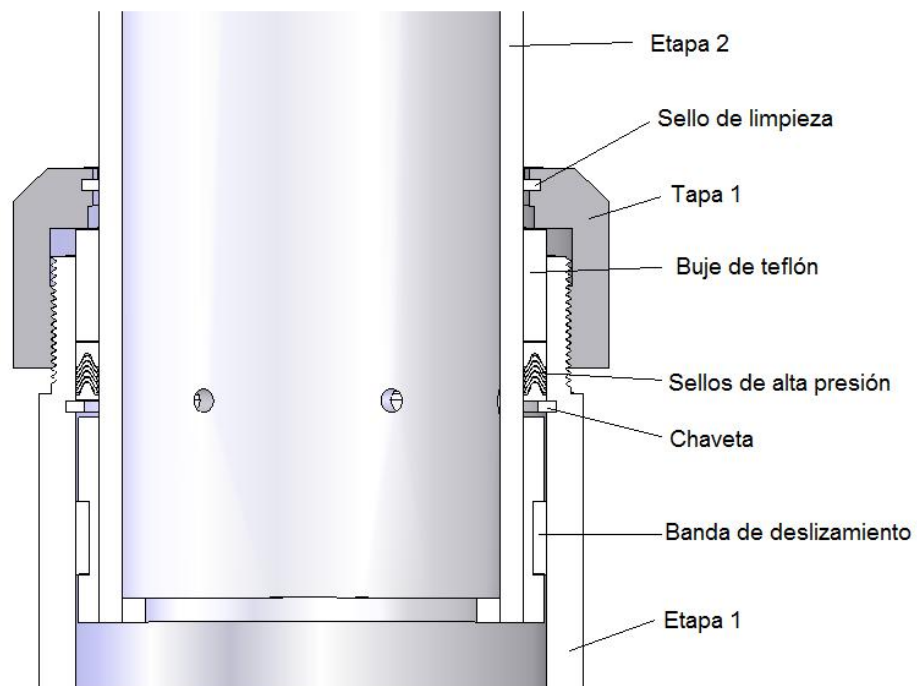
Partes y accesorios.

Figura 55. Despiece de la unión etapa 1 y etapa 2.



Posición correcta de partes y accesorios.

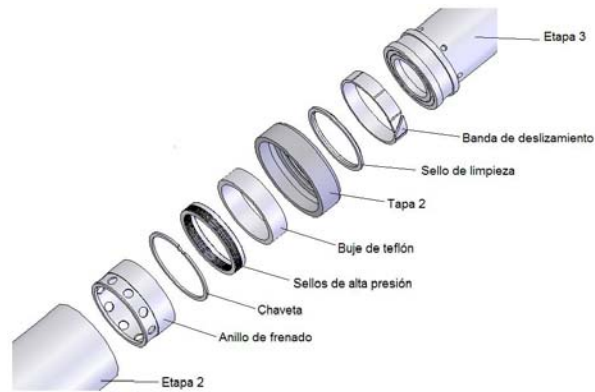
Figura 56. Ensamble de la unión etapa 1 y etapa 2.



2.3.3. Unión deslizante etapa 2 y etapa 3.

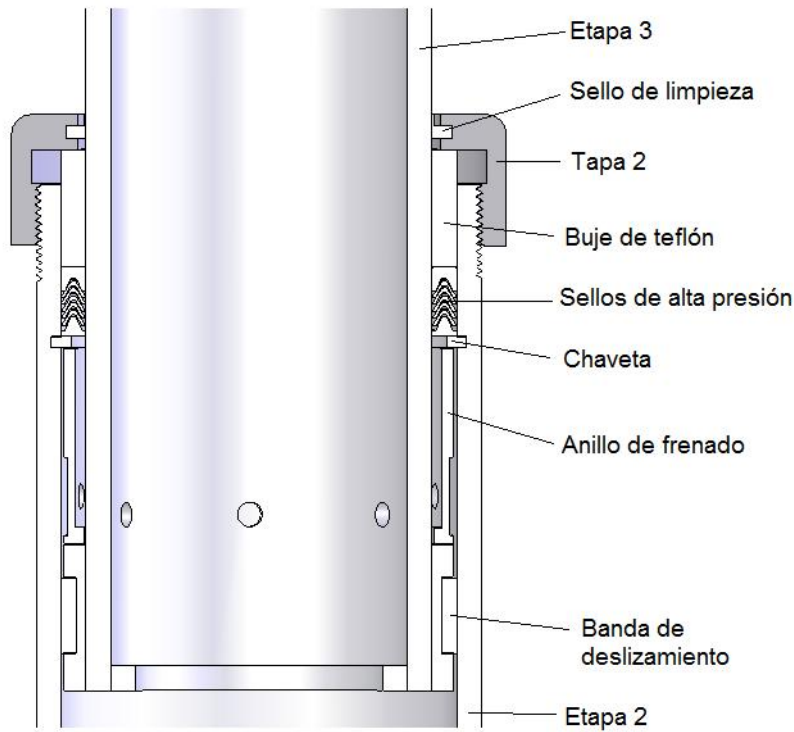
Partes y accesorios.

Figura 57. Despiece de la unión etapa 2 y etapa 3.



Posición correcta de partes y accesorios.

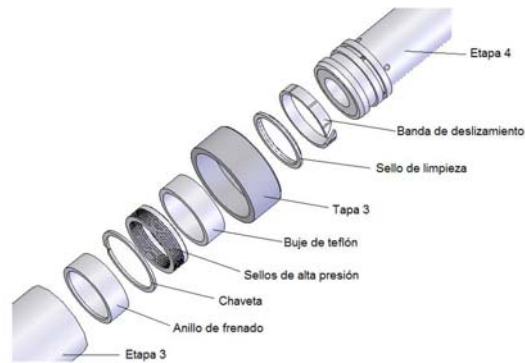
Figura 58. Ensamble de la unión etapa 2 y etapa 3.



2.3.4. Unión deslizante etapa 3 y etapa 4.

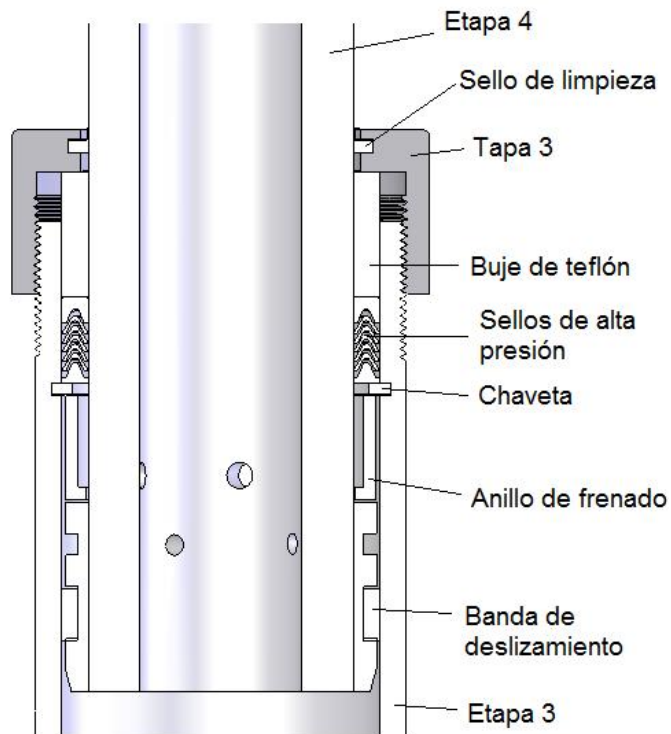
Partes y accesorios.

Figura 59. Despiece de la unión etapa 3 y etapa 4.



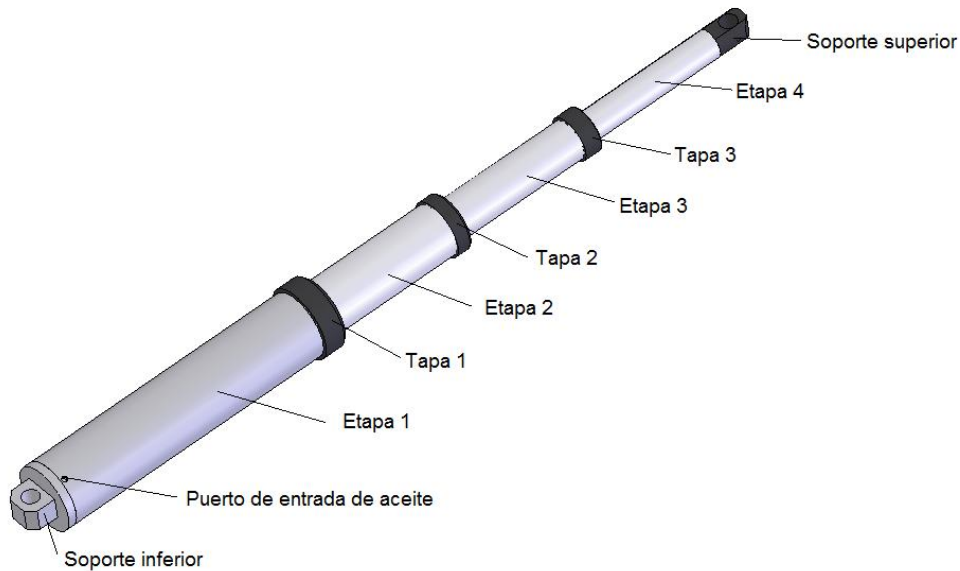
Posición correcta de partes y accesorios.

Figura 60. Ensamble de la unión etapa 3 y etapa 4.



2.4. CILINDRO COMPLETO

Figura 61. Cilindro completo.



2.4.1. Detalle del cilindro (vista en corte).

Parte inferior. Cada etapa descansa sobre el anillo de soporte de la etapa que la contiene y todo el sistema descansa sobre el anillo de soporte del fondo.

El pistón y a las paredes de las etapas, forman una cámara en la cual se alojan los sellos de alta presión y que está lubricada mediante los orificios de lubricación.

Figura 62. Detalle en corte del fondo del cilindro completo.

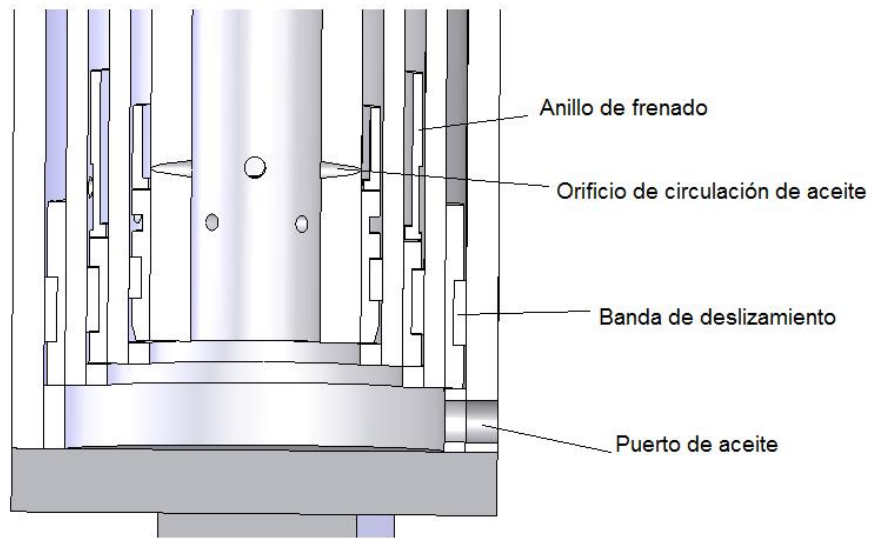
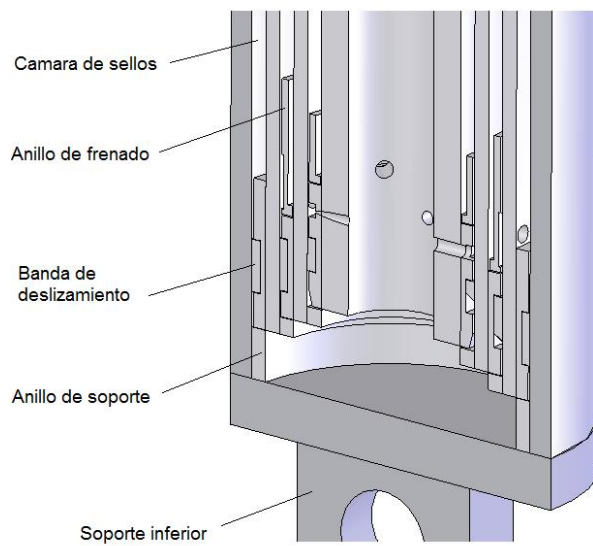


Figura 63. Detalle en corte del fondo del cilindro, perspectiva.



Parte superior. El pistón de la etapa que sube se encontrará con la chaveta y será detenido para que la siguiente etapa inicie su carrera de salida. Entre la chaveta de retención y la tapa se encuentra el espacio donde se alojan los sellos de alta presión.

Figura 64. Detalle en corte de la parte superior del cilindro completo.

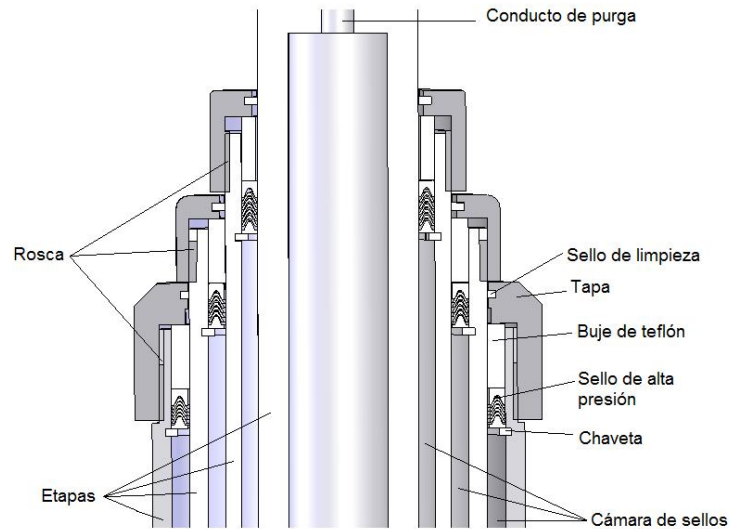


Figura 65. Detalle en corte de la parte superior del cilindro, perspectiva.

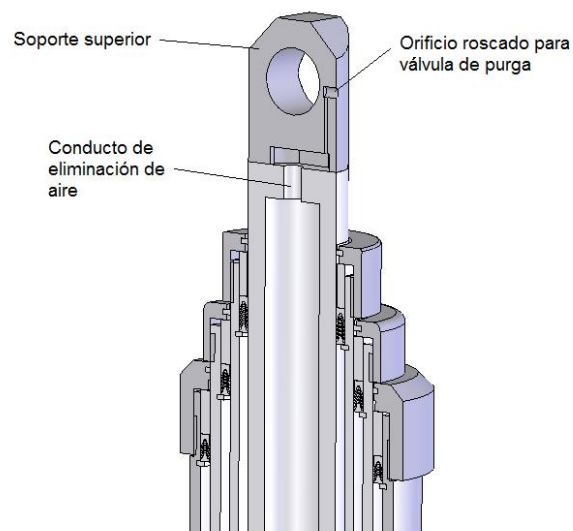


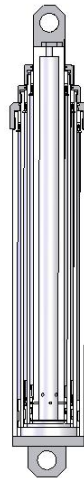
Figura 66. Parte superior del montaje.



Fuente. Autor.

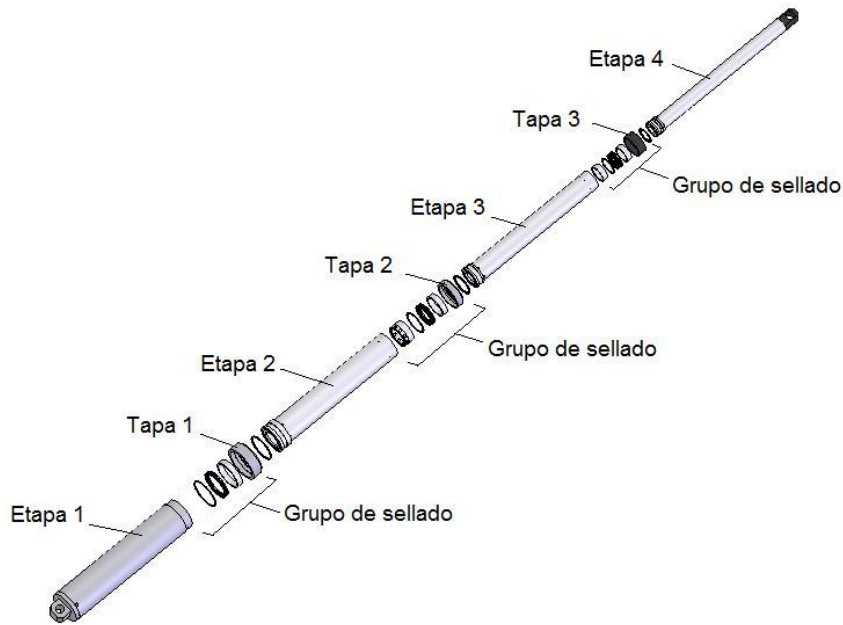
2.4.2. Cilindro cerrado. Cuando el cilindro está cerrado todas las superficies permanecen sumergidas dentro del aceite y las etapas descansan sobre el anillo del fondo de la etapa 1.

Figura 67. Cilindro cerrado.



2.5. DESPIECE GENERAL

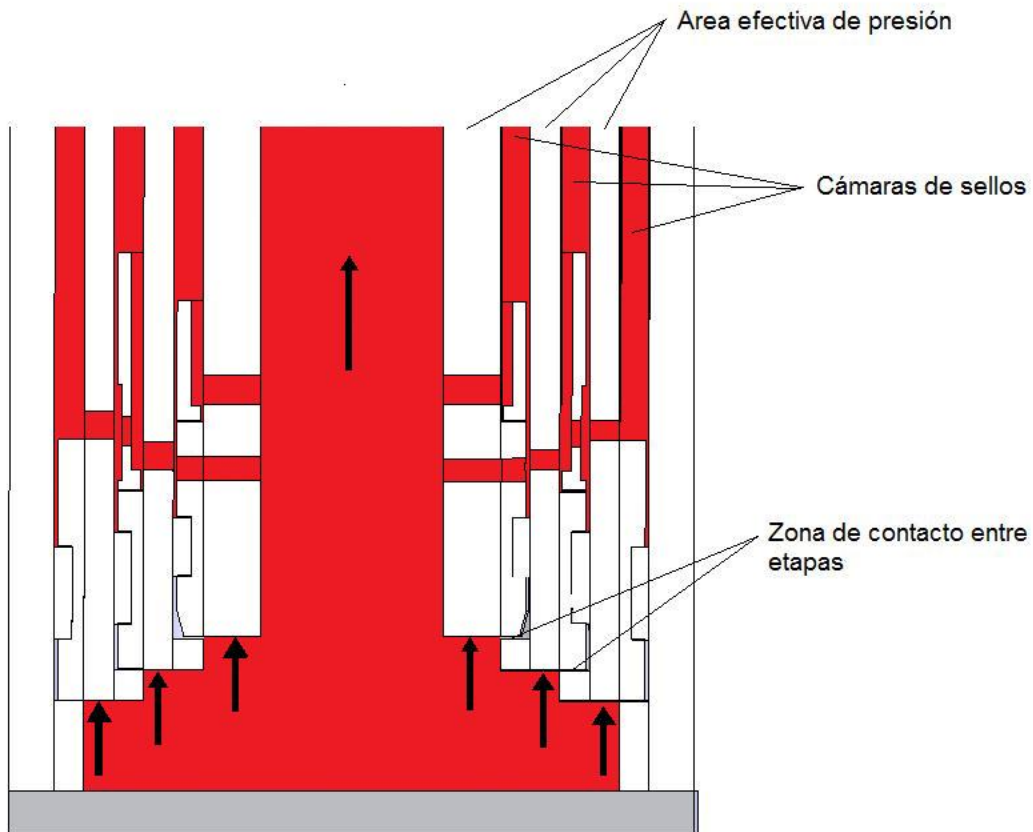
Figura 68. Despiece total del cilindro.



2.6. DESCRIPCION DEL FUNCIONAMIENTO

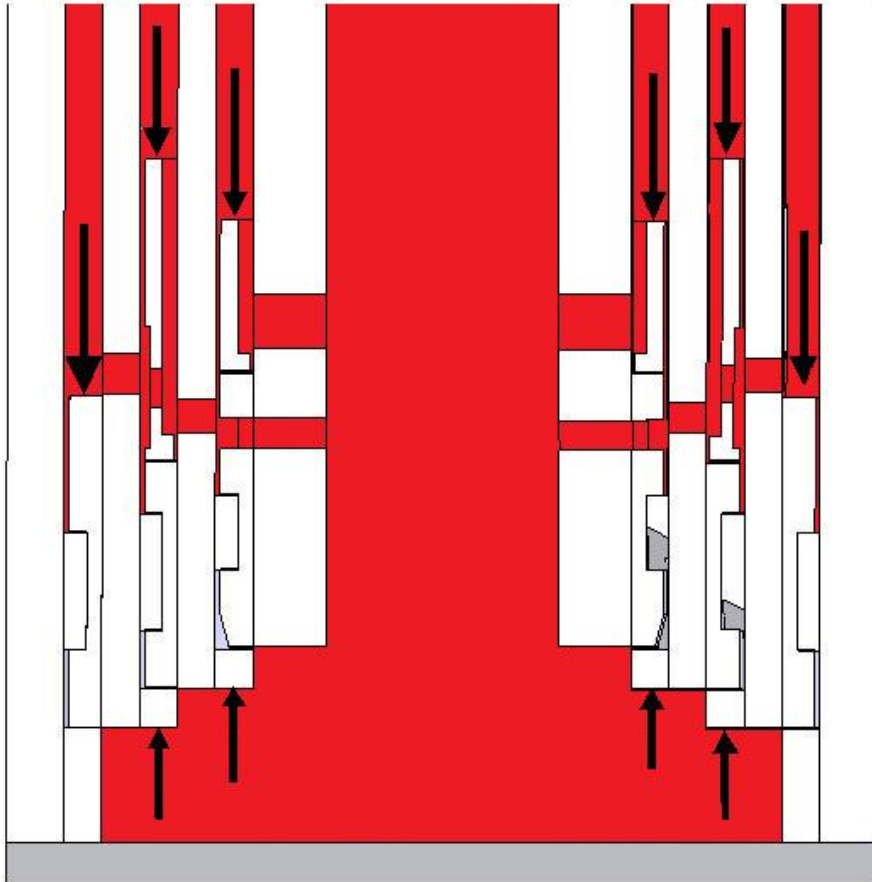
2.6.1. Salida de la segunda etapa. Cuando se inyecta aceite a alta presión dentro del cilindro telescópico, debido a las áreas presentes en este, se generan fuerzas ascendentes que se pueden considerar en dos grupos; una fuerza principal, que se genera en la última etapa y que sirve para levantar esta, y por consiguiente la carga y un grupo de fuerzas ascendentes y descendentes que gobiernan el funcionamiento del cilindro, teniendo en cuenta que este se debe desplegar en un orden establecido, de la etapa más grande a la más pequeña, una por una.

Figura 69. Fuerzas efectivas actuantes a la salida de la etapa 2.



Debido a la presencia de los orificios de paso de aceite, el fluido de trabajo a alta presión puede pasar a la parte superior de los pistones de las etapas, generando fuerzas descendentes que mantendrán el bloque de etapas unidas.

Figura 70. Fuerzas generadas no actuantes en la salida de la etapa 2.

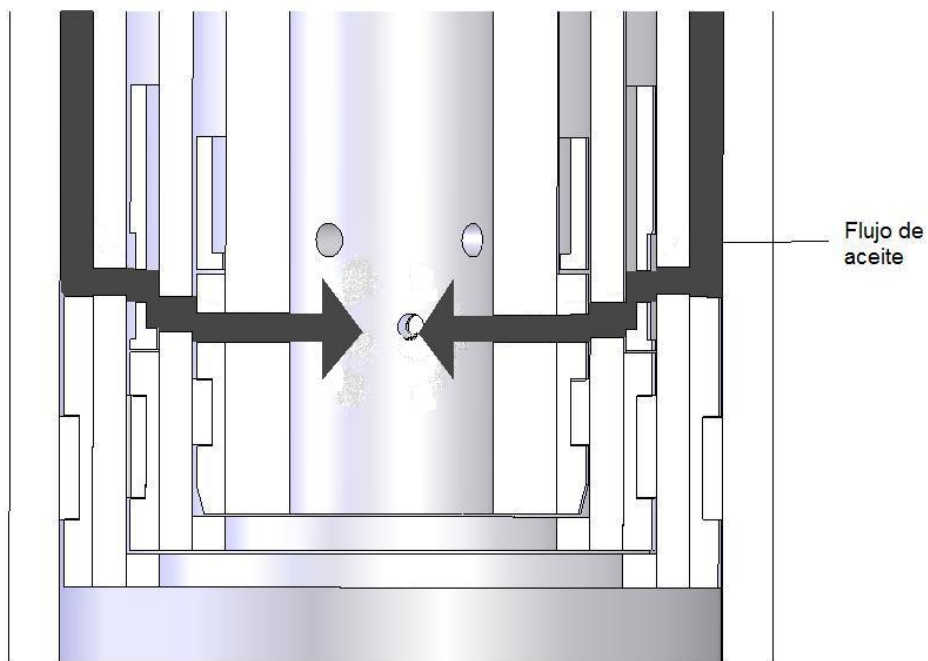


Entonces las fuerzas generadas en las áreas efectivas hacen que el cilindro ascienda, con un aporte de fuerza de todas las etapas móviles; además las fuerzas descendentes mantienen el sistema unido.

De esta forma al inyectar el aceite a alta presión en el cilindro la etapa dos iniciará su carrera de salida.

A través de los orificios de paso de aceite el aceite que se halla en la cámara de sellos pasa al centro del cilindro.

Figura 71. Ruta del flujo de aceite en la salida de la etapa 2.



El valor del área efectiva, es la suma de las áreas de las diferentes superficies anulares que se ven sometidas a la presión de aceite en su parte inferior y a la presión atmosférica en la superior.

En este caso es el área de las paredes de los tubos principales de las etapas 2, 3 y toda el área de la 4.

$$A_{efec} = \frac{\pi}{4} (114.3^2 - 101.6^2) + \frac{\pi}{4} (88.9^2 - 76.2^2) + \frac{\pi}{4} 63.5^2 = 6967.22 \text{ mm}^2$$

La fuerza de subida del cilindro en este instante será:

$$F = 2000 \text{ Psi} \left(\frac{6894.75 \text{ Pa}}{1 \text{ Psi}} \right) 0.00696722 \text{ m}^2 = 96074.48 \text{ N}$$

La velocidad de subida es:

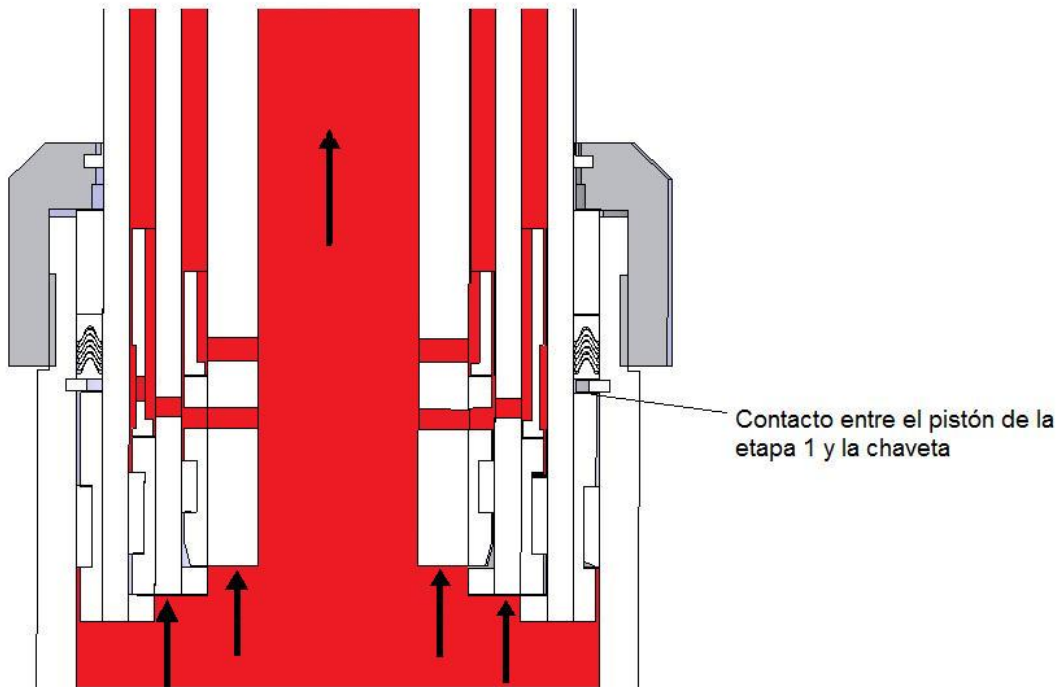
$$v_2 = \frac{0.0005046 \frac{m^3}{s}}{0.00696722 m^2} = 0.0724 \frac{m}{s}$$

Teniendo en cuenta que la longitud de la carrera es de 540 mm, el tiempo de salida de la segunda etapa será:

$$t_2 = \frac{0.54 m}{0.0724 \frac{m}{s}} = 7.45 s$$

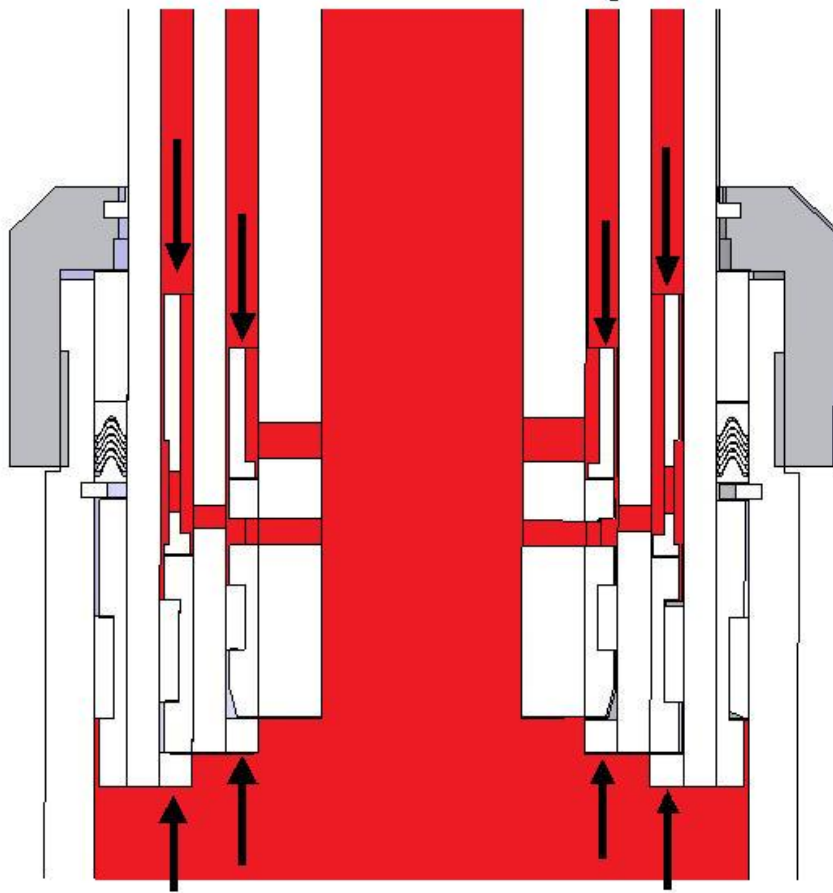
2.6.2. Salida de la tercera etapa. Una vez alcanzado el final de la carrera de la segunda etapa, las áreas anular de la tercera etapa y completa de la cuarta etapa quedarán sometidas a la presión, sin ninguna fuerza que de balance y por consiguiente seguirán su recorrido; mientras que las fuerzas producidas por la presión en las áreas anulares de la etapa 2, serán resistidas por la chaveta.

Figura 72. Fuerzas efectivas actuantes en la salida de la etapa 3.



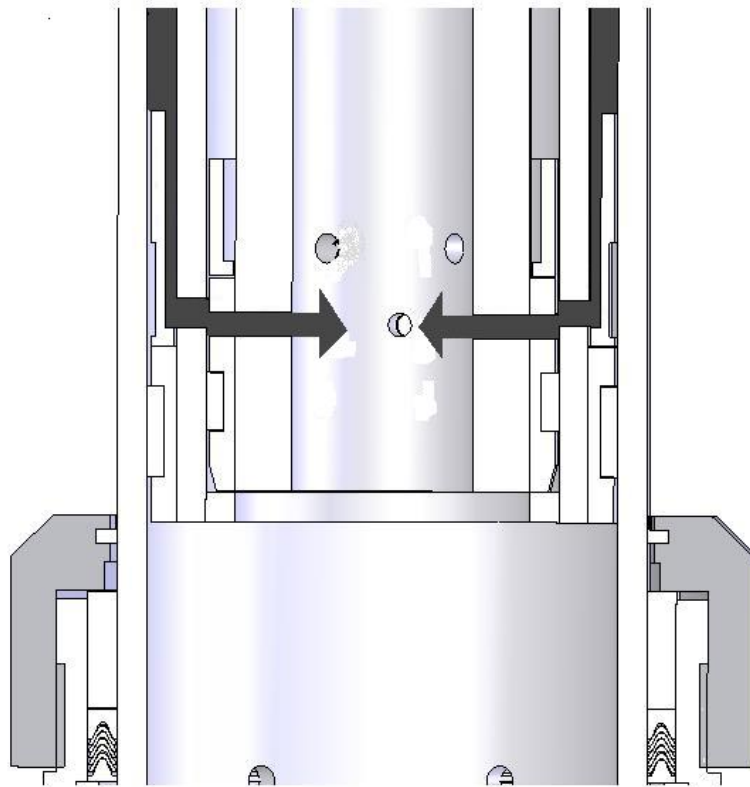
En este caso también se encuentran fuerzas ascendentes y descendentes que actúan sobre las etapas, y las mantienen juntas.

Figura 73. Fuerzas generadas no actuantes en la salida de la etapa 3.



El aceite abandona la cámara de sellos formada por las paredes de las etapas 2 y 3 a través de los orificios de paso de aceite.

Figura 74. Ruta del flujo de aceite en la salida de la etapa 3.



En este caso, el área efectiva de presión es el área anular del tubo principal de la etapa 3 y el área total de la etapa 4.

$$A_{efec} = \frac{\pi}{4}(88.9^2 - 76.2^2) + \frac{\pi}{4}63.5^2 = 4813.72 \text{ mm}^2$$

Entonces la fuerza ascendente generada será:

$$F = 2000 \text{ Psi} \left(\frac{6894.75 \text{ Pa}}{1 \text{ Psi}} \right) 0.0048137 \text{ m}^2 = 66378.51 \text{ N}$$

La velocidad de subida es:

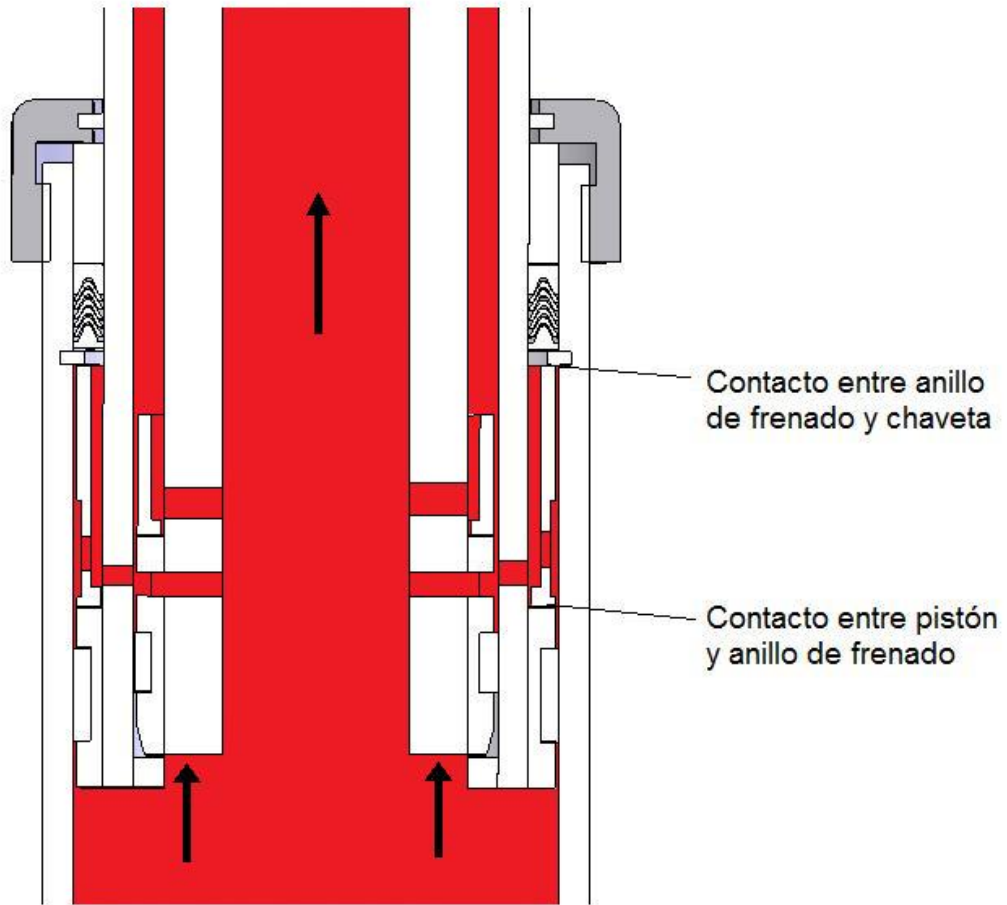
$$v_2 = \frac{0.0005046 \frac{m^3}{s}}{0.0048137 m^2} = 0.1048 \frac{m}{s}$$

Teniendo en cuenta que la longitud de la carrera es de 540 mm, el tiempo de salida de la segunda etapa será:

$$t_2 = \frac{0.54 m}{0.1048 \frac{m}{s}} = 5.15 s$$

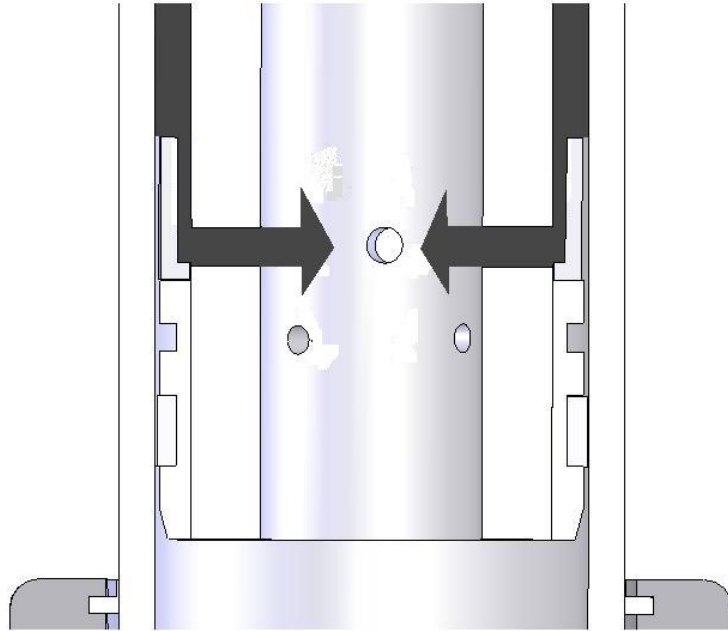
2.6.3. Salida de la cuarta etapa. La cuarta etapa saldrá de la misma forma que ya lo han hecho las demás.

Figura 75. Fuerzas efectivas actuantes en la salida de la etapa 4.



Y el aceite circulará a través de los orificios para salir de la última cámara de sellos.

Figura 76. Ruta del flujo de aceite en la salida de la etapa 4.



En este caso, el área efectiva de presión es el área total de la etapa 4.

$$A_{efec} = \frac{\pi}{4} 63.5^2 = 3166.92 \text{ mm}^2$$

Entonces la fuerza ascendente generada será:

$$F = 2000 \text{ Psi} \left(\frac{6894.75 \text{ Pa}}{1 \text{ Psi}} \right) 0.00316692 \text{ m}^2 = 43670.24 \text{ N}$$

La velocidad de subida es:

$$v_2 = \frac{0.0005046 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0.00316692 \text{ m}^2} = 0.159 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Teniendo en cuenta que la longitud de la carrera es de 584.51 mm, el tiempo de salida de la segunda etapa será:

$$t_2 = \frac{0.584 \text{ m}}{0.159 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 3.67 \text{ s}$$

Cilindro completamente extendido. Al final el cilindro quedará completamente extendido soportando la carga de trabajo como una columna.

Figura 77. Cilindro extendido.



Durante el proceso de recogimiento, se presentan los mismos fenómenos pero de forma inversa. Las etapas se mantienen juntas debido a las mismas fuerzas que aparecen en las cámaras y que son producidas por la presión que genera el peso que soporta el cilindro y las pérdidas que sufre el aceite al salir del sistema hacia el tanque.

3. CALCULOS

3.1. PRUEBAS DE PRESIÓN

3.1.1. Etapa 1.

Diámetro interior: 127 mm

Diámetro exterior: 146.25 mm

Espesor: 9.65 mm

Longitud: 656 mm

Material: acero ST-52.0 norma DIN 2391/94.

Resistencia a fluencia: 420 N/mm².

Porcentaje de alargamiento 10%.

Esfuerzo como recipiente sometido a presión interior:

La zona de menor espesor, y por lo tanto zona más crítica es la zona de la ranura para la chaveta de retención de la etapa, en donde la pared es más delgada y está sometida a la presión de 2000 Psi la cual tiene un espesor de 7,15 mm.

Primero se establece si el cilindro es de pared gruesa o de pared delgada; de acuerdo con la ecuación 1.5.1.

$$\frac{63.5 \text{ mm}}{7.5 \text{ mm}} = 8.46$$

Por lo tanto se puede considerar como un cilindro de pared gruesa.

Aplicando la ecuación 1.5.3 para cilindros de pared gruesa obtenemos:

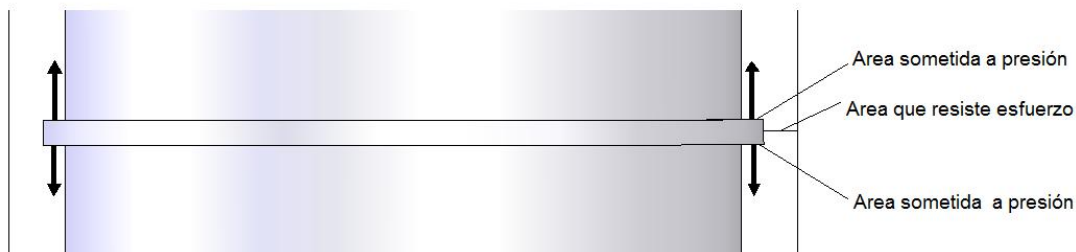
$$\sigma_c = 2000 \text{ Psi} \left(\frac{6894.75 \text{ Pa}}{1 \text{ Psi}} \right) \frac{73.125^2 + 63.5^2}{73.125^2 - 63.5^2} = 98355356.58 \text{ Pa} = 98.35 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_r = 13.78 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Que son los esfuerzos que soporta la pared del tubo en su zona más delgada, es de suponerse que el resto del tubo que es de mayor espesor sufrirá esfuerzos menores.

Esfuerzo en la ranura. Otro esfuerzo generado por la presión, se presenta en la ranura de la chaveta, la cual tenderá a separarse sometiendo el tubo a un esfuerzo de tracción.

Figura 78. Fuerzas actuantes en las ranuras.



Área sometida a presión:

$$A_{chv} = \frac{\pi}{4} (132^2 - 127^2) = 1017.1 \text{ mm}^2$$

Fuerza generada:

$$F = 2000 \text{ Psi} \left(\frac{6894.75 \text{ Pa}}{1 \text{ Psi}} \right) 0.0010171 \text{ m}^2 = 14025.3 \text{ N}$$

Área resistente a esfuerzo:

$$A_{Rchv} = \frac{\pi}{4} (146.25^2 - 132^2) = 3114.15 \text{ mm}^2$$

Valor del esfuerzo:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{14025.3 \text{ N}}{3114.15 \text{ mm}^2} = 4.50 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

3.1.2. Etapa 2.

Diámetro exterior: 114.3 mm

Diámetro interior: 101.6 mm

Espesor: 6.35 mm

Espesor mínimo (zona de ranura): 3.85 mm

Material: acero ST-52.0 norma DIN 2391/94.

Resistencia a fluencia: 420 N/mm².

Esfuerzo como recipiente sometido a presión interior:

Usando la ecuación 1.5.1 se establece si es de pared gruesa o de pared delgada:

$$\frac{50.8 \text{ mm}}{6.35 \text{ mm}} = 13.19$$

Se considera de pared delgada, por lo tanto se usa la ecuación 1.5.2.

$$\sigma_t = 2000 \text{ Psi} \left(\frac{6894.75 \text{ Pa}}{1 \text{ Psi}} \right) \frac{101.6}{2(3.85)} = 181949766.2 \text{ Pa} = 181.94 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Esfuerzo en la ranura.

Área sometida a presión:

$$A_{chv} = \frac{\pi}{4} (106.6^2 - 101.6^2) = 817.59 \text{ mm}^2$$

Fuerza generada:

$$F = 2000 \text{ Psi} \left(\frac{6894.75 \text{ Pa}}{1 \text{ Psi}} \right) 0.0008175 \text{ m}^2 = 11274.288 \text{ N}$$

Área resistente a esfuerzo:

$$A_{Rchv} = \frac{\pi}{4} (114.3^2 - 106.6^2) = 1335.90 \text{ mm}^2$$

Valor del esfuerzo:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{11274.288 \text{ N}}{1335.90 \text{ mm}^2} = 8.43 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

3.1.3. Etapa 3.

Diámetro exterior: 88.9 mm

Diámetro interior: 76.2 mm

Espesor: 6.35 mm

Espesor mínimo (zona de ranura): 3.85 mm

Material: acero ST-52.0 norma DIN 2391/94.

Resistencia a fluencia: 420 N/mm².

Esfuerzo como recipiente sometido a presión interior:

Usando la ecuación 1.5.1 se establece si es de pared gruesa o de pared delgada:

$$\frac{30.1 \text{ mm}}{3.85 \text{ mm}} = 9.89$$

Se considera de pared gruesa, por lo tanto se usa la ecuación 1.5.3.

$$\sigma_t = 2000 \text{ Psi} \left(\frac{6894.75 \text{ Pa}}{1 \text{ Psi}} \right) \frac{44.45^2 + 40.6^2}{44.45^2 - 40.6^2} = 152623403.47 \text{ Pa} = 152.62 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_r = 13.78 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Esfuerzo en la ranura.

Área sometida a presión:

$$A_{chv} = \frac{\pi}{4} (81.2^2 - 76.2^2) = 618.10 \text{ mm}^2$$

Fuerza generada:

$$F = 2000 \text{ Psi} \left(\frac{6894.75 \text{ Pa}}{1 \text{ Psi}} \right) 0.00061810 \text{ m}^2 = 8523.28 \text{ N}$$

Área resistente a esfuerzo:

$$A_{Rchv} = \frac{\pi}{4} (88.9^2 - 81.2^2) = 1028.69 \text{ mm}^2$$

Valor del esfuerzo:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{8523.28 \text{ N}}{1028.69 \text{ mm}^2} = 8.28 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

3.1.4. Etapa 4.

Diámetro exterior: 63.5 mm

Diámetro interior: 39 mm

Espesor: 12.25 mm

Material: acero ST-52.0 norma DIN 2391/94.

Resistencia a fluencia: 420 N/mm².

Esfuerzo como recipiente sometido a presión interior:

Usando la ecuación 1.5.1 se establece si es de pared gruesa o de pared delgada:

$$\frac{19.5 \text{ mm}}{12.25 \text{ mm}} = 1.59$$

Se considera de pared gruesa, por lo tanto se usa la ecuación 1.5.3.

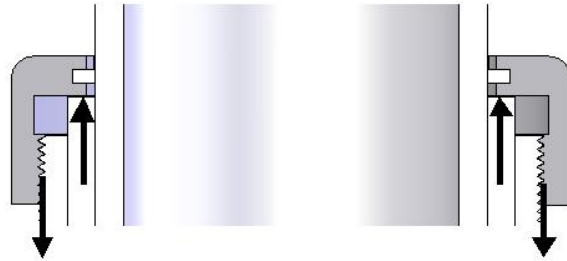
$$\sigma_t = 2000 \text{ Psi} \left(\frac{6894.75 \text{ Pa}}{1 \text{ Psi}} \right) \frac{31.75^2 + 19.5^2}{31.75^2 - 19.5^2} = 30493396.06 \text{ Pa} = 30.49 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_r = 13.78 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

3.2. ANALISIS DE RESISTENCIA EN LAS TAPAS

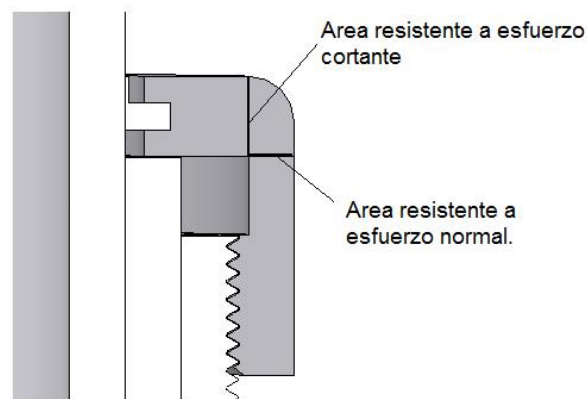
Las tapas de las etapas cumplen dos funciones, sirven de retención del paquete de sellos de alta presión y proveen alojamiento al sello de limpieza de la superficie saliente de etapa. Soportan la fuerza ascendente que ejerce el buje de teflón, debida a la fuerza que a su vez los sellos ejercen sobre este; para esto están apoyadas a la parte superior de su respectivo tubo mediante la rosca.

Figura 79. Fuerzas actuantes en las tapas.



Un área de la tapa se ve sometida a esfuerzo cortante mientras otra se encuentra sometida a esfuerzo normal, a demás de los esfuerzos que se presentan en la rosca.

Figura 80. Áreas resistentes a esfuerzos en las tapas.



El esfuerzo normal debido a la flexión no se tiene en cuenta debido a que es un cuerpo circular, y no se comporta precisamente como una viga cargada en el extremo y por lo tanto tiene un valor pequeño.

La fuerza ejercida por el buje de teflón sobre la tapa, es igual a la induce la presión en el juego de sellos, la cual se transmite debido al contacto que existe entre los componentes. Se utiliza un factor de 1.5 para tener en cuenta también la fuerza adicional que es ejercida por la precarga de los sellos al cumplir su labor como sellos de compresión.

3.2.1. Tapa 1.

Material: acero 1020 resistencia a fluencia 206 Mpa

Área que resiste la presión de 2000 Psi.

$$A = \frac{\pi(127)^2}{4} - \frac{\pi(114.3)^2}{4} = 2406.86 \text{ mm}^2$$

Con la presión interior se puede establecer la fuerza:

$$P = \frac{F}{A}$$

$$F = 2000 \text{ Psi} \left(\frac{6894.75 \text{ Pa}}{1 \text{ Psi}} \right) 0.00240686 \text{ m}^2 = 33189.39 \text{ N}$$

Resistencia a esfuerzo cortante:

El área que resiste esfuerzo de corte es:

$$A = \pi Dh = \pi(140.5\text{mm})(16\text{mm}) = 7062.30 \text{ mm}^2$$

El esfuerzo cortante es:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{33189.39 \text{ N}(1.5)}{7062.30 \text{ mm}^2} = 7.04 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Resistencia a esfuerzo normal:

Área resistente:

$$A = \frac{\pi}{4} (160^2 - 140.5^2) = 4602.23 \text{ mm}^2$$

Esfuerzo normal:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{33189.39(1.5) \text{ N}}{4602.23 \text{ mm}^2} = 10.81 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

3.2.2. Tapa 2.

Material: acero 1020 resistencia a fluencia 206 Mpa

Área que resiste la presión de 2000 Psi.

$$A = \frac{\pi(101.6)^2}{4} - \frac{\pi(88.9)^2}{4} = 1900.15 \text{ mm}^2$$

Con la presión interior se puede establecer la fuerza:

$$P = \frac{F}{A}$$

$$F = 2000 \text{ Psi} \left(\frac{6894.75 \text{ Pa}}{1 \text{ Psi}} \right) 0.00190015 \text{ m}^2 = 26202.11 \text{ N}$$

Resistencia a esfuerzo cortante:

El área que resiste esfuerzo de corte es:

$$A = \pi Dh = \pi(102.12 \text{ mm})(9 \text{ mm}) = 2887.37 \text{ mm}^2$$

El esfuerzo cortante es:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{26202.11 \text{ N}(1.5)}{2887.37 \text{ mm}^2} = 13.61 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Resistencia a esfuerzo normal:

Área resistente:

$$A = \frac{\pi}{4} (127^2 - 102.12^2) = 4477.16 \text{ mm}^2$$

Esfuerzo normal:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{26202.11(1.5) \text{ N}}{4477.16 \text{ mm}^2} = 8.77 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

3.2.3. Tapa 3.

Material: acero 1020 resistencia a fluencia 206 Mpa

Área que resiste la presión de 2000 Psi.

$$A = \frac{\pi(76.2)^2}{4} - \frac{\pi(63.5)^2}{4} = 1393.44 \text{ mm}^2$$

Con la presión interior se puede establecer la fuerza:

$$P = \frac{F}{A}$$

$$F = 2000 \text{ Psi} \left(\frac{6894.75 \text{ Pa}}{1 \text{ Psi}} \right) 0.00139344 \text{ m}^2 = 19214.84 \text{ N}$$

Resistencia a esfuerzo cortante:

El área que resiste esfuerzo de corte es:

$$A = \pi Dh = \pi(88.5 \text{ mm})(9 \text{ mm}) = 2502.27 \text{ mm}^2$$

El esfuerzo cortante es:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{19214.84 \text{ N}(1.5)}{2502.27 \text{ mm}^2} = 11.51 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Resistencia a esfuerzo normal:

Área resistente:

$$A = \frac{\pi}{4} (100^2 - 88.5^2) = 1702.54 \text{ mm}^2$$

Esfuerzo normal:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{19214.84(1.5) \text{ N}}{1702.54 \text{ mm}^2} = 16.92 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

3.3. ANALISIS DE ESFUERZOS EN LA ZONA DE LAS ROSCAS.

3.3.1. Etapa 1. Área de tensión por esfuerzo a tracción en el tubo; es al área efectiva de la sección transversal de la rosca métrica menos el vació central del tubo según la ecuación 1.8.1.

$$A_t = (0.7854)(139.7 - 0.9382(2))^2 - \frac{\pi(127 \text{ mm})^2}{4} = 2251.25 \text{ mm}^2$$

El esfuerzo de tracción será:

$$\sigma_{rosca} = \frac{33189.39 \text{ N}}{2251.25 \text{ mm}^2} = 14.74 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

3.3.2. Etapa 2. Área de tensión por esfuerzo a tracción en el tubo; es al área efectiva de la sección transversal de la rosca métrica menos el vació central del tubo según la ecuación 1.8.1.

$$A_t = (0.7854)(114.3 - 0.9382(2))^2 - \frac{\pi(101.6 \text{ mm})^2}{4} = 1819.40 \text{ mm}^2$$

El esfuerzo de tracción será:

$$\sigma_{rosca} = \frac{26202.11 \text{ N}}{1819.40 \text{ mm}^2} = 14.40 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

3.3.3. Etapa 3. Área de tensión por esfuerzo a tracción en el tubo; es al área efectiva de la sección transversal de la rosca métrica menos el vacío central del tubo según la ecuación 1.8.1.

$$A_t = (0.7854)(88.9 - 0.9382(2))^2 - \frac{\pi(76.2\text{mm})^2}{4} = 1387.55\text{mm}^2$$

El esfuerzo de tracción será:

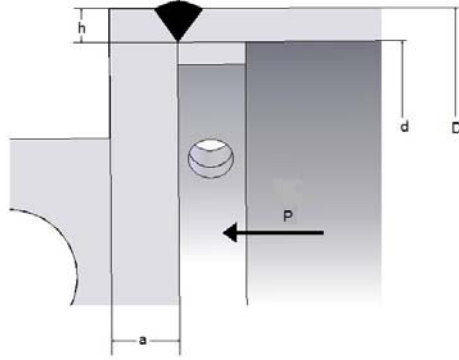
$$\sigma_{rosca} = \frac{19214.84 \text{ N}}{1387.55 \text{ mm}^2} = 13.84 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

3.4. ANALISIS DEL FONDO

Este lleva consigo el soporte inferior del cilindro.

Material: hierro Hr resistencia a fluencia 250 Mpa

Figura 81. Fuerzas en el fondo.



Esfuerzo en la placa circular del fondo:

Fuerza:

$$F = 2000 \text{ Psi} \left(\frac{6894.75 \text{ Pa}}{1 \text{ Psi}} \right) 0.012667 \text{ m}^2 = 174681.06 \text{ N}$$

Área resistente al corte:

$$A = \pi(127\text{mm})(19.05\text{mm}) = 7600.61 \text{ mm}^2$$

Esfuerzo de corte:

$$\tau = \frac{174681.06 \text{ N}}{7600.61 \text{ mm}^2} = 22.98 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Esfuerzo en la soldadura:

$$F = 174681.06 \text{ N}$$

$$A = \frac{\pi}{4} (146.25^2 - 127^2) = 4131.24 \text{ mm}^2$$

Esfuerzo:

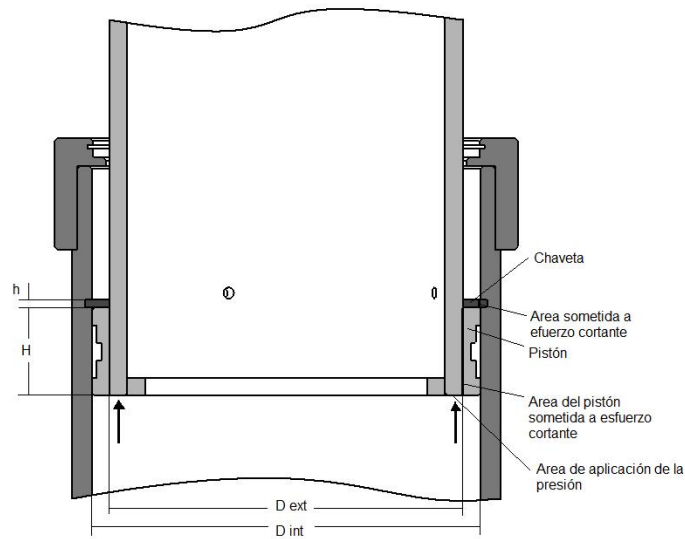
$$\sigma = \frac{174681.06 \text{ N}}{4131.24 \text{ mm}^2} = 42.28 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

3.5. PISTONES

Guían la etapa dentro de la otra etapa, y la detienen cuando hacen contacto con la chaveta de retención. Son de acero 1020 con resistencia a fluencia 206 Mpa y están soldados al tubo con soldadura eléctrica E7018.

El caso más crítico de su trabajo es cuando el cilindro se extiende en vacío.

Figura 82. Contacto entre pistón y chaveta.



En el cuál las áreas de todas las etapas estarán ejerciendo fuerza ascendente sin más oposición que la que aparece en los tres contactos pistón- chaveta.

Bajo la presión máxima de 2000 psi el área total de total es:

$$A_{efec} = \frac{\pi}{4} (114.3^2 - 101.6^2) + \frac{\pi}{4} (88.9^2 - 76.2^2) + \frac{\pi}{4} 63.5^2 = 6967.22 \text{ mm}^2$$

Fuerza total en vacío:

$$F = 2000 \text{ Psi} \left(\frac{6894.75 \text{ Pa}}{1 \text{ Psi}} \right) 0.006967.22 \text{ m}^2 = 96074.48 \text{ N}$$

Para términos prácticos, esta fuerza se divide entre los tres contactos chaveta- pistón de forma uniforme.

$$F = 32024.82 \text{ N}$$

3.5.1. Pistón de etapa 2 - chaveta de etapa 1.

Área resistente a esfuerzo cortante en el pistón:

$$A = \pi(114.3\text{mm})(55\text{mm}) = 19749.62 \text{ mm}^2$$

Esfuerzo cortante:

$$\tau = \frac{32024.82 \text{ N}}{19749.62 \text{ mm}^2} = 1.62 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

En la chaveta:

Área:

$$A = \pi(127\text{mm})(2.8\text{mm}) = 1117.15 \text{ mm}^2$$

Esfuerzo cortante:

$$\tau = \frac{32024.82 \text{ N}}{1117.15 \text{ mm}^2} = 28.66 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

3.5.2. Pistón 3 - chaveta de etapa 2.

Área resistente a esfuerzo cortante en el pistón:

$$A = \pi(88.9\text{mm})(37.45\text{mm}) = 10459.32 \text{ mm}^2$$

Esfuerzo cortante:

$$\tau = \frac{32024.82 \text{ N}}{10459.32 \text{ mm}^2} = 3.06 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

En la chaveta:

Área:

$$A = \pi(101.6\text{mm})(2.8\text{mm}) = 893.72 \text{ mm}^2$$

Esfuerzo cortante:

$$\tau = \frac{32024.82 \text{ N}}{893.72 \text{ mm}^2} = 35.83 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

3.5.3. Pistón 4 - chaveta de etapa 3.

Área resistente a esfuerzo cortante en el pistón:

$$A = \pi(63.5\text{mm})(45.40\text{mm}) = 9056.89 \text{ mm}^2$$

Esfuerzo cortante:

$$\tau = \frac{32024.82 \text{ N}}{9056.89 \text{ mm}^2} = 3.53 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

En la chaveta:

Área:

$$A = \pi(76.2\text{mm})(2.8\text{mm}) = 670.29 \text{ mm}^2$$

Esfuerzo cortante:

$$\tau = \frac{32024.82 \text{ N}}{670.29 \text{ mm}^2} = 47.77 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

3.6. PANDEO

Para el cálculo de pandeo del cilindro telescópico se utilizan dos criterios diferentes.

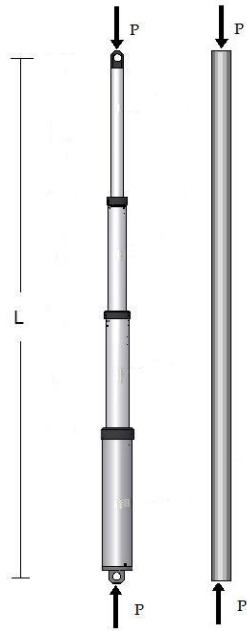
Primero un criterio conservativo, mediante el cual se asegura la resistencia a las cargas del pandeo del cilindro como si fuera una columna con la sección transversal de la zona más delgada.

Por último se hace referencia a los resultados de un método experimental, y se aplica la expresión conseguida en tales experimentos para establecer una carga máxima de pandeo.

3.6.1. Calculo conservativo.

Este procedimiento consiste en asumir que el cilindro telescópico se comporta como una columna con longitud total igual a la del cilindro completamente extendido y momento de inercia I igual al momento de inercia de la etapa 4 que es la más delgada.

Figura 83. Cilindro como una barra maciza.



Modulo de elasticidad del acero:

$$E = 21090 \frac{Kg}{mm^2}$$

Momento de inercia de la sección más pequeña:

$$I_4 = \frac{\pi}{4} (31.75^4 - 19.05^4) = 684552.99 \text{ mm}^4$$

Longitud total:

$$L = 2520 \text{ mm}$$

Carga crítica de pandeo ecuación 1.6.4:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2} = \frac{\pi^2(21090)(684552.99)}{2520^2} = 22437.90 \text{ Kg}$$

Este análisis supone que el cilindro es completamente homogéneo a lo largo de su longitud y que la carga está completamente centrada. En la realidad estas dos condiciones no se cumplen, pues el cilindro tiene uniones deslizantes que pueden tener tolerancias y pueden estar descentradas, así como también la carga es excéntrica en cierta medida; por lo tanto es conveniente aplicar un factor de seguridad lo suficientemente generoso como para solventar estos inconvenientes sin problemas. En este caso se usa un factor de seguridad de 4. Por lo tanto la capacidad del cilindro al pandeo es:

$$P_{max} = \frac{22437.90 \text{ Kg}}{4} = 5609.47 \text{ Kg}$$

3.6.2. Cálculo del pandeo por aproximación.

Este cálculo de pandeo se basa en estudios hechos a partir de la norma ISO/TS13725, 2001. "HYDRAULIC FLUID POWER. - CYLINDERS - METHOD FOR DETERMINING THE BUCKLING LOAD". Por Chai Hong Yoo - COLUMN LOADINGS ON TELESCOPIC POWER CYLINDERS - Donde se expresa la carga

crítica del cilindro telescópico como una función de los diferentes momentos de inercia de las secciones mediante:

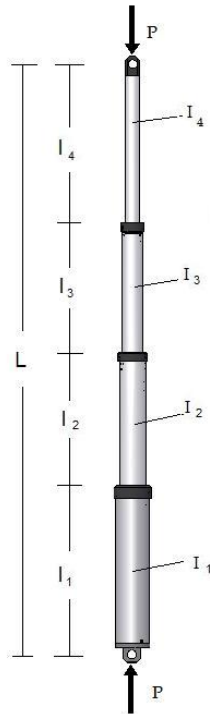
$$P_{cr} = \frac{\pi^2 E}{L} \frac{1}{\frac{l_1}{I_1} + \frac{l_2}{I_2} + \frac{l_3}{I_3} + \frac{l_4}{I_4}}$$

Como una mejora de la ecuación 1.6.4, debido a las imperfecciones que se pueden presentar en las uniones deslizantes de las etapas. Donde l representa las longitudes de las diferentes secciones e I sus respectivos momentos de inercia.

Modulo de elasticidad del acero:

$$E = 21090 \frac{Kg}{mm^2}$$

Figura 84. Carga de pandeo en el cilindro telescópico.



$$l_1 = 675.05 \text{ mm}$$

$$l_2 = 621.05 \text{ mm}$$

$$l_3 = 666.55 \text{ mm}$$

$$l_4 = 749.75 \text{ mm}$$

$$I_1 = \frac{\pi}{4} (73.125^4 - 63.5^4) = 9687265.56 \text{ mm}^4$$

$$I_2 = \frac{\pi}{4} (57.15^4 - 50.8^4) = 3147760.68 \text{ mm}^4$$

$$I_3 = \frac{\pi}{4} (44.45^4 - 38.1^4) = 1411065.13 \text{ mm}^4$$

$$I_4 = \frac{\pi}{4} (31.75^4 - 19.05^4) = 684552.99 \text{ mm}^4$$

Carga crítica de pandeo:

P_{cr}

$$= \frac{\pi^2 21090 \frac{Kg}{mm^2}}{2522 mm} \frac{1}{\frac{675.05 mm}{9687265.56 mm^4} + \frac{621.05 mm}{3147760.68 mm^4} + \frac{666.55 mm}{1411065.13 mm^4} + \frac{749.75 mm}{684552.99 mm^4}}$$
$$= 14319.92 Kg$$

Este análisis supone que el cilindro es completamente homogéneo a lo largo de su longitud y que la carga está completamente centrada. En la realidad estas dos condiciones no se cumplen, pues el cilindro tiene uniones deslizantes que pueden tener tolerancias y pueden estar descentradas, así como también la carga es excéntrica en cierta medida; por lo tanto es conveniente aplicar un factor de seguridad lo suficientemente generoso como para solventar estos inconvenientes sin problemas. En este caso se usa un factor de seguridad de 3. Por lo tanto la capacidad del cilindro al pandeo es:

$$P_{max} = \frac{14319.92 Kg}{3} = 4773.3 Kg$$

Este valor es sugerido, pues el estudio detallado del fenómeno de pandeo es algo que está por hacerse, es posible que futuras investigaciones determinen procesos más precisos para hallar la carga crítica en un cilindro telescópico de este tipo.

3.7. ORIFICIOS DE PASO DE ACEITE

Los orificios de paso de aceite lo llevan a la cámara de sellos y cuando la etapa está saliendo desalojan tal aceite y lo conducen al centro del cilindro. El tamaño de estos debe permitir que pase un caudal suficiente para que la cámara se desocupe a

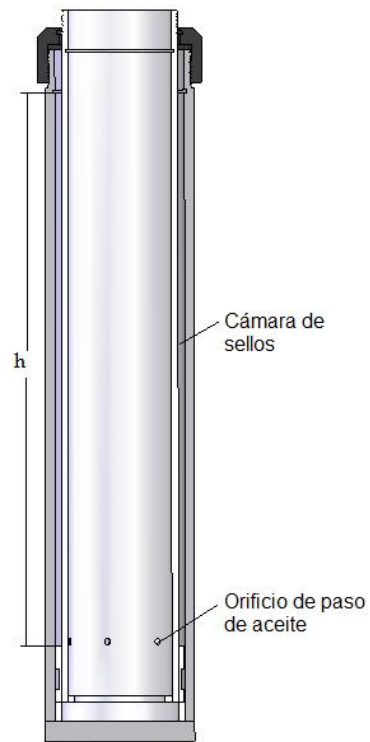
medida que se contrae sin sufrir mayores pérdidas por fricción durante la circulación del aceite por estos porque de otra manera se presentaría un aumento en la presión que retardaría el funcionamiento del cilindro y podría llegar a causar daños estructurales en el tubo.

También cuando el cilindro está bajando deben proveer aceite a la cámara de sellos con la suficiente fluidez para que no se cree vacío en esta y no se corra el riesgo de formación de burbujas, o de aspiración de aire del exterior a través de los sellos.

El sistema fluye con flujo laminar.

El aceite usado es hidráulico ISO 46 o similares, con una densidad de 0.8 - 0.86 Kilogramos por metro cúbico y una viscosidad de 46 kilogramo metro segundo.

Figura 85. Cámara de sellos.



3.7.1. Etapa 1.

Volumen de la cámara de sellos en la etapa 1:

$$h = 540.2 \text{ mm}$$

$$V = \frac{\pi}{4} (127^2 - 114.3^2)(540.2) = 1300186.05 \text{ mm}^3$$

Velocidad de salida de la etapa:

Área:

$$A_{\text{efec}} = \frac{\pi}{4} (114.3^2 - 101.6^2) + \frac{\pi}{4} (88.9^2 - 76.2^2) + \frac{\pi}{4} 63.5^2 = 6967.22 \text{ mm}^2$$

Teniendo en cuenta que la longitud de la carrera es de 540 mm, el tiempo de salida de la segunda etapa será:

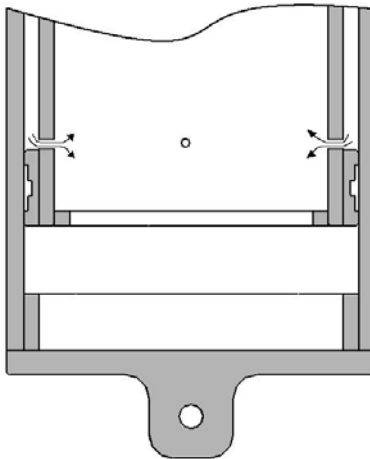
$$t_2 = \frac{0.54 \text{ m}}{0.0724 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 7.45 \text{ s}$$

Entonces el caudal necesario para desocupar la cámara de sellos en ese tiempo es:

$$Q = \frac{0.0013001 \text{ m}^3}{7.45 \text{ s}} = 0.00017452 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Este caudal pasará por los seis orificios de 6.35 mm de diámetro colocados en cada etapa.

Figura 86. Orificios de paso de aceite.



Área de paso del caudal:

Es el área de los seis orificios.

$$A_o = \frac{\pi}{4} (0.00635^2) (6) = 0.000316 \text{ m}^2$$

Velocidad de paso de aceite por los orificios:

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{0.00017452 \frac{m^3}{s}}{0.000316 m^2} = 0.5522 \frac{m}{s}$$

Coefficiente de perdidas hl:

Se utiliza un factor de perdidas $K=0.5$ para conducto con cantos vivos.

$$hl = k \frac{v^2}{2g} = 0.5 \left(\frac{0.5522^2}{2(9.8)} \right) = 0.007778 m$$

De la ecuación general de la energía se obtiene el incremento de presión que sucede en la cámara de sellos en el momento de la descarga del aceite.

$$P1 - \rho \left(\frac{v^2}{2g} + hl \right) + P2$$

Donde:

$P1$ = presión en la cámara de sellos.

$P2$ = presión del sistema.

= .

Entonces:

$$P1 = 8.1423 \left(\frac{0.5522^2}{2(9.8)} + 0.0077786 \right) + 13789514.58 Pa = 13789514.77 Pa$$

$$13789514.77 Pa = 2000.000026 Psi$$

Por lo tanto el incremento de presión en la cámara de sellos es de 0.000026 Psi, el cual es aceptable.

3.7.2. Etapa 2.

Volumen de la cámara de sellos en la etapa 2:

$$h = 587.60 \text{ mm}$$

$$V = \frac{\pi}{4} (101.6^2 - 88.9^2)(587.60) = 1116529.93 \text{ mm}^3$$

Velocidad de salida de la etapa:

Área:

$$A_{\text{efec}} = \frac{\pi}{4} (88.9^2 - 76.2^2) + \frac{\pi}{4} 63.5^2 = 4813.72 \text{ mm}^2$$

Teniendo en cuenta que la longitud de la carrera es de 540 mm, el tiempo de salida de la segunda etapa será:

$$t_2 = \frac{0.54 \text{ m}}{0.1048 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 5.15 \text{ s}$$

Entonces el caudal necesario para desocupar la cámara de sellos en ese tiempo es:

$$Q = \frac{0.0011165 \text{ m}^3}{5.15 \text{ s}} = 0.0002168 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Este caudal pasará por los seis orificios de 6.35 mm de diámetro colocados en cada etapa.

Área de paso del caudal:

Es el área de los seis orificios.

$$A_o = \frac{\pi}{4} (0.00635^2) (6) = 0.000316 \text{ m}^2$$

Velocidad de paso de aceite por los orificios:

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{0.0002168 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0.000316 \text{ m}^2} = 0.6860 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Coefficiente de pérdidas hl:

Se utiliza un factor de pérdidas $K=0.5$ para conducto con cantos vivos.

$$hl = k \frac{v^2}{2g} = 0.5 \left(\frac{0.6860^2}{2(9.8)} \right) = 0.012005 \text{ m}$$

De la ecuación general de la energía se obtiene el incremento de presión que sucede en la cámara de sellos en el momento de la descarga del aceite.

$$P_1 = \varphi \left(\frac{v^2}{2g} + hl \right) + P_2$$

Donde:

P_1 = presión en la cámara de sellos.

P_2 = presión del sistema.

Entonces:

$$P_1 = 8.1423 \left(\frac{0.6860^2}{2(9.8)} + 0.0122005 \right) + 13789514.58 \text{ Pa} = 13789514.87 \text{ Pa}$$

$$13789517.54 \text{ Pa} = 2000.000042 \text{ Psi}$$

Por lo tanto el incremento de presión en la cámara de sellos es de 0.000042 Psi, el cual es aceptable.

3.7.3. Etapa 3.

Volumen de la cámara de sellos en la etapa 3:

$$_h = 607.49 \text{ mm}$$

$$V = \frac{\pi}{4} (76.2^2 - 63.5^2)(607.49) = 846504.24 \text{ mm}^3$$

Velocidad de salida de la etapa:

Área:

$$A_{\text{efec}} = \frac{\pi}{4} 63.5^2 = 3166.92 \text{ mm}^2$$

Teniendo en cuenta que la longitud de la carrera es de 584.51 mm, el tiempo de salida de la segunda etapa será:

$$t_2 = \frac{0.584 \text{ m}}{0.159 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 3.67 \text{ s}$$

Entonces el caudal necesario para desocupar la cámara de sellos en ese tiempo es:

$$Q = \frac{0.000003166 \text{ m}^3}{3.67 \text{ s}} = 0.0000008629 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Este caudal pasará por los cuatro orificios de 6.35 mm de diámetro colocados en cada etapa

Área de paso del caudal:

Es el área de los seis orificios.

$$A_o = \frac{\pi}{4}(0.00635^2)(4) = 0.0000316 \text{ m}^2$$

Velocidad de paso de aceite por los orificios:

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{0.0000008629 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0.0000316 \text{ m}^2} = 0.02730 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Coefficiente de perdidas hl:

Se utiliza un factor de perdidas $K=0.5$ para conducto con cantos vivos.

$$hl = k \frac{v^2}{2g} = 0.5 \left(\frac{0.02730^2}{2(9.8)} \right) = 0.00001901 \text{ m}$$

De la ecuación general de la energía se obtiene el incremento de presión que sucede en la cámara de sellos en el momento de la descarga del aceite.

$$P1 = \varphi \left(\frac{v^2}{2g} + hl \right) + P2$$

Donde:

P1 = presión en la cámara de sellos.

P2 = presión del sistema.

= .

Entonces:

$$P1 = 8.1423 \left(\frac{0.02730^2}{2(9.8)} + 0.00001901 \right) + 13789514.58 \text{ Pa} = 13789514.58 \text{ Pa}$$

$$13789517.54 \text{ Pa} = 2000.00000001 \text{ Psi}$$

Por lo tanto el incremento de presión en la cámara de sellos es de 0.00000001 Psi, el cual es aceptable.

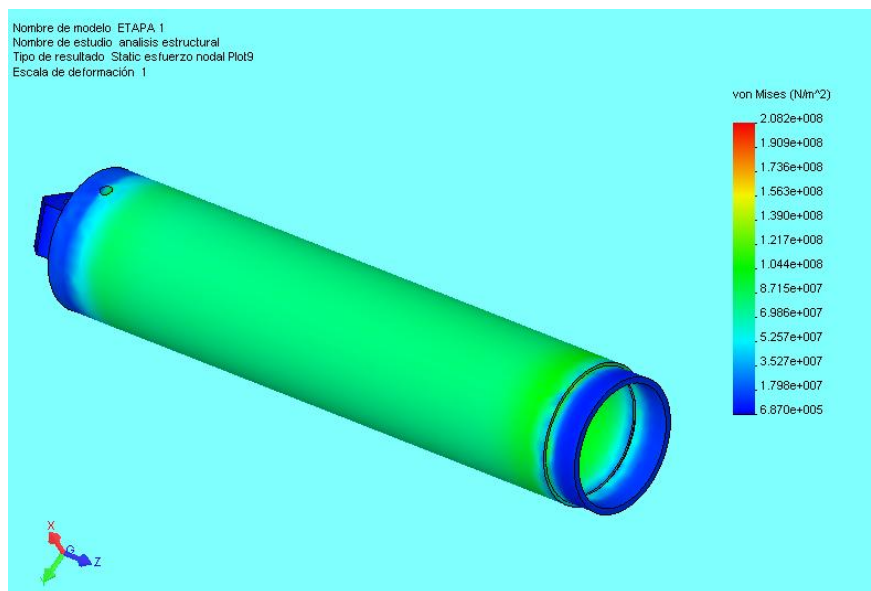
3.8. SIMULACIONES

3.8.1. Análisis de esfuerzos. Contando con la ayuda de paquetes informáticos capaces de simular en comportamiento de los fenómenos físicos mediante el método de elementos finitos de ha podido hacer una verificación de los esfuerzos presentes en los diferentes componentes del cilindro telescópico y así poder establecer que los máximos valores que este debe soportar en cuanto a esfuerzos se encuentran por debajo del valor mínimo de resistencia de los materiales utilizados lo cual asegura que el sistema no fallará.

Etapas 1:

Mediante el uso de COSMOSWORKS se ha simulado la respuesta en cuanto a esfuerzos de la etapa 1 sometida a la presión de trabajo de 2000 psi.

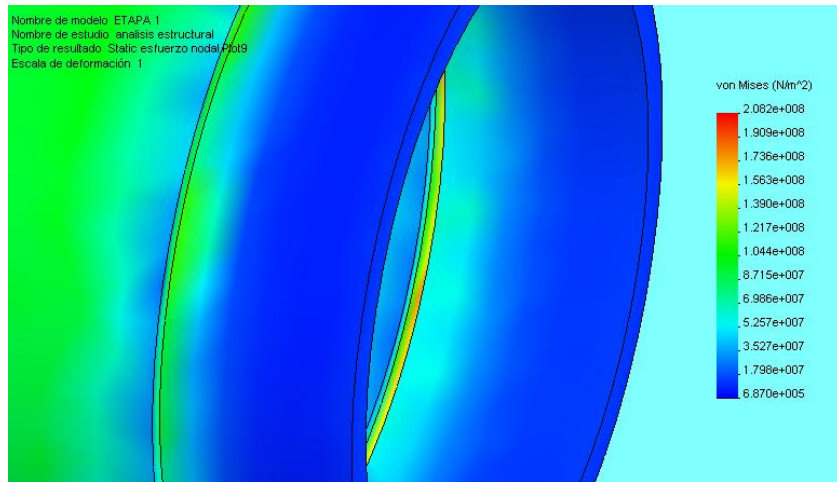
Figura 87. Distribución de esfuerzos en la etapa 1.



De acuerdo a la simulación el máximo esfuerzo soportado es de 2.082e8 pascales lo cual está por debajo de los 420e8 pascales que son el límite de fluencia del material.

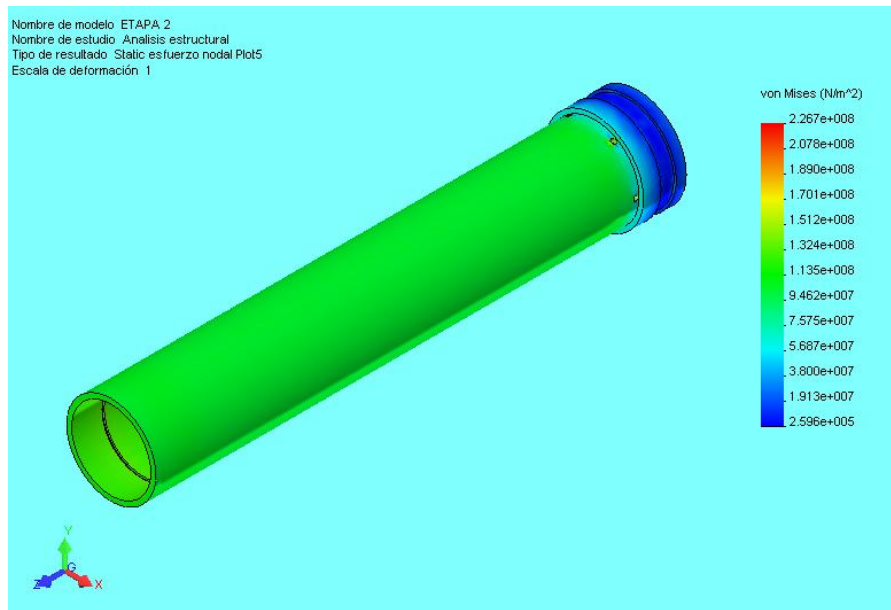
El máximo se presenta en la ranura de la chaveta, lo cual era de esperarse ya que es la zona más delgada de la pared del tubo.

Figura 88. Distribución de esfuerzos en la etapa 1, detalle.



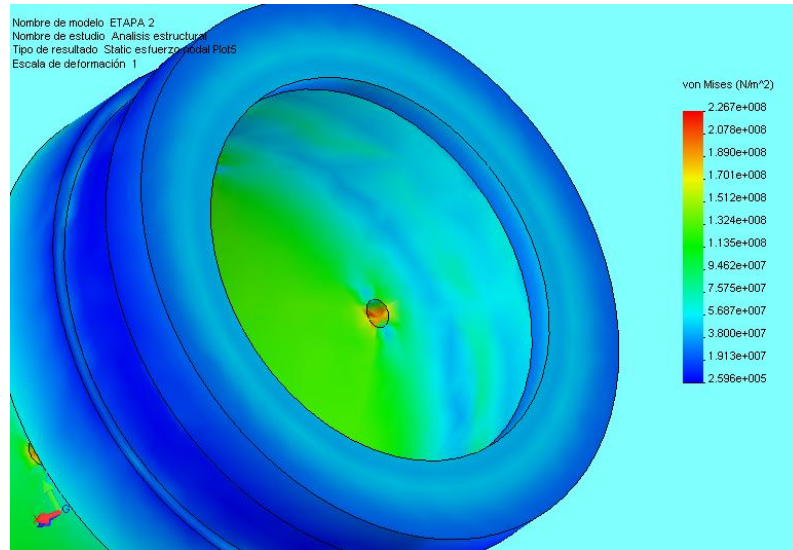
Etapa 2:

Figura 89. Distribución de esfuerzos en la etapa 2.



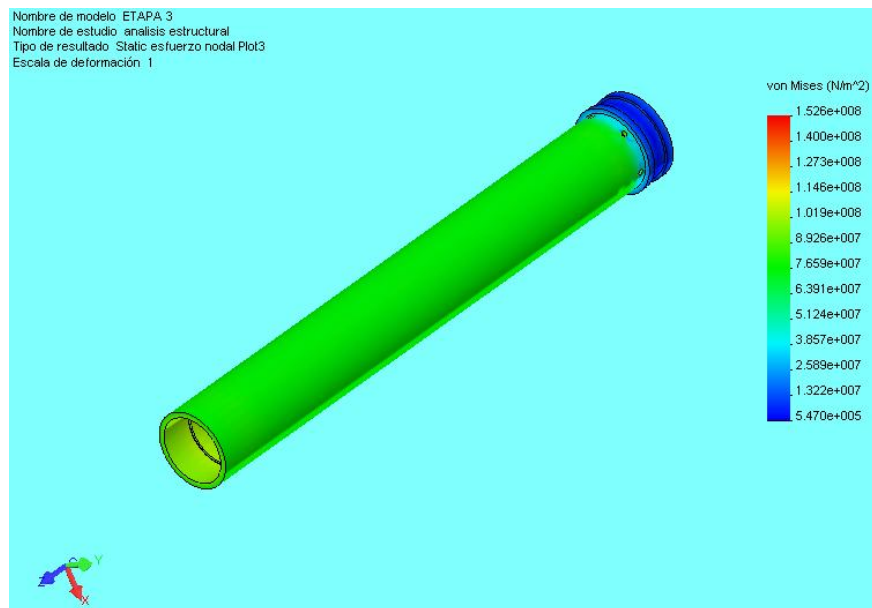
El esfuerzo máximo es de 2.267×10^8 pascales. Se presenta en los orificios de pasa de aceite.

Figura 90. Distribución de esfuerzos en la etapa 2, detalle.



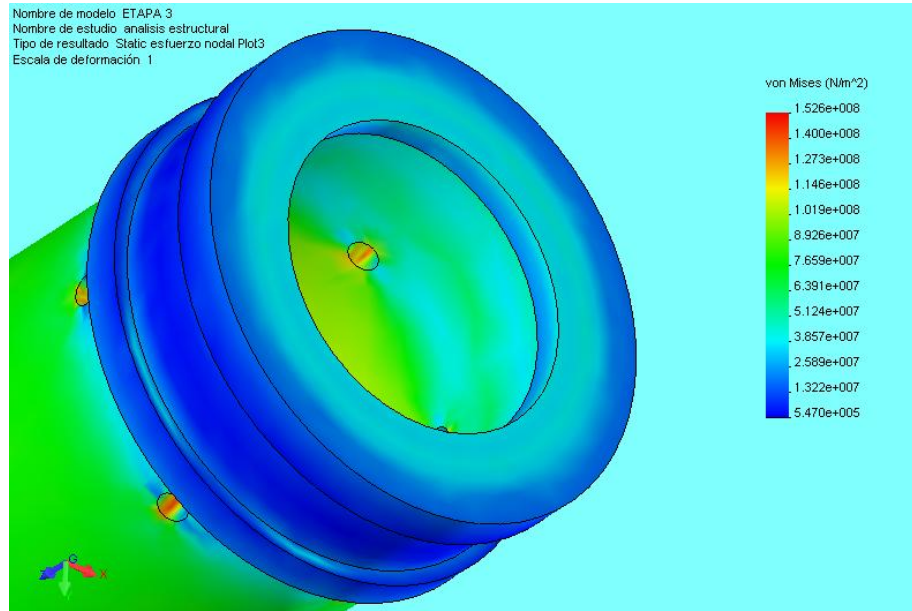
Etapa 3:

Figura 91. Distribución de esfuerzos en la etapa 3.



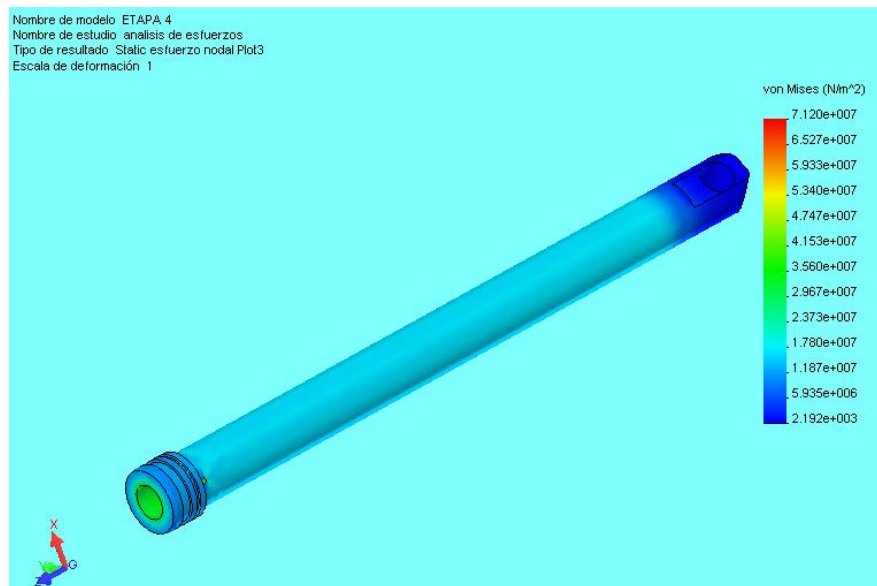
El máximo esfuerzo es de $1.56e8$ pascales y se presenta también en los orificios de paso de aceite.

Figura 92. Distribución de esfuerzos en la etapa 3, detalle.



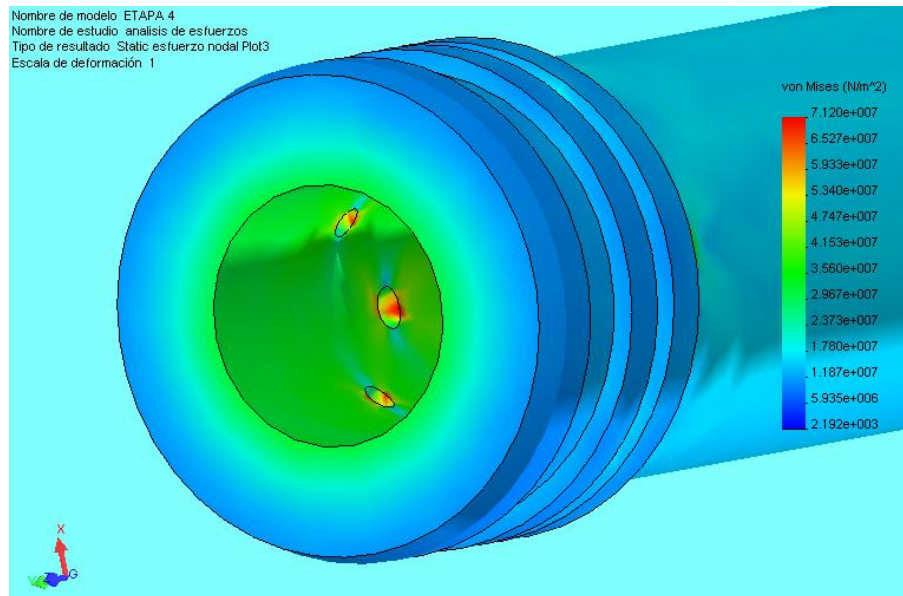
Etapa 4:

Figura 93. Distribución de esfuerzos en la etapa 4.



El máximo esfuerzo es de $7.12e7 \text{ N/m}^2$ en los orificios de paso de aceite.

Figura 94. Distribución de esfuerzos en la etapa 4, detalle.

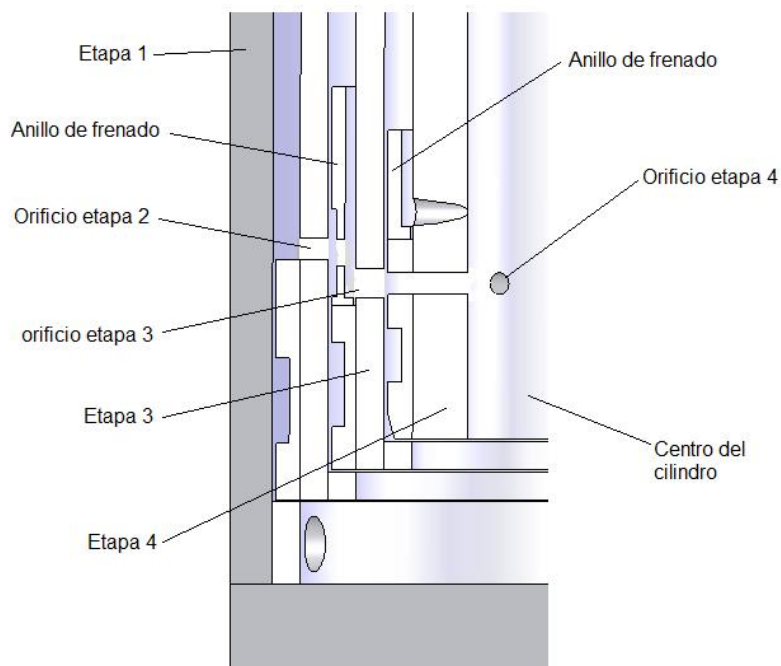


3.8.2. Análisis de flujo de aceite.

Durante el movimiento del cilindro telescópico el aceite fluye entre las diferentes cámaras a través de los distintos orificios que conectan cada una de estas. A continuación se presentan los resultados de la simulación hecha en ANSYS 10 del flujo del aceite a través de dichos orificios:

3.8.2.1. Vista lateral. Haciendo un corte lateral del cilindro recogido se puede apreciar el camino que sigue el aceite a medida que el cilindro va saliendo.

Figura 95. Vista lateral de la ruta de flujo de aceite.



Cuando las etapas van saliendo, el aceite debe salir de las cámaras de sellos y dirigirse al centro del sistema, pasando por los orificios y canales que se forman entre etapa y etapa.

Salida de la segunda etapa:

Velocidad de paso del aceite:

Figura 96. Distribución de velocidades de flujo a la salida de la etapa

2.



Se presenta un aumento de velocidad debido al cambio en la geometría con un valor de 0.2 metros por segundo.

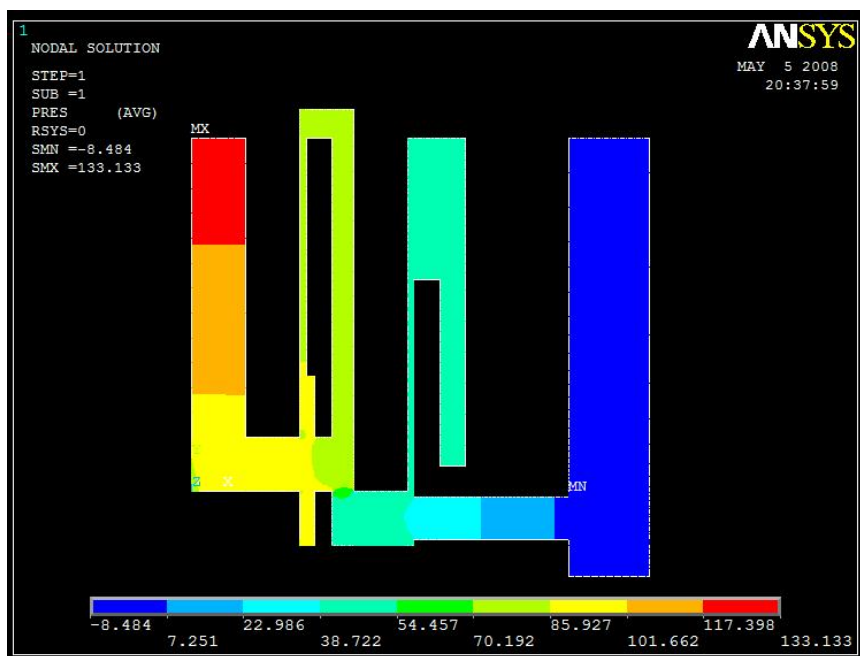
El número de Reynolds para este caso, teniendo en cuenta solo la sección transversal es:

$$N_r = \frac{vD\rho}{\mu} = \frac{0.2(0.003)(0.87)}{46} = 0.00001134$$

El cual indica que el régimen sigue siendo laminar.

Presión:

Figura 97. Distribución de presiones a la salida de la etapa 2.

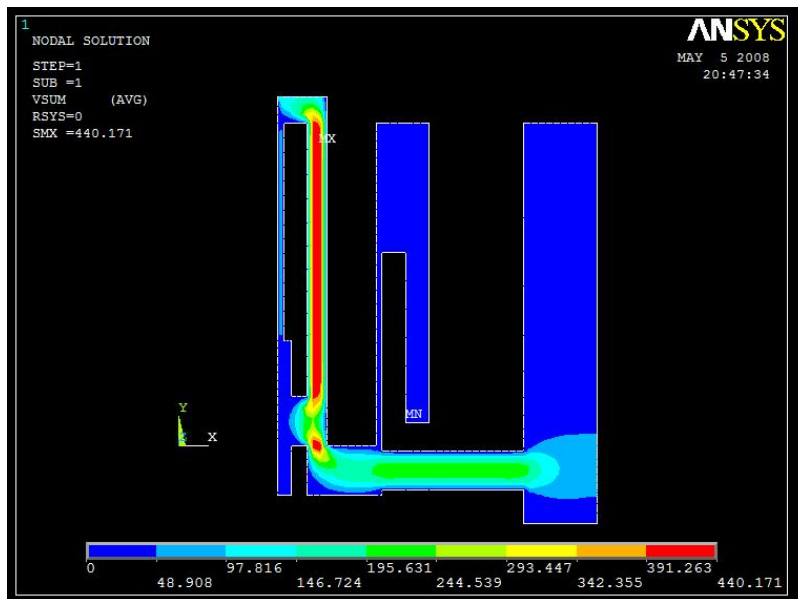


Como se puede apreciar se presenta una subida de presión en la cámara de sellos, de 133 Pa la cual es aceptable debido a la resistencia de la pared del cilindro. El centro del sistema es la zona de menor presión.

Salida de la etapa3:

Cuando ha salido ya la etapa 1, el flujo de aceite de la cámara llega desde la parte superior del anillo de frenado.

Figura 98. Distribución de velocidades a la salida de la etapa 3



Se produce un aumento de velocidad llegando a un valor de 0.4 metros por segundo.

$$N_r = \frac{vD\rho}{\mu} = \frac{0.44(0.003)(0.87)}{46} = 0.0000249$$

Valor que indica que el flujo es laminar.

Presión:

Figura 99. Distribución de presiones a la salida de la etapa 3.



La presión aumenta debido a las pérdidas 1233 pascales, lo que equivale a 0.17 psi lo cual es bajo comparado con la presión de trabajo de 2000 psi.

Salida de la etapa 4:

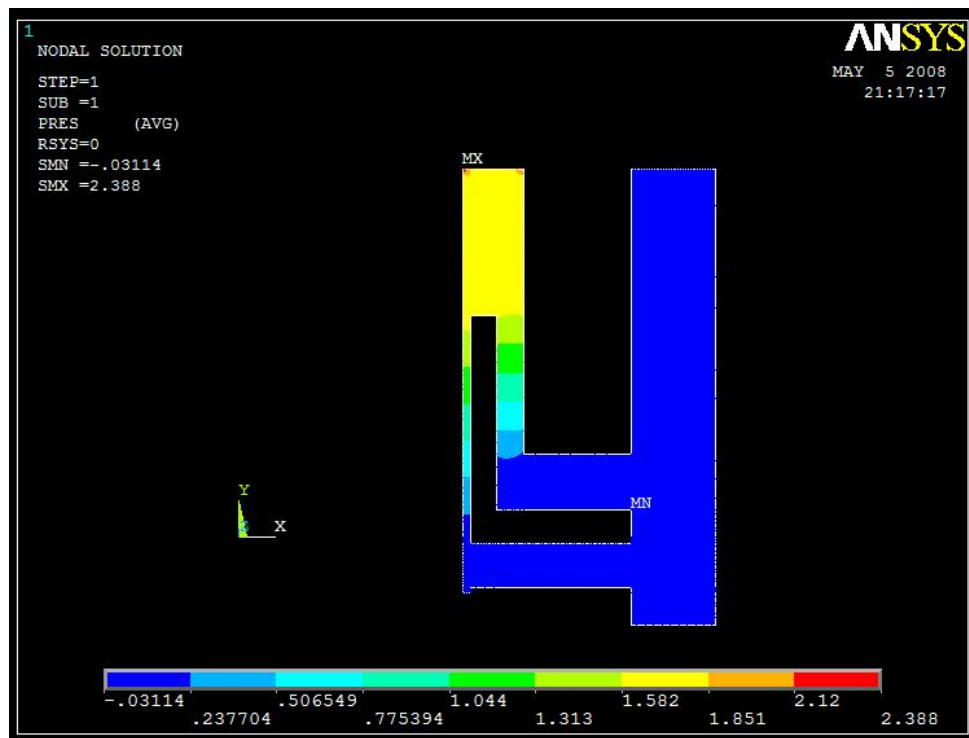
Figura 100. Distribución de velocidades a la salida de la etapa 4.



La velocidad máxima es 0.20 metros por segundo, como ya se vio anteriormente un valor en este rango no afecta el régimen laminar del flujo de aceite.

Presión:

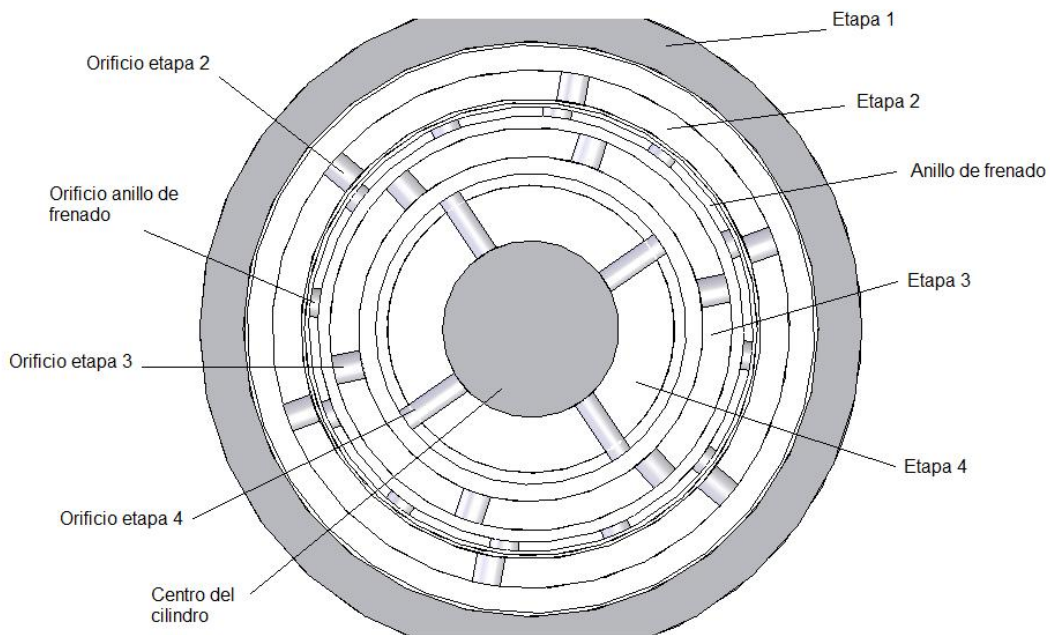
Figura 101. Distribución de presiones a la salida de la etapa 4.



El aumento en la presión es menor que en los otros dos casos.

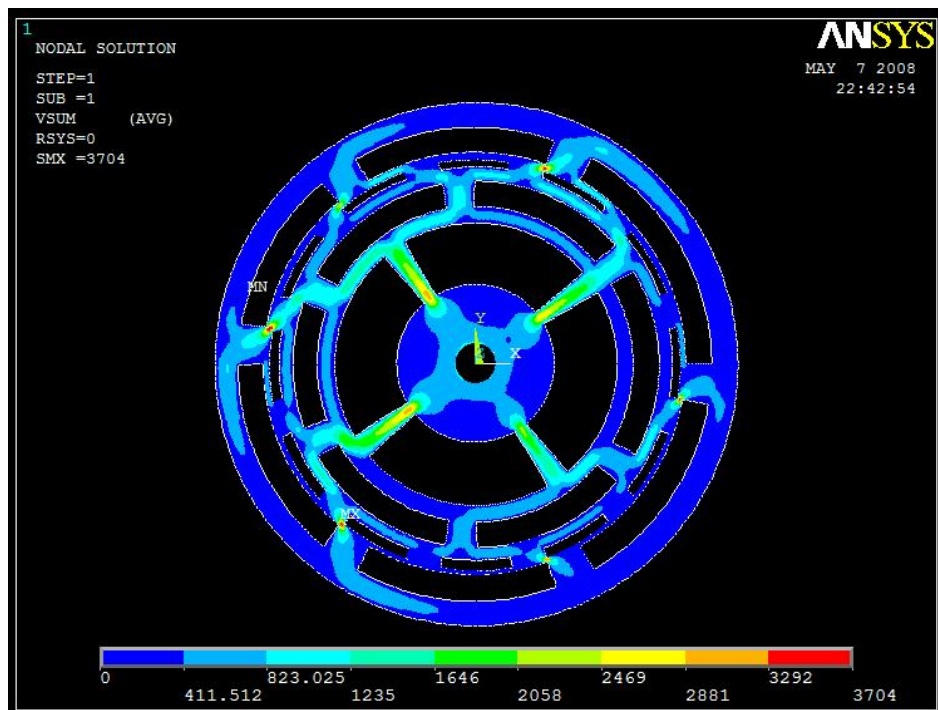
3.8.2.2. Vista superior. También el aceite tiene que pasar por los diferentes canales que se forman entre los tubos de las etapas y los anillos de frenado el corte horizontal del cilindro muestra la ruta que debe seguir el aceite desde las cámaras hasta el centro.

Figura 102. Vista superior de la ruta de flujo de aceite.



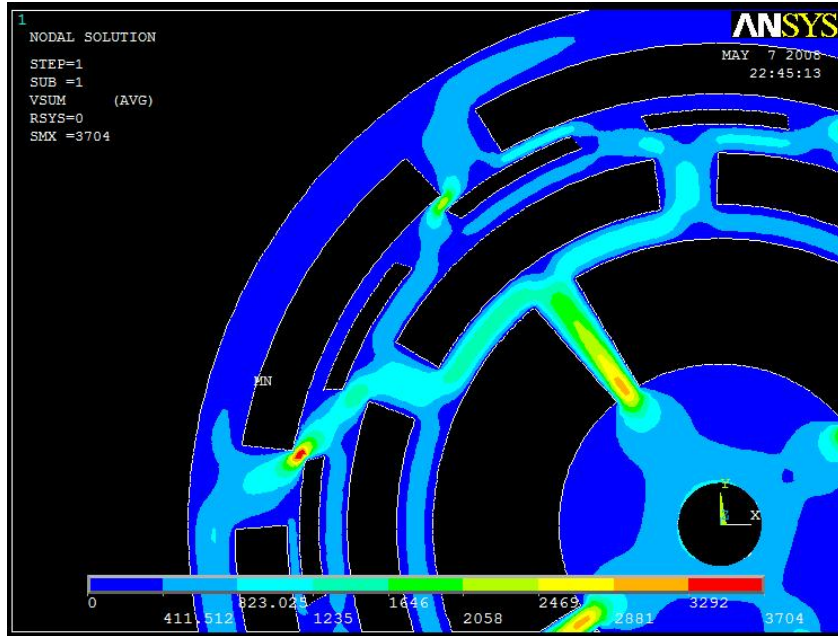
Mediante la simulación se puede apreciar el comportamiento del aceite en cuanto a su velocidad y presión:

Figura 103. Distribución de velocidades a través de la ruta de flujo de aceite.



Detalle:

Figura 104. Distribución de velocidades detalle.



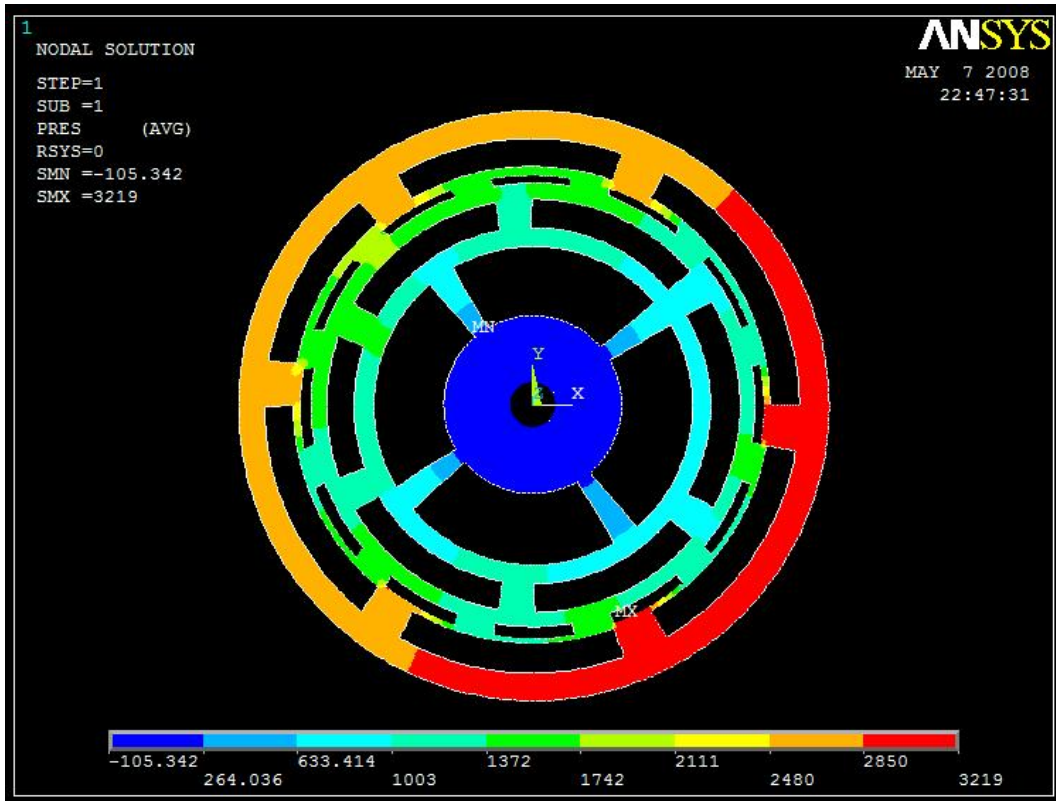
En esta simulación se puede apreciar una velocidad máxima de 3.7 metros por segundo a través de un paso de 1.79 mm que se forma debido al canal del anillo de frenado y el tubo de la etapa 2.

$$N_r = \frac{vD\rho}{\mu} = \frac{3.7(0.00179)(0.87)}{46} = 0.000126$$

Aún se conserva el régimen laminar del flujo.

Presión:

Figura 105. Distribución de presiones en la ruta de flujo de aceite.



Se aprecia un aumento similar de presión a las que ya se han visto.

CONCLUSIONES

- A pesar de la aparente sencillez del cilindro telescópico, este está compuesto por elementos complejos y en su interior se desarrollan diferentes procesos físicos que pueden afectar de manera decisiva su comportamiento.
- El diseño de anillos de frenado, en las etapas 3 y 4 presenta una mejora en la configuración del cilindro telescópico con respecto a los cilindros convencionales, ya que permite una mayor sencillez en el maquinado de los tubos y evita que estos se debiliten debido a la reducción de material de sus paredes; además en términos de fabricabilidad, es más sencillo construir los anillos que hacer los maquinados en los tubos.
- Debido al gran diámetro de los actuadores que componen el cilindro telescópico, el sistema de sellado realiza funciones adicionales al solo proceso de sellado, tales como brindar soporte a las superficies que está sellando.
- A causa de las diferentes presiones a las que está sometido el cilindro, y a la naturaleza dinámica del sistema de sellado, este debe ser más complejo para que pueda responder convenientemente a las necesidades de funcionamiento que el sistema le impone.
- Las prestaciones en cuanto a capacidad de carga del cilindro son muy buenas, pero requiere de una gran carga de trabajo para lograr que este vuelva a su posición inicial; esto se debe al gran perímetro de las etapas, lo cual hace que las áreas de contacto de los sellos sean grandes, y por ende la fuerza que estos ejercen sobre la superficie.
- Existen muchas configuraciones diferentes para los sistemas de frenado y de movimiento de los cilindros telescópicos, lo cual permite buscar las mejores configuraciones en busca de rendimiento y economía,
- De igual manera, conocer las diferencias de funcionamiento que representa cada configuración es muy importante para que el futuro ingeniero

mecánico pueda llegar a realizar selecciones adecuadas de estas en su vida profesional.

- Es necesario optimizar al máximo el sistema hidráulico que provee aceite a cilindro para que esta funcione de la forma más eficiente posible.

RECOMENDACIONES

- Gracias a la presencia del cilindro telescópico en el laboratorio, es posible visualizar su funcionamiento y por lo tanto entrar a trabajar en el campo del control, e pro de llegar a manejarlo de forma automática y lograr la optimización de su movimiento.
- Disponiendo del equipo en el laboratorio, es posible trabajar el área del pandeo de cilindros telescópicos en la cual se encuentra muy escasa información.
- Es posible mejorar el diseño del cilindro, para que las elevaciones de velocidad del fluido sean menores.
- Es necesaria revisar el sistema hidráulico del banco con la finalidad de reducir al máximo las pérdidas por fricción; pérdidas que se manifiestan en el funcionamiento del cilindro telescópico, especialmente durante su proceso de regreso.

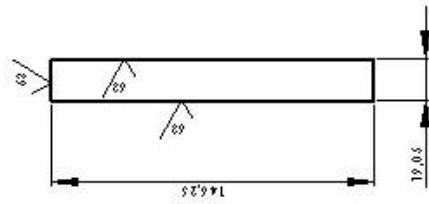
BIBLIOGRAFÍA

- HIBBELER, R.C. Mecánica de materiales. México: Prentice Hall. 1997.
- SALAZAR, Edgar. Capacidad de carga de cilindros oleohidráulicos. Laboratori de sistemes oleohidráulics i pneumàtics Departament de mecànica de fluids – Campus Terrassa Universitat Pontifícia De Catalunya: 2006.
- CRANE. Flujo de fluidos en Válvulas, accesorios y tuberías. México: McGRAW-HILL. 1992.
- SERRANO, Antonio. Oleohidráulica. España: MacGRAU-HILL. 2002.
- MOTT, Robert L. Diseño de elementos de máquinas. México: Prentice Hall 1992.
- MOTT, Robert L. Mecánica de fluidos aplicada. México: Prentice Hall. 1992.
- GIESECKE, Frederick. Dibujo Técnico. México: Limusa. 2001.
- FORD, Henry trade school. Teoría del taller. México: GG. 1994.

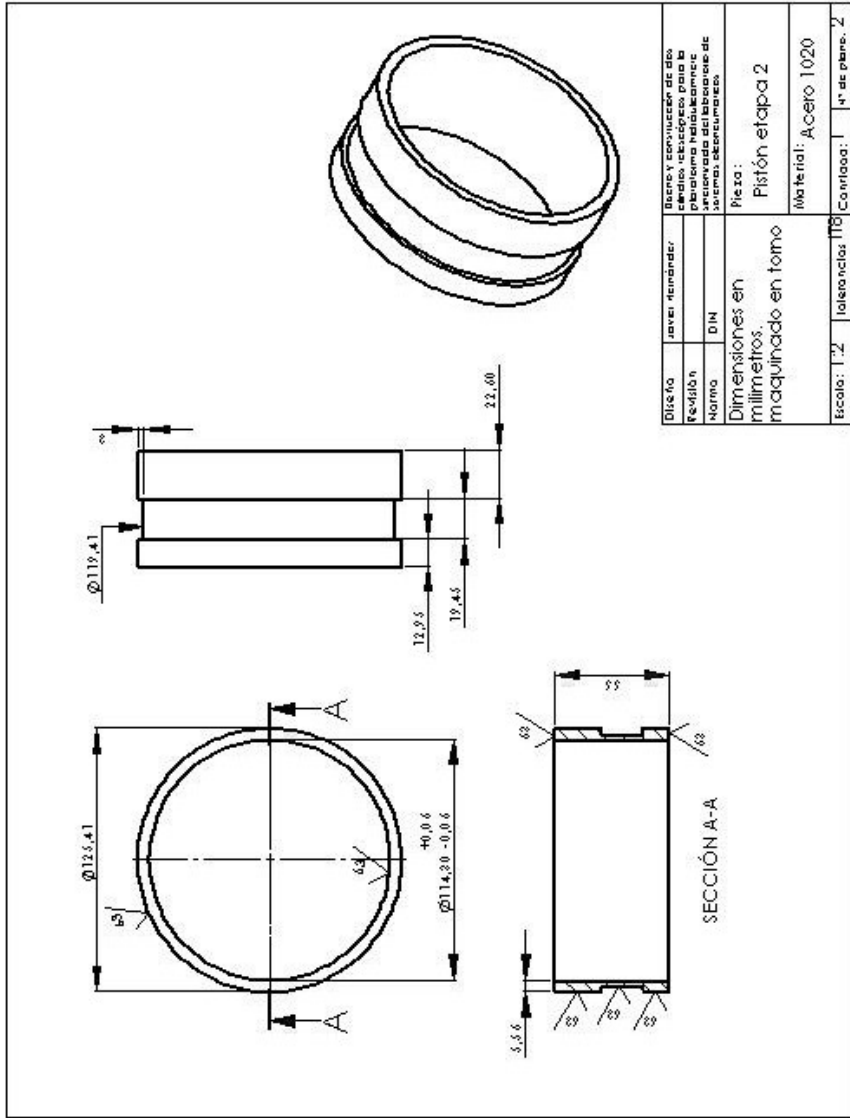
REFERENCIAS DE INTERNET.

- www.parker.com
- www.customhoists.com
- www.prince.com

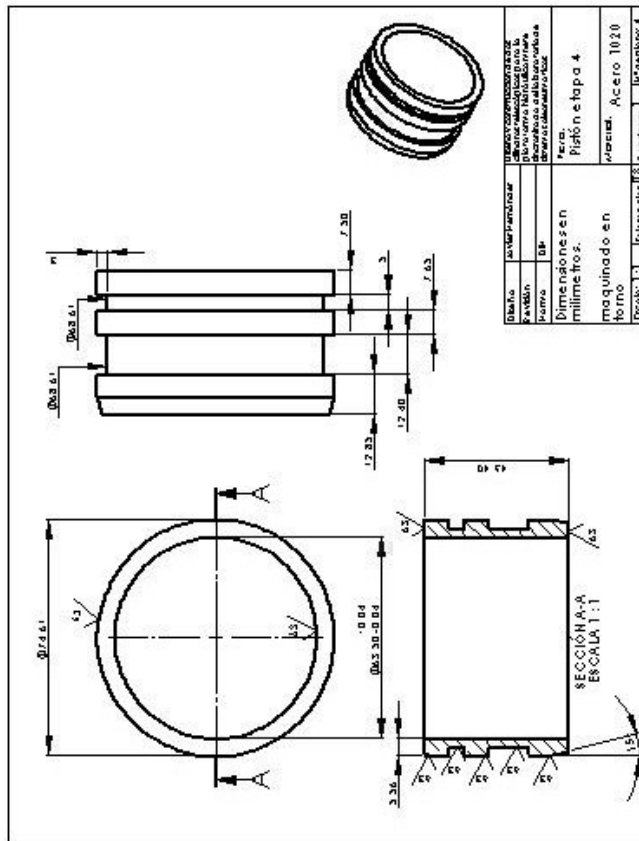
APANDICE A: PLANOS

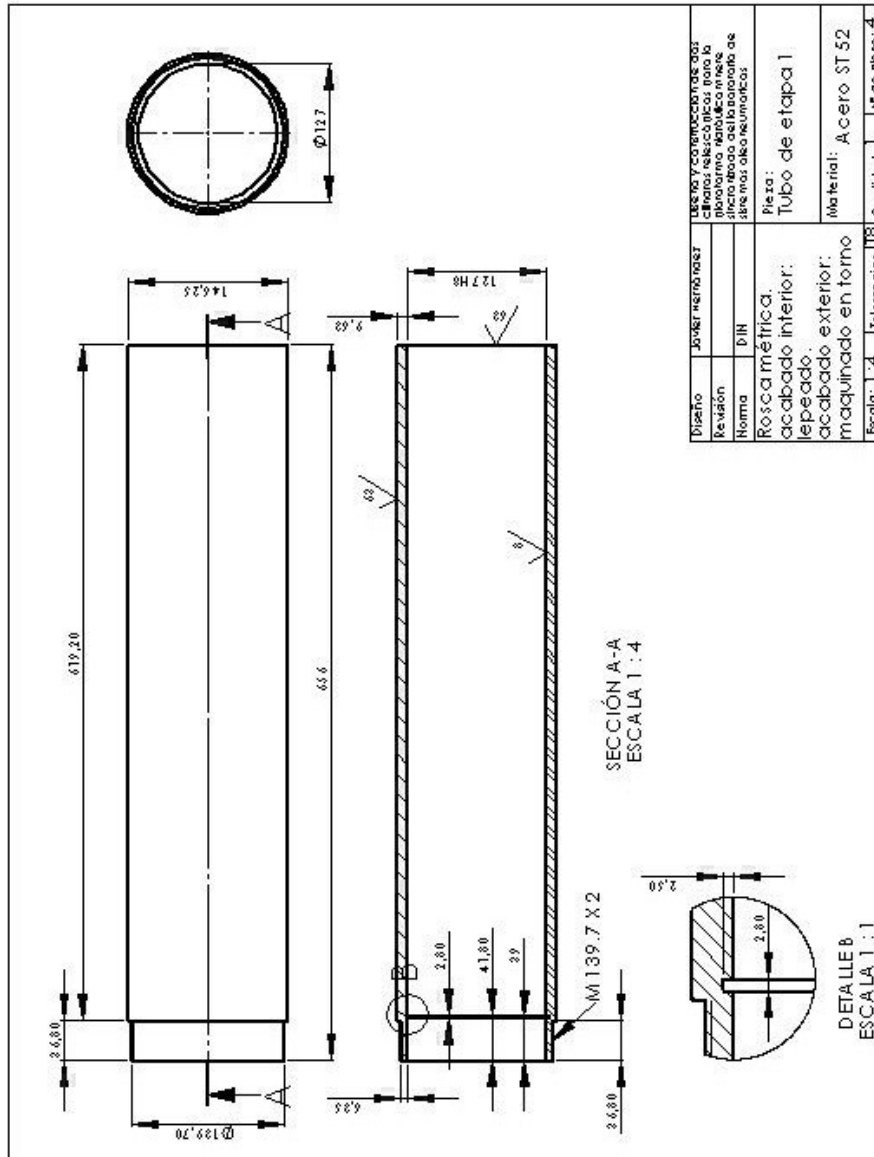


Diseño	Javier Nieto Diaz	Diseño y construcción de las piezas de un mecanismo de un motor de combustión interna	
Revisión		elaboración manual de la pieza	
Norma	DIN	efectuado de la biblioteca de piezas de los neumáticos	
Pieza:		Fondo	
Material:		Hierro HR	
Escala: 1:2	Tolerancias: IT8	Cantidad: 1	Nº de plano: 1

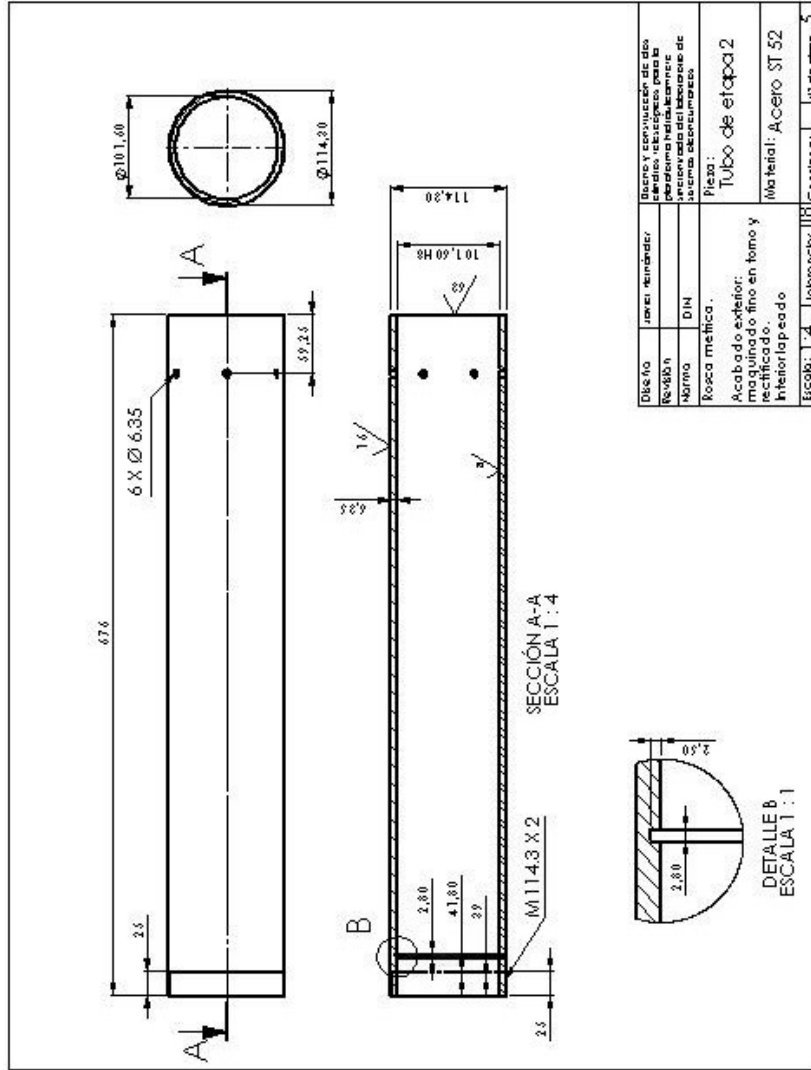


Diseño	Javier Hernández	Diseño y construcción de una máquina de combustión interna para un sistema hidráulico de accionamiento del laboratorio de sistemas de propulsión.
Revisión		
Norma	DIN	
Dimensiones en milímetros, maquinado en tomo		Pieza: Pistón etapa 2
Escala: 1:2	tolerancias IT8	Material: Acero 1020
	Contorno: 1	1º de plano: 2

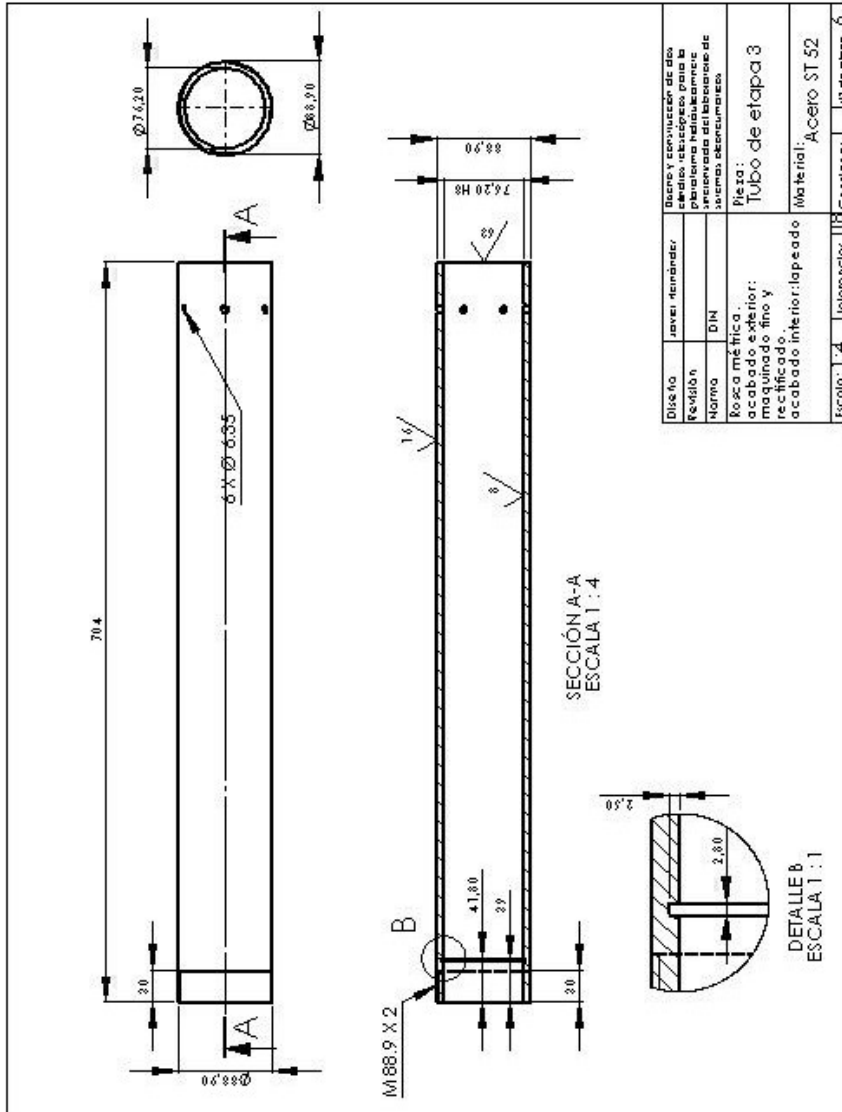


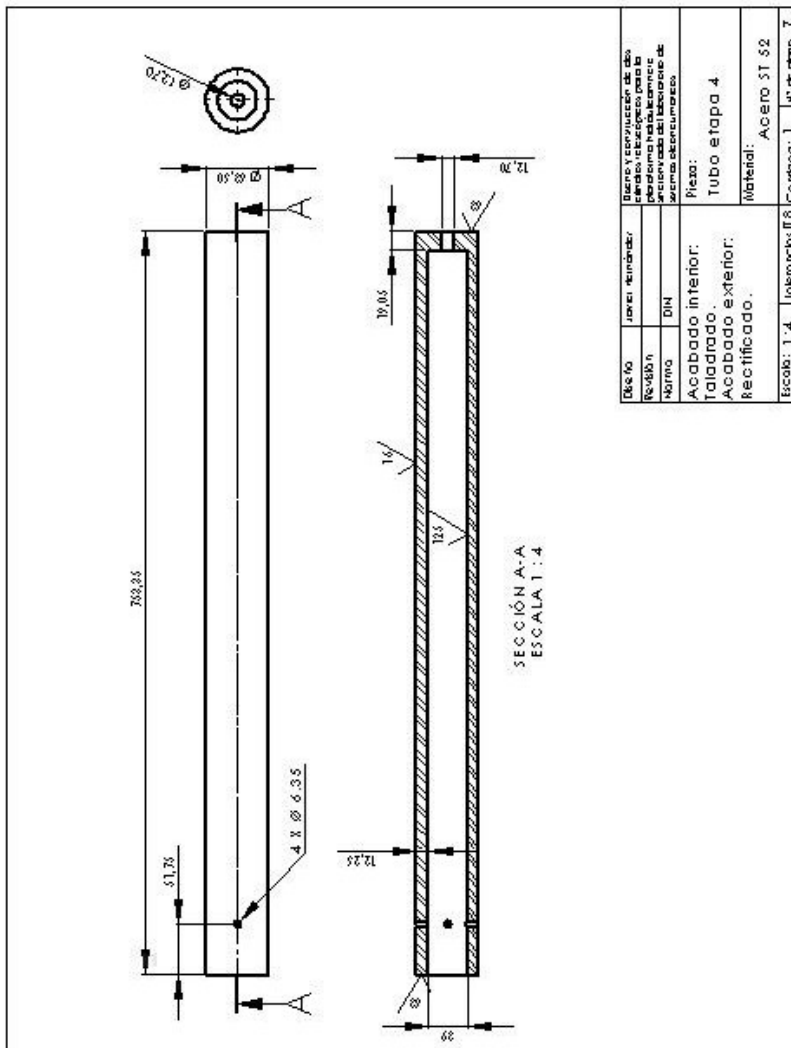


Diseño	Javier Hernández	Descripción	Detalle y cotas de una pieza para el sistema de filtración de agua.
Revisión		Norma	DIN
		Pieza:	Tubo de etapa 1
		Material:	Acero ST 52
		Escala:	1:4
		Tolerancias	IT8
		Cantidad:	1
		Nº de plano:	4

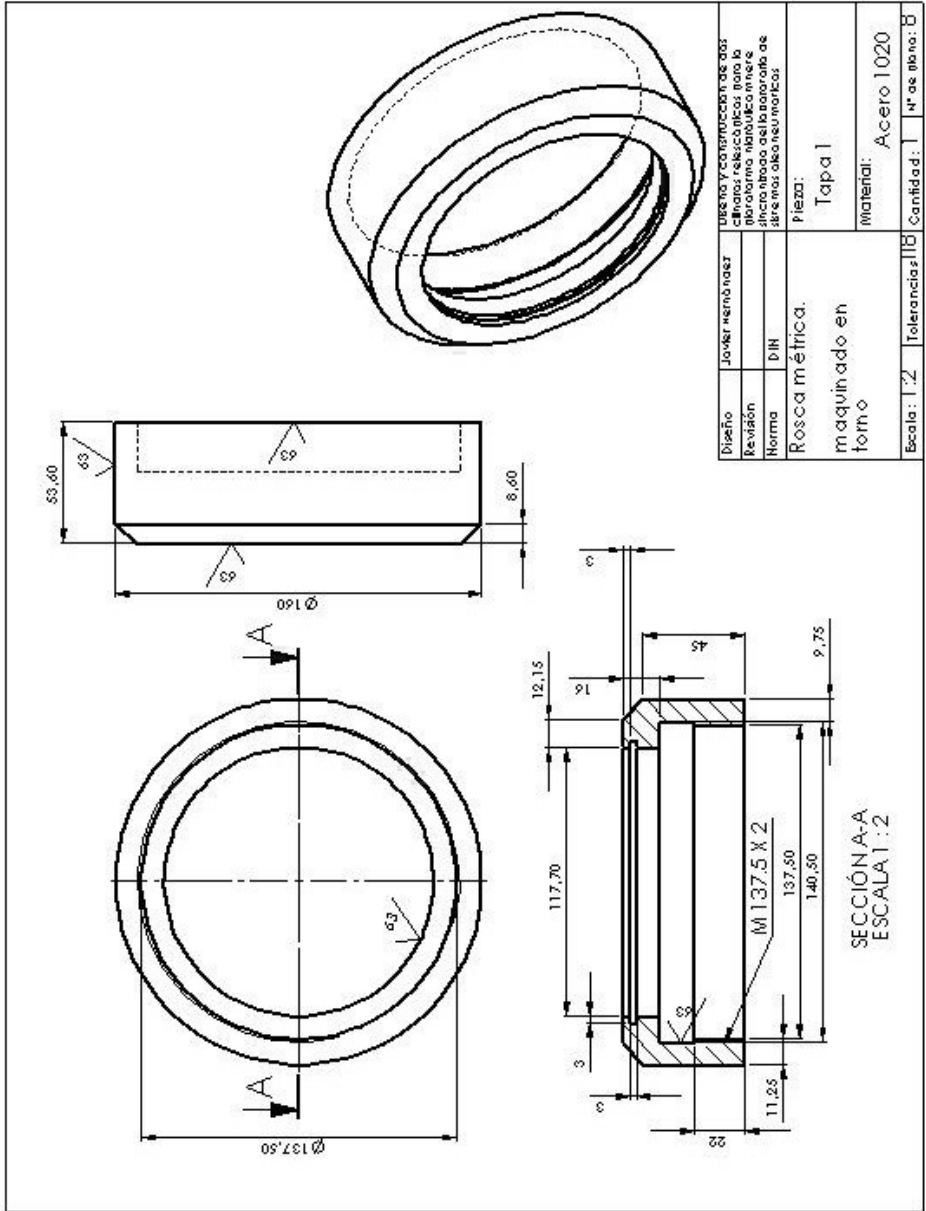


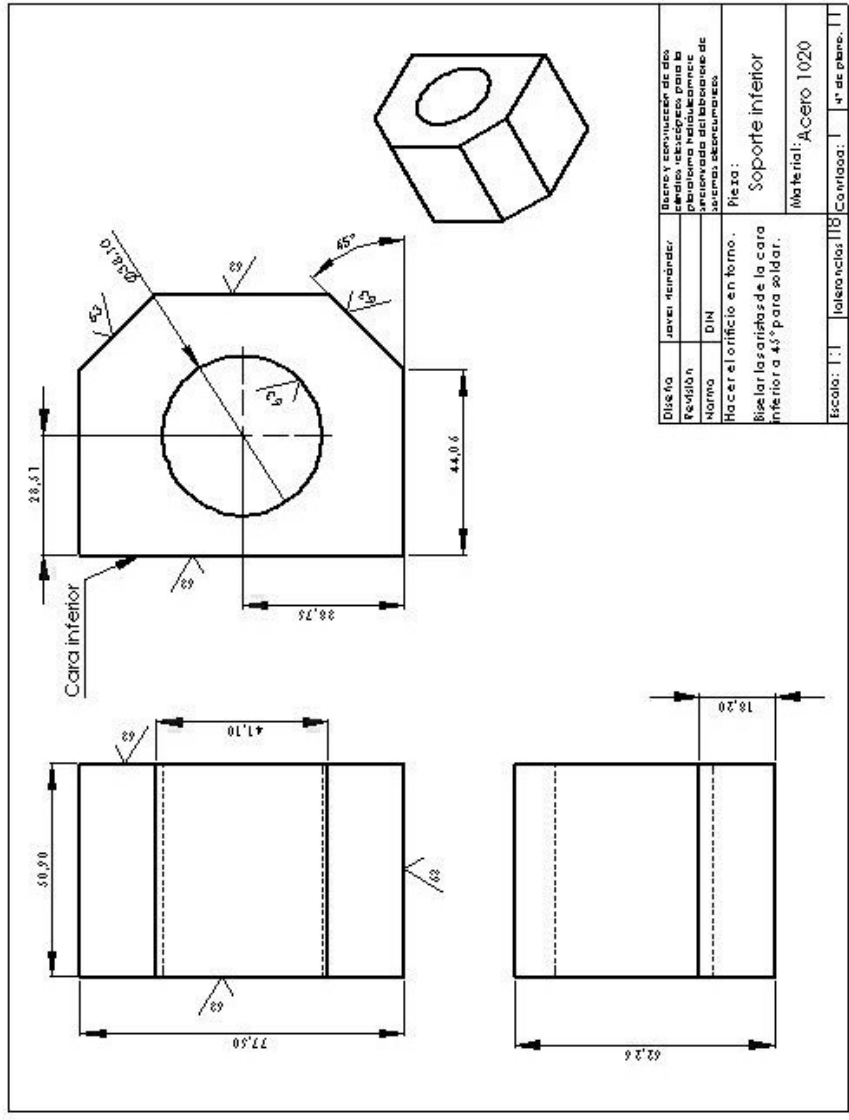
Diseño	Javier Fernández	Revisión		Revisión y aprobación de los cálculos y dibujos para la fabricación del componente
Norma	DIN	Material		Sección del fabricante de acero inoxidable
Proceso	Metalica	Material		Acero inoxidable
Acabado exterior	maquinado fino en tomo y rectificado.	Material		Acero ST 52
Interior	lapso	Material		Acero ST 52
Escala	1:4	Componentes	1	Contribución
				4º de parte
				5



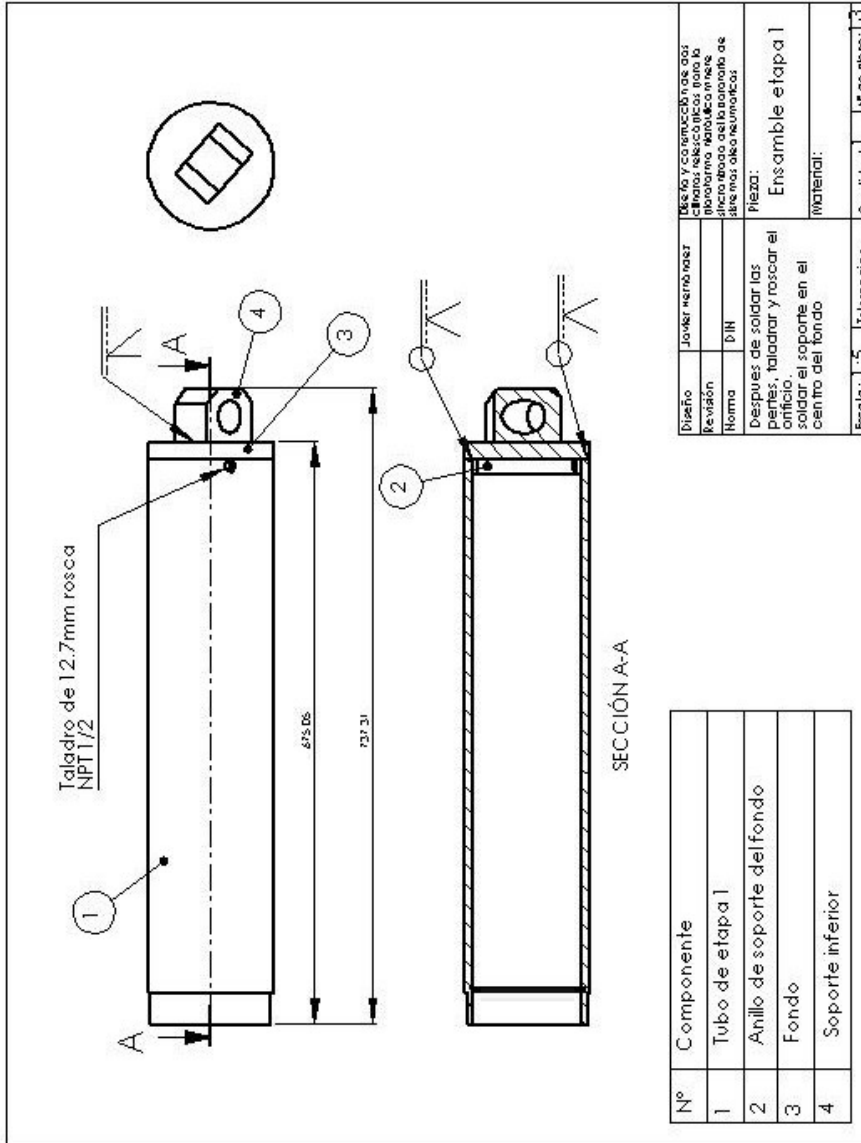


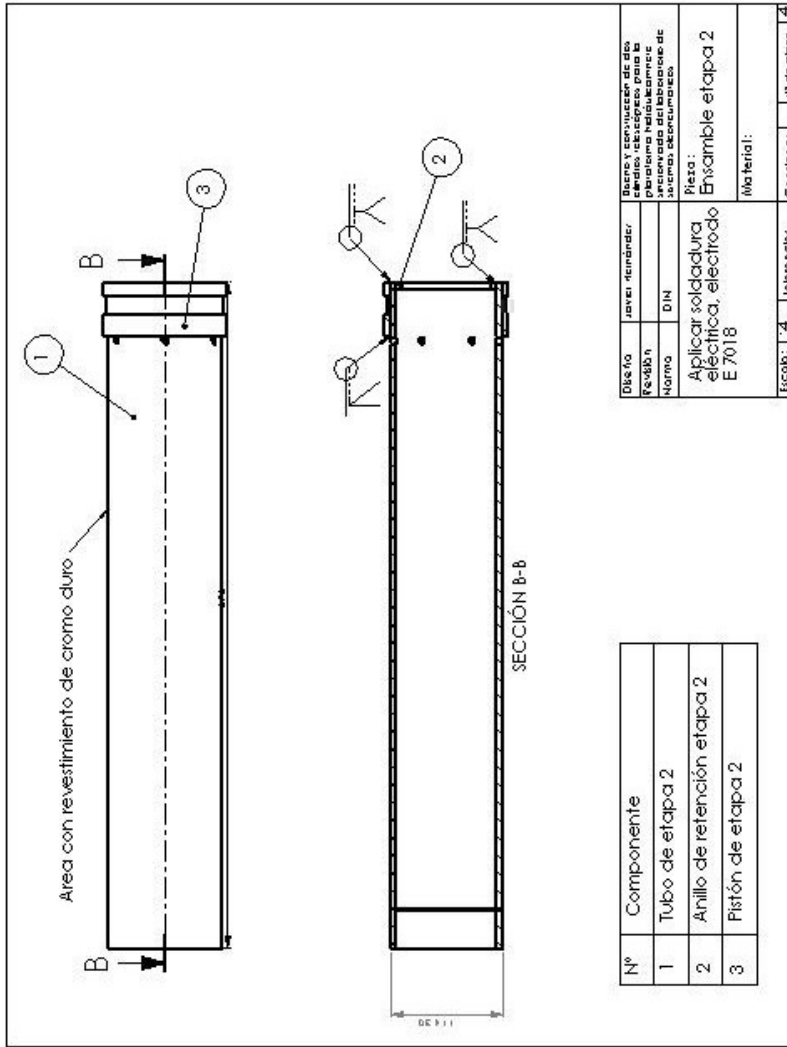
Diseño	Javier Hernández	Revisión	Revisión de detalles de fabricación para la ejecución de la obra
Norma	DIN	Material	Acero ST 52
Acabado interior:	Taladrado	Material:	Acero ST 52
Acabado exterior:	Rectificado		
Escala: 1:4		Cortado: I 8	
		1º de plano: 7	

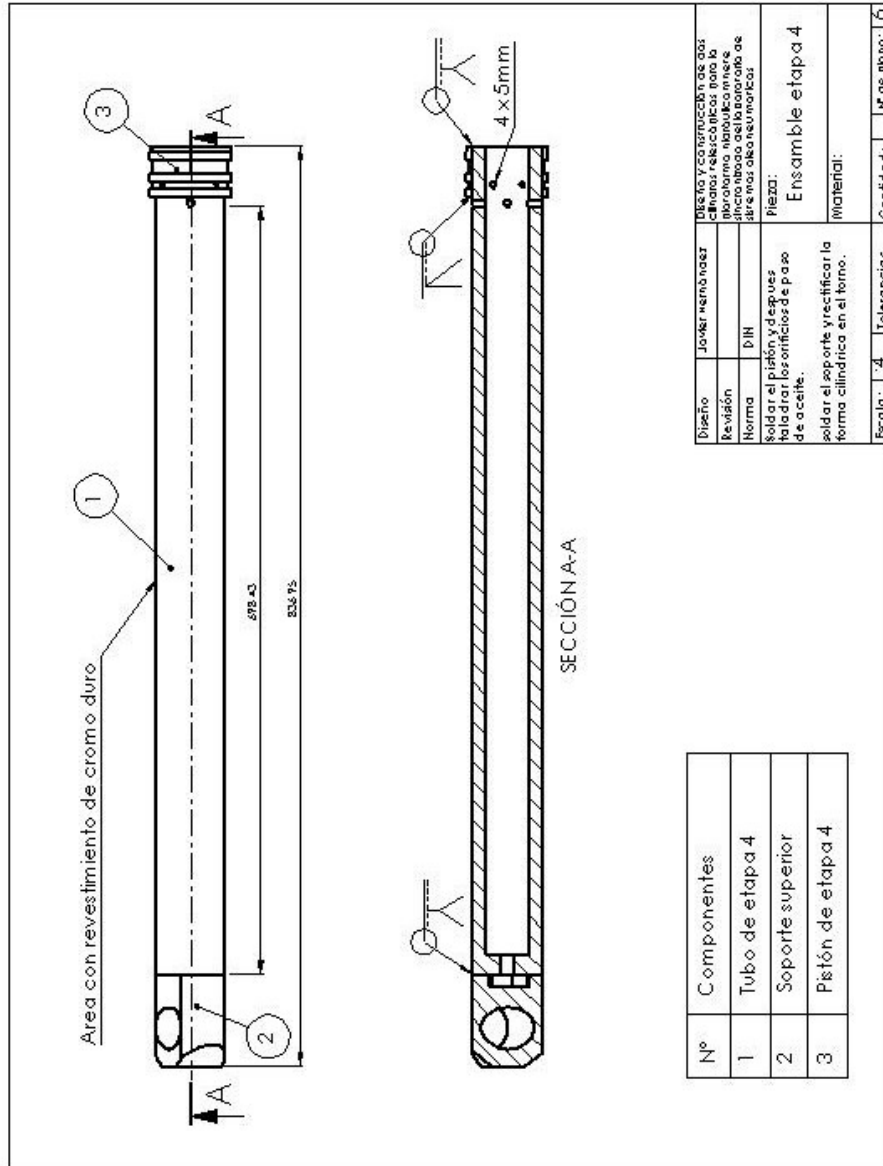


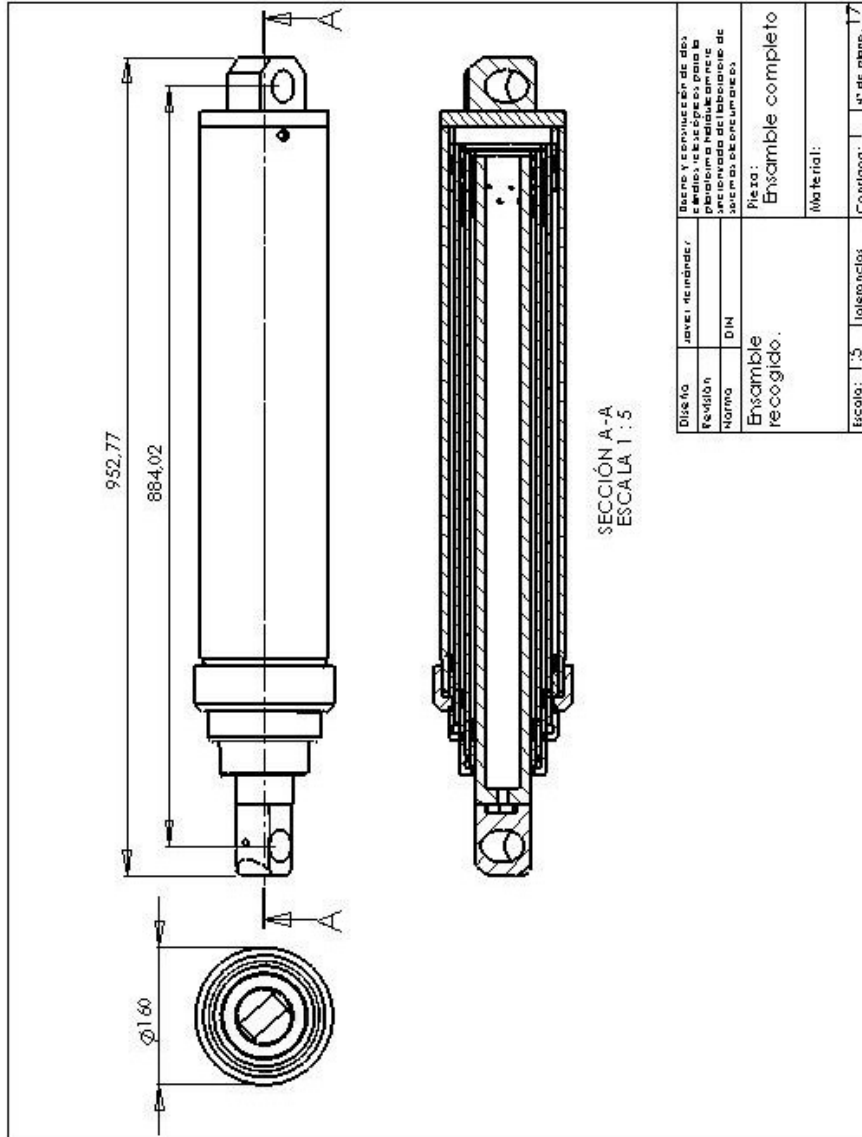


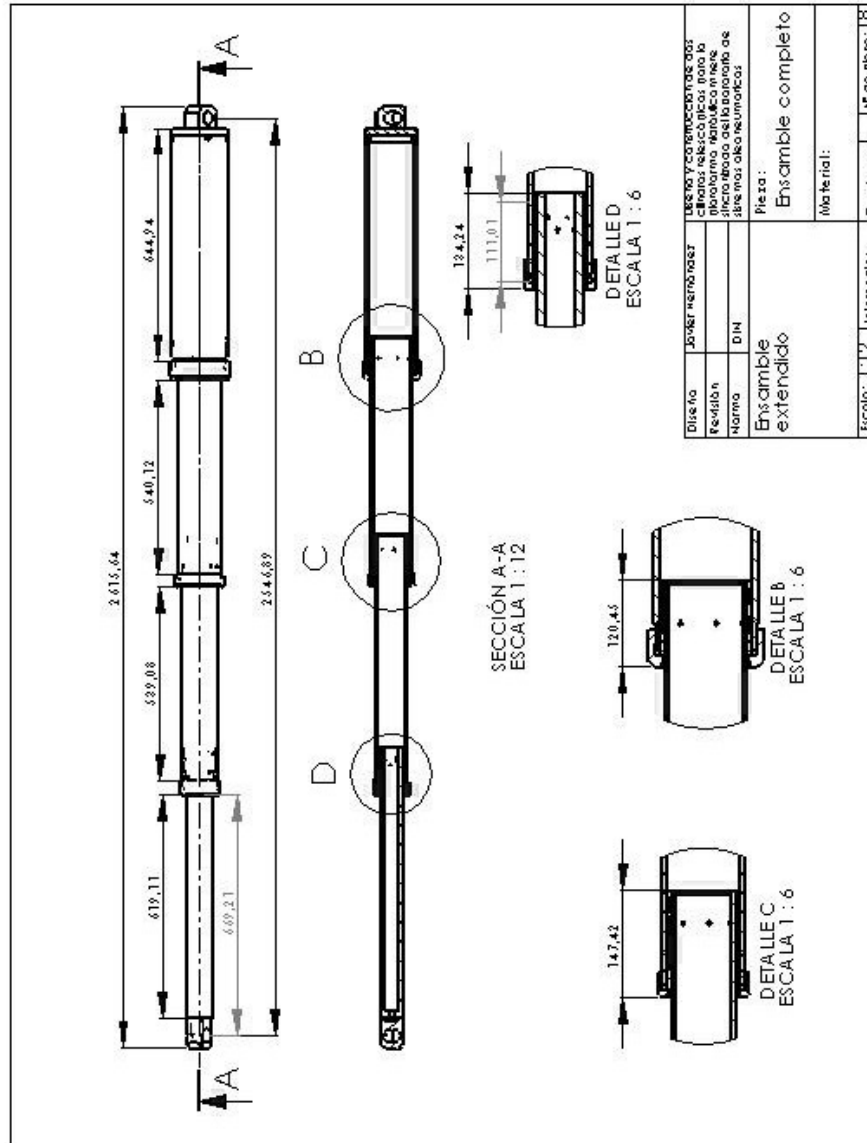
Diseño	Javier Hernández	Banco y construcción de dos piezas, desarrollo para la fabricación de una pieza mecanizada del laboratorio de sistemas de control.	
Revisión			
Norma	DIN		
Hacer el orificio en torno.	Pieza:		
Biselar las aristas de la cara inferior a 45° para soldar.	Soporte inferior		
	Material: Acero 1020		
Escala: 1:1	Tolerancias: IT8	Cantidad: 1	4° de plano: 1

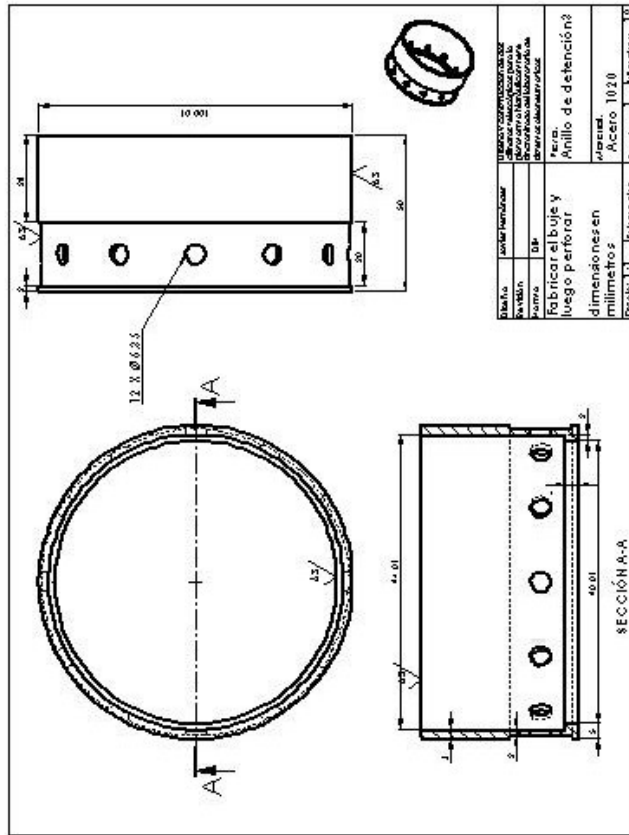


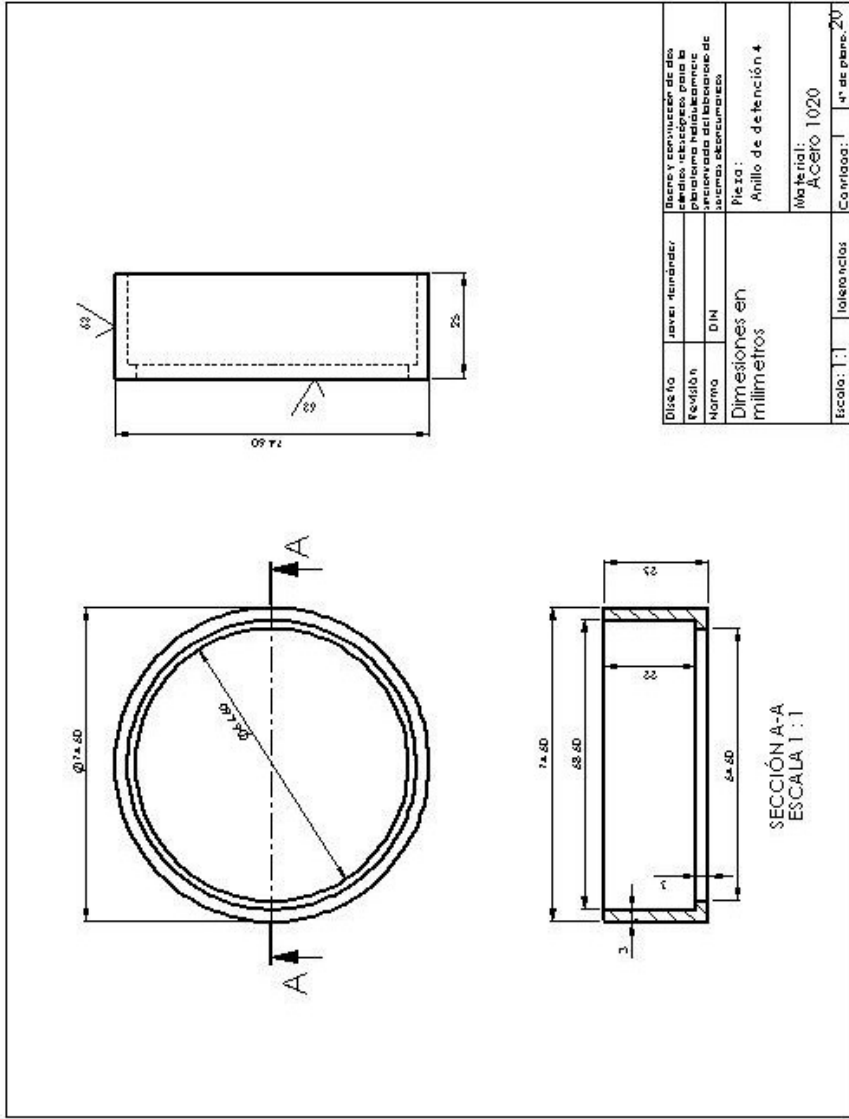








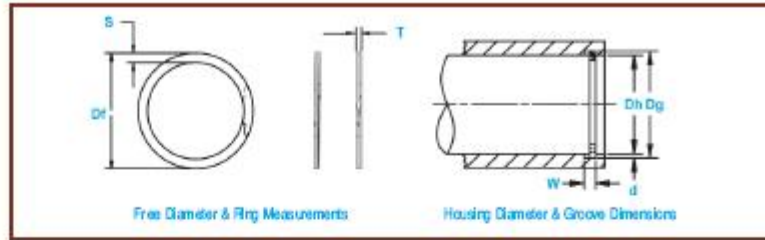




APANDICE B: Catálogo de chavetas.

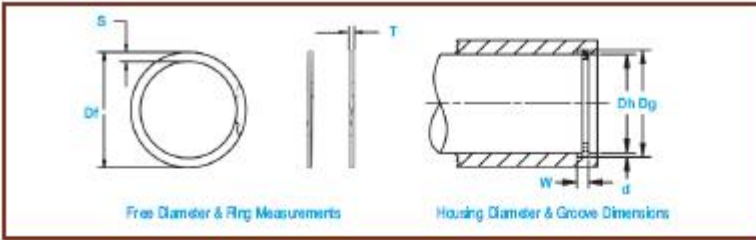


Internal, Medium-Heavy Duty



RING NO.	HOUSING DIAMETER	DIAMETER			WIDTH		DEPTH		FREE DIAMETER			THICKNESS		SECTION		RING Safety Factor of 3	GROOVE Safety Factor of 2
		(In.)	(In.)	tol.	(In.)	tol.	(In.)	(In.)	(In.)	(In.)	(In.)	(In.)	(In.)	(In.)			
KR-50	.500	.524	+ .002, .002	.024		.012	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	25.30	4.30
KR-51	.512	.536		.024		.012	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	25.92	4.30
KR-56	.562	.586		.024		.015	.027	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	28.40	6.00
KR-62	.625	.649		.024		.017	.030	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	31.60	7.50
KR-63	.663	.724		.024		.013	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	34.80	8.80
KR-75	.750	.790	+ .003	.024	+ .003	.020	.036	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	37.90	10.60
KR-77	.777	.838	- .003	.024	- .003	.011	.026	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	42.00	11.60
KR-81	.812	.874		.024	- .003	.023	.034	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	45.30	13.20
KR-84	.865	.922		.024		.024	.039	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	49.20	14.10
KR-87	.875	.922		.024		.024	.029	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	50.00	14.80
KR-90	.901	.960		.024		.025	.037	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	54.00	15.90
KR-93	.918	.982		.024		.026	.037	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	56.50	17.20
KR-100	1.000	1.054		.024		.023	.053	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	61.20	19.30
KR-102	1.023	1.079		.024		.023	.038	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	62.10	20.30
KR-106	1.052	1.120		.024		.029	.029	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	70.10	21.80
KR-112	1.125	1.185		.024		.020	.055	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	74.20	23.90
KR-118	1.188	1.250		.024		.021	.020	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	78.40	26.00
KR-126	1.260	1.320	+ .004	.024		.024	.030	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	82.50	28.20
KR-131	1.312	1.385	- .004	.024		.027	.025	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	86.60	34.30
KR-137	1.375	1.450		.024		.023	.021	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	90.70	36.50
KR-143	1.438	1.515		.024		.029	.026	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	94.80	38.60
KR-145	1.458	1.535		.024		.020	.026	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	96.10	41.20
KR-150	1.500	1.580		.024	+ .004	.020	.021	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	99.00	42.40
KR-158	1.582	1.647		.024	- .003	.023	.029	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	125.90	47.00
KR-162	1.625	1.715		.024		.025	.027	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	129.00	51.70
KR-165	1.653	1.745		.024		.026	.027	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	130.00	53.80
KR-168	1.688	1.780		.024		.026	.029	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	130.00	54.90
KR-175	1.750	1.845	+ .005	.024		.028	.028	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	140.00	59.40
KR-181	1.812	1.910	- .006	.024		.029	.023	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	148.00	62.80
KR-183	1.830	1.949		.024		.020	.023	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	153.00	65.40
KR-187	1.875	1.975		.024		.020	.029	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	154.00	66.30
KR-193	1.938	2.040		.024		.021	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	158.00	69.90
KR-200	2.000	2.110		.024		.025	.025	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	169.00	77.80
KR-208	2.082	2.175		.024		.027	.020	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	172.00	81.00
KR-212	2.125	2.230		.024		.023	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	176.00	87.10
KR-218	2.188	2.305		.024		.029	.022	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	180.00	91.30
KR-226	2.250	2.370		.024		.020	.023	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	180.00	96.40
KR-231	2.312	2.440		.024		.024	.027	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	188.00	104.80
KR-237	2.375	2.505		.024		.025	.022	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	188.00	109.00
KR-244	2.440	2.570		.024		.026	.028	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	191.00	112.00
KR-250	2.500	2.635	+ .006	.024	+ .006	.028	.023	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	193.00	120.00
KR-258	2.581	2.668	- .006	.024	- .006	.029	.028	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	193.00	123.00
KR-265	2.652	2.700		.024		.029	.020	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	194.00	125.00
KR-269	2.655	2.765		.024		.020	.025	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	199.00	129.00
KR-268	2.688	2.814		.024		.023	.025	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	198.00	130.00
KR-270	2.700	2.800		.024		.025	.022	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	198.00	135.00
KR-281	2.813	2.905		.024		.026	.027	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	198.00	137.00
KR-283	2.834	2.937		.024		.027	.020	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	198.00	134.00

For the most up-to-date specifications, online quotations, sample orders & order status, visit rotorclip.com



RING NO.	HOUSING DIAMETER		DIAMETER		WIDTH		DEPTH		FREE DIAMETER		THICKNESS		SECTION		RING Safety Factor of 3	GROOVE Safety Factor of 2
	Int.	Ext.	Int.	Ext.	Int.	Ext.	Int.	Ext.	Int.	Ext.	Int.	Ext.	Int.	Ext.		
KR-247	2.475	3.150			100		0.02	3.053	+ .025	0.93			30.0		330.0	150.0
KR-300	3.000	3.750			100		0.02	3.188	+ .020	0.93			30.0		360.0	180.0
KR-305	3.052	3.750			100		0.02	3.250	+ .020	1.11			25.0		427.0	197.0
KR-317	3.125	3.750			100		0.02	3.318	+ .020	1.11			25.0		435.0	197.0
KR-319	3.125	3.750			100		0.02	3.354	+ .020	1.11			25.0		441.0	197.0
KR-425	3.250	3.750			100		0.02	3.450	+ .020	1.11			25.0		453.0	202.0
KR-334	3.348	3.750			100		0.02	3.550	+ .020	1.11			25.0	+ .005	467.0	215.0
KR-346	3.424	3.750			100		0.02	3.676	+ .020	1.11			25.0	- .005	485.0	227.0
KR-350	3.500	3.750			100		0.02	3.716	+ .020	1.11			25.0		488.0	230.0
KR-354	3.544	3.750	+ .006		100	+ .006	0.02	3.781	+ .020	1.11	+ .003		25.0		494.0	234.0
KR-356	3.592	3.750	+ .006		100	- .000	0.02	3.781	+ .020	1.11	- .003		25.0		498.0	234.0
KR-362	3.626	3.750	+ .006		100	- .000	0.02	3.848	+ .020	1.11	- .003		25.0		506.0	237.0
KR-375	3.750	3.750			100		0.02	3.982	+ .020	1.11			25.0		521.0	245.0
KR-387	3.875	4.000			100		0.02	4.115	+ .020	1.11			25.0		541.0	250.0
KR-393	3.938	4.150			100		0.02	4.178	+ .020	1.11			25.0		549.0	251.0
KR-400	4.000	4.250			100		0.02	4.248	+ .020	1.11			25.0		560.0	251.0
KR-412	4.125	4.345			100		0.02	4.373	+ .020	1.11			31.2		575.0	257.0
KR-426	4.260	4.400			100		0.02	4.500	+ .020	1.11			31.2		590.0	263.0
KR-433	4.330	4.550			100		0.02	4.599	+ .020	1.11	+ .036		31.2		604.0	269.0
KR-450	4.500	4.735			100		0.02	4.769	+ .020	1.11	- .000		31.2		627.0	275.0
KR-462	4.625	4.885			100		0.02	4.859	+ .020	1.11	- .000		31.2		645.0	282.0
KR-475	4.750	4.995			100		0.02	5.028	+ .020	1.11	- .000		31.2		660.0	290.0
KR-500	5.000	5.280			100		0.02	5.256	+ .020	1.11	- .000		31.2		697.0	295.0
KR-525	5.250	5.500			100		0.02	5.509	+ .020	1.11	- .000		31.2		730.0	300.0
KR-537	5.375	5.645	+ .007		100	+ .006	0.02	5.685	+ .020	1.11	+ .045		31.2	+ .004	807.0	312.0
KR-550	5.500	5.770	+ .007		100	- .000	0.02	5.810	+ .020	1.11	- .000		31.2	- .004	877.0	324.0
KR-575	5.750	6.100			100		0.02	6.062	+ .020	1.11	- .000		31.2		917.0	340.0
KR-600	6.000	6.270			100		0.02	6.314	+ .020	1.11	- .000		31.2		967.0	352.0
KR-675	6.750	6.930			174		0.02	6.576	+ .020	1.65	- .000		31.2	+ .006	1269.0	610.0
KR-682	6.825	6.925			174		0.02	6.837	+ .020	1.65	- .000		31.2	- .006	1347.0	605.0
KR-675	6.750	7.050			174		0.02	6.973	+ .020	1.65	- .000		31.2		1375.0	702.0
KR-700	7.000	7.315			174		0.02	7.104	+ .020	1.65	- .000		31.2		1399.0	730.0
KR-725	7.250	7.525			174		0.02	7.369	+ .020	1.65	- .000		31.2		1461.0	787.0
KR-750	7.500	7.840			174		0.02	7.658	+ .020	1.65	- .000		31.2		1721.0	833.0
KR-775	7.750	7.940			174		0.02	7.856	+ .020	1.65	- .000		31.2		1781.0	910.0
KR-800	8.000	8.100	+ .008		200	+ .008	0.02	8.155	+ .020	1.89	+ .005		31.2		1847.0	968.0
KR-800	8.000	8.400	+ .008		200	- .000	0.02	8.418	+ .020	1.89	- .005		31.2		1900.0	1077.0
KR-825	8.250	8.600			200		0.02	8.600	+ .020	1.89	- .000		31.2		1994.0	1078.0
KR-850	8.500	8.800			200		0.02	8.942	+ .020	1.89	- .000		31.2		2018.0	1141.0
KR-875	8.750	9.145			200		0.02	9.099	+ .020	1.89	- .000		31.2		2025.0	1260.0
KR-900	9.000	9.435			200		0.02	9.471	+ .020	1.89	- .000		31.2		2101.0	1291.0
KR-925	9.250	9.700			200		0.02	9.733	+ .020	1.89	- .000		31.2		2190.0	1361.0
KR-950	9.500	9.930			200		0.02	9.959	+ .020	1.89	- .000		31.2		2250.0	1440.0
KR-975	9.750	10.180			200		0.02	10.200	+ .020	1.89	- .000		31.2		2315.0	1510.0
KR-1000	10.000	10.410			200		0.02	10.393	+ .020	1.89	- .000		31.2		2375.0	1601.0
KR-1050	10.500	10.970			200		0.02	11.072	+ .020	1.89	- .000		31.2		2430.0	1744.0



APAENDICE C: Costos.

COSTOS.

Los costos citados a continuación incluyen además de los costos propios del cilindro, también los costos de la estructura y montaje en el laboratorio.

El cilindro telescópico se fabricó en Bucaramanga en "TALLER DIMAN" Cra 14 N° 23-64. Cuyo propietario es el ingeniero Isaías Ordoñez.

Los demás accesorios y materiales se compraron en diferentes establecimientos también en la ciudad de Bucaramanga.

Trabajo de taller (incluye tubos) Taller Dimán Cra 14 N° 23-64	\$ 2.100.000
Sellos	\$ 476.000
Chavetas	\$ 100.000
Angulos	\$ 148.750
Soldadura	\$ 14.000
Varilla	\$ 42000
Arena	\$ 5.200
Cemento	\$ 52.500
Alambre	\$ 4000
Pintura	\$ 16950
Manguera R2	\$ 216.000
Soldador	\$ 100.000
TOTAL	\$ 3.275.400

Este valor está exento de los costos de transporte de los diferentes materiales y personas, los cuales no se presentan por no pertenecer al cuerpo físico del cilindro, pero se recomienda tener en cuenta estos al hacer algún tipo de presupuesto.

También todos estos valores incluyen el IVA para el año 2007.