

**DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN ACUMULADOR TIPO PISTON PARA EL  
LABORATORIO DE POTENCIA FLUIDA.**

**JOSE AUGUSTO CASTAÑEDA CONTRERAS  
DUVAN ALEJANDRO CASTELLANOS GONZALEZ**



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

**2011**

**DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN ACUMULADOR TIPO PISTON PARA EL  
LABORATORIO DE POTENCIA FLUIDA.**

**JOSE AUGUSTO CASTAÑEDA CONTRERAS  
DUVAN ALEJANDRO CASTELLANOS GONZALEZ**

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

**Director  
ABEL ANTONIO PARADA CORRALES  
Ingeniero mecánico**

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

**2011**

## *DEDICATORIA*

*“La experiencia solo es el nombre que le damos a nuestros errores”, en parte es cierto, pero la experiencia también se debe a lo que se logra con paciencia, esmero y apoyo por parte de las personas que nos quieren.*

*Agradezco a DIOS por permitirme alcanzar esta meta con las dos personas que hicieron posible este logro, Carmen Cecilia Contreras y Jose Pío Castañeda, mis padres, que con tanto sacrificio y entendimiento me apoyaron, brindándome los medios y su entera confianza para alcanzar esta nueva etapa de mi vida.*

*A todos los compañeros con los que compartí horas de estudio, su compañía fue fundamental y a los cuales se les puede llamar amigos, gracias por su amistad.*

*A mi compañero de grado que con su amistad, dedicación y apoyo logramos cumplir con las metas propuestas.*

*JOSE AUGUSTO CASTAÑEDA CONTRERA*

## **DEDICATORIA**

*A Dios*

*Por haber permitido que alcanzara este logro tan importante y especial para mí vida, por la fortaleza que me dio a través de todas las personas que me rodearon durante este proceso.*

*A mis padres Martha Janet González y José Cristóbal Castellanos por sus consejos, su comprensión, por su infinito apoyo en cada momento de la vida, además su ejemplo de constancia y lucha. Gracias a ustedes soy quién soy.*

*A mis hermanos Adriana, Leonardo y Valentina porque siempre estuvieron junto a mí, con sus consejos y su apoyo siempre me brindaron una voz de aliento y motivación para enseñarme que lo imposible no existe cuando uno se lo propone.*

*A mi novia Andrea Gutiérrez que con su paciencia, su comprensión, su cariño y su apoyo incondicional me dio la fuerza para seguir en los momentos más difíciles, sin ti no hubiera sido posible.*

*A todos mis amigos, en especial José Castañeda y Alejandro Gutiérrez que me ayudaron en la culminación de este logro.*

**Duvan Alejandro Castellanos González**

## **AGRADECIMIENTOS**

Queremos expresar nuestros sinceros agradecimientos a:

Escuela de ingeniería mecánica de la universidad industrial de Santander, por prepararnos profesionalmente para poder asumir los retos que se presentan en el campo laboral, además por permitirnos llevar a cabo nuestro proyecto en sus instalaciones.

Trabajadores de DIMAN S.A.S por su colaboración durante el desarrollo de este proyecto.

Ingeniero Abel Antonio Parada Corrales, Director de proyecto, por su colaboración, recomendaciones y aportes para la elaboración del proyecto.

**Autores**

# TABLA DE CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN .....	20
1. ACUMULADORES HIDRÁULICOS Y SU APLICACIÓN .....	21
1.1 GENERALIDADES .....	21
1.2 FUNCIONES.....	22
1.2.1 ACUMULACIÓN DE ENERGÍA .....	22
1.2.1.1 EJEMPLOS DE APLICACIÓN .....	24
1.2.2 RESERVA DE FLUIDO.....	26
1.2.3 ACCIONAMIENTO DE EMERGENCIA.....	27
1.2.4 COMPENSACIÓN DE FUERZAS .....	30
1.2.5 COMPENSACIÓN DE FUGAS .....	31
1.2.6 AMORTIGUACIÓN DE GOLPES Y VIBRACIONES.....	32
1.2.7 SEPARACIÓN DE MEDIOS .....	39
1.2.7.1 SEPARACIÓN DE MEDIOS FLUIDOS Y GASEOSOS .....	39
1.2.7.2 SEPARACIÓN DE DOS MEDIOS LÍQUIDOS.....	40
1.2.7.3 SEPARACIÓN DE DOS MEDIOS GASEOSOS .....	41
1.2.7.4 MAYOR CAPACIDAD DEL ACUMULADOR (FIGURA 23).....	42
1.2.8 OTRAS APLICACIONES .....	42
1.3. TIPOS CONSTRUCTIVOS DE ACUMULADORES HIDRÁULICOS CON ELEMENTO SEPARADOR.....	43
1.3.1 ACUMULADORES DE VEJIGA (FIGURA 24) .....	43
1.3.2 ACUMULADORES DE MEMBRANA (FIGURA 25) .....	44
1.3.3 ACUMULADORES DE PISTÓN .....	45
1.4. ACCESORIOS PARA ACUMULADORES HIDRONEUMÁTICOS.....	47
1.4.1 BLOQUE DE SEGURIDAD Y DE CIERRE .....	47
1.4.2 DISPOSITIVO DE PRUEBA Y LLENADO .....	49
1.4.3 APARATO DE CARGA DE NITRÓGENO.....	50
1.5. DIMENSIONAMIENTO DE ACUMULADORES HIDRONEUMÁTICOS CON ELEMENTO SEPARADOR.....	50

1.5.1 DEFINICIÓN DE LOS PARÁMETROS DE SERVICIO .....	50
1.5.2 CAMBIO DE ESTADO DEL GAS.....	51
1.5.2.1 CAMBIO DE ESTADO ISOCORICO.....	52
1.5.2.2 CAMBIO DE ESTADO ISOTÉRMICO.....	52
1.5.2.3 CAMBIO DE ESTADO ADIABÁTICO.....	52
1.5.2.4 CAMBIO DE ESTADO POLITRÓPICO.....	53
1.5.3 DETERMINACIÓN DEL TAMAÑO CONSTRUCTIVO DE UN ACUMULADOR HIDRÁULICO 54	
1.5.4 DESVIACIONES DE LA CONDUCTA IDEAL DE UN GAS.....	54
1.5.5 PROCEDIMIENTO DE DIMENSIONAMIENTO .....	57
1.5.6 SELECCIÓN DEL TIPO DE ACUMULADOR PARA CASOS COMUNES DE APLICACIÓN.....	58
1.5.6.1 ACUMULADOR DE MEMBRANA.....	58
1.5.6.2 ACUMULADORES DE VEJIGA .....	58
1.5.6.3 ACUMULADORES DE PISTÓN .....	58
1.6 PRESCRIPCIONES DE SEGURIDA .....	58
2. SELLOS HIDRÁULICOS .....	60
2.1 INTRODUCCIÓN.....	60
2.2 ANÁLISIS DE FALLA FRENTE A SOLUCIONES DE SELLADO .....	60
2.2 SELECCIÓN DE SELLOS DE ALTO RENDIMIENTO .....	62
2.2.1 SELLOS DE REBORDE VS SELLOS DE COMPRESIÓN .....	63
2.2.2 PRESIÓN Y ABRASIÓN.....	64
2.2.3 OTROS FACTORES.....	65
2.2.4 TEMPERATURA.....	67
2.2.5 COMPRESION Y RESILIENCIA.....	68
2.2.6 SELLOS DE POLIURETANO .....	69
2.3 RELACIÓN DE MATERIALES Y MEDIOS DE DIFERENTES PRODUCTORES.....	70
2.3.1 SEALS & PACKING NITRILO (BUNA-N).....	70
2.3.2 VAKO SEALS .....	74
3. ANÁLISIS PARA DIMENSIONAR EL ACUMULADOR .....	82
3.1 VELOCIDAD DEL VÁSTAGO.....	82
3.2 FUERZA EJERCIDA POR EL CILINDRO DURANTE LA EXTENSIÓN DEL VÁSTAGO.....	82

3.3 PREDICCIÓN DE LA FALLA PARA UN ESTADO MULTIAXIAL DE ESFUERZO. ....	84
3.3.1 TEORÍA DE LA ENERGÍA DE DISTORSIÓN. ....	84
3.4 EFECTOS DE PRESURIZACIÓN.....	85
3.4.1 CILINDROS DE PARED DELGADA .....	86
3.4.2 CILINDROS DE PARED GRUESA .....	87
3.4.2.1 PRESURIZADOS INTERNAMENTE.....	89
3.5 UNIONES ROSCADAS .....	91
3.5.1 MOMENTO DE GIRO Y CARGA AXIAL.....	92
3.5.2 ESFUERZOS DE LA ROSCA.....	93
3.5.3 PRESIÓN DE CONTACTO.....	94
3.5.4 LONGITUD REQUERIDA PARA EL ROSCADO .....	94
4. DISEÑO DEL ACUMULADOR TIPO PISTÓN. ....	95
4.1 PARÁMETROS DE DISEÑO .....	95
4.2 DIMENSIONAMIENTO DE ACUMULADOR HIDRONEUMÁTICO. ....	96
4.3 DISEÑO CILINDRO PARA ACUMULADOR.....	102
4.4 DISEÑO DE TAPAS .....	112
4.5 DISEÑO DEL PISTÓN.....	119
4.6 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA .....	125
5. CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y PRUEBAS. ....	139
5.1 INCORPORACIÓN DE ACUMULADORES AL BANCO DE MALACATE .....	139
5.1.1 Incorporación acumulador tipo pistón .....	139
5.1.2 INCORPORACIÓN ACUMULADOR TIPO VEJIGA.....	149
5.2 CARACTERIZACIÓN ACUMULADORES.....	154
5.3 PROCESO DE MECANIZADO .....	159
5.4 PRUEBA HIDROSTÁTICA.....	164
5.4 PRUEBAS DE LABORATORIO .....	168
CONCLUSIONES .....	181
BIBLIOGRAFÍA.....	182
ANEXOS.....	183

## LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1 Causas De Fallas De Sellos .....	61
Tabla 2 Propiedades mecánicas acero AISI 1020 para el cilindro .....	103
Tabla 3 Propiedades acero AISI 1020 –CILINDRO .....	107
Tabla 4 Información de malla -Simulación cilindro.....	108
Tabla 5 Tensiones en el cilindro .....	109
Tabla 6 Desplazamientos en el cilindro .....	110
Tabla 7 Deformaciones cilindro.....	111
Tabla 8 Propiedades acero AISI 1040 tapas .....	114
Tabla 9 Información malla tapas .....	115
Tabla 10 Análisis por carga estática – tapas .....	119
Tabla 11 Propiedades acero AISI 1045 para el pistón.....	121
Tabla 12 Información de malla para el pistón .....	121
Tabla 13 Análisis por carga estática para el pistón.....	124
Tabla 14 Propiedades acero ASTM A36 para la estructura soporte .....	126
Tabla 15 Análisis por carga estática para la estructura .....	128
Tabla 16 Características generales acumuladores tipo vejiga y pistón.....	158
Tabla 17 Tiempos de operación circuito - acumulador tipo pistón .....	171
Tabla 18 Tiempo de carga acumulador tipo pistón .....	172
Tabla 19 Velocidades y caudales reales.....	174
Tabla 20 tiempos de operación acumulador – vejiga.....	177
Tabla 21 velocidad y caudal real.....	180

## LISTA DE FIGURAS

Pág.

Figura 1 Diferencias características entre acumuladores .....	21
Figura 2 Diagrama de potencia de una máquina inyectora de plásticos .....	23
Figura 3 Acumuladores de energía en máquinas herramienta. ....	25
Figura 4 Reducción del tiempo de carrera .....	26
Figura 5 Accionamientos de emergencia del cilindro hidráulico .....	27
Figura 6 Avance del cilindro hidráulico en el caso de fallos .....	28
Figura 7 Frenado de emergencia en teleféricos .....	29
Figura 8 Lubricación de emergencia de cojinetes .....	29
Figura 9 Empleo de acumuladores hidráulicos para evitar interrupciones de servicio.....	30
Figura 10 Balanceo de rodillos en la fabricación de chapas .....	31
Figura 11 Compensación de fugas .....	32
Figura 12 Acumulador hidráulico como elemento amortiguador .....	33
Figura 13 Empleo de amortiguadores de pulsaciones en una bomba de expulsión .....	34
Figura 14 Aplicación de amortiguadores de pulsaciones en instalaciones hidráulicas con servo válvulas y válvulas proporcionales .....	35
Figura 15 Amortiguador de pulsaciones detrás de la bomba hidráulica.....	35
Figura 16 Aplicación de amortiguadores de pulsaciones para amortiguar golpes de presión .....	36
Figura 17 Aplicación de acumuladores hidráulicos para tensionar la cadena en una máquina .....	37
Figura 18 Aplicación de acumuladores hidráulicos para tensionar cables portadores.....	38
Figura 19 Aplicación de acumuladores hidráulicos en la suspensión de vehículos .....	39
Figura 20 Aplicación de acumuladores hidráulicos para la separación de la parte neumática de una instalación la parte hidráulica accionada .....	40
Figura 21 Acumulador hidráulico para la separación de líquidos.....	41
Figura 22 Acumulador de ventilación del tanque .....	41
Figura 23 Mayor capacidad del acumulador .....	42
Figura 24 Acumulador tipo vejiga.....	44
Figura 25 Acumulador de membrana; arriba: construcción soldada, abajo: construcción roscada .....	45

Figura 26 Acumulador de pistón .....	46
Figura 27 Acumulador de vejiga con bloque de seguridad y cierre ya montado ....	47
Figura 28 Bloque de seguridad y cierre .....	48
Figura 29 Dispositivo de llenado y prueba .....	49
Figura 30 Aparato portátil de carga de nitrógeno.....	50
Figura 31 Parámetros de servicio .....	51
Figura 32 Cambio de estado en el diagrama P-V .....	51
Figura 33 Exponente adiabático de nitrógeno y helio en función de la presión de 0 a 100°C.....	53
Figura 34 Condiciones de aplicación para acumuladores hidráulicos en versión estándar.....	55
Figura 35 Ecuaciones básicas para el dimensionamiento de acumuladores.....	56
Figura 36 Sistemas de sellado.....	63
Figura 37 Escala comparativa de sellos .....	63
Figura 38 Cortes de diferentes sellos .....	64
Figura 39 Módulo de Materiales para Sellos.....	65
Figura 40 Materiales de sello .....	66
Figura 41 Límites de Temperatura °F para algunos materiales de sello.....	67
Figura 42 Sección Transversal sello SQB .....	71
Figura 43 Estados de precarga, servicio máximo y servicio mínimo para un acumulador hidroneumático.....	83
Figura 44 cilindro de pared delgada internamente presurizado .....	86
Figura 45 Vista frontal de un cilindro de pared delgada internamente presurizado .....	87
Figura 46 Vista frontal completa de un cilindro de pared gruesa, presurizado interna y externamente .....	88
Figura 47 Elemento cilíndrico polar antes y después de la deformación .....	89
Figura 48 Cilindro de pared gruesa internamente presurizado, que muestra los esfuerzos circunferencial y radial para varios radios. ....	90
Figura 49 Terminología de las roscas de los tornillos .....	92
Figura 50 Esfuerzo de cortante transversal medio.....	93
Figura 51 Parámetros de estado en los acumuladores tipo pistón .....	98
Figura 52 Cambio de estado adiabático teórico para el nitrógeno .....	100
Figura 53 Dimensiones iniciales para el acumulador teniendo en cuenta únicamente el volumen efectivo de gas .....	102
Figura 54 Dimensiones cilindro- acumulador hidráulico.....	107
Figura 55 Análisis de tensiones en el cilindro .....	109
Figura 56 Análisis de desplazamientos en el cilindro.....	110
Figura 57 Análisis de deformaciones en el cilindro .....	111

Figura 58 Factor de seguridad en el cilindro .....	112
Figura 59 Rosca de gas Withworth .....	113
Figura 61 Dimensiones tapa superior .....	115
Figura 62 Dimensiones tapa inferior .....	116
Figura 63 Análisis de tensiones en las tapas .....	117
Figura 64 Análisis de desplazamientos en las tapas .....	117
Figura 65 Análisis de deformaciones en las tapas.....	118
Figura 66 Factor de seguridad en las tapas.....	118
Figura 67 Dimensiones para el pistón.....	120
Figura 68 Análisis de tensiones en el pistón .....	122
Figura 69 Análisis de desplazamientos en el pistón .....	123
Figura 70 Análisis de deformaciones en el pistón.....	123
Figura 71 Factor de seguridad del pistón.....	124
Figura 72 Dimensiones estructura-soporte del acumulador.....	125
Figura 73 Análisis de tensiones en el pistón .....	127
Figura 74 Análisis de desplazamientos en el pistón .....	127
Figura 75 Factor de seguridad de la estructura .....	128
Figura 76 Sistema de sellado para las tapas. ....	129
Figura 77 Sistema de sellado del pistón .....	130
Figura 78 Descripción piston U-cup .....	131
Figura 79 Descripción bidireccional .....	131
Figura 80 O-rings .....	132
Figura 81 Selección del o-ring .....	133
Figura 82 Back-up.....	133
Figura 83 Selección Back-up .....	134
Figura 84 Piston U-cup .....	135
Figura 85 Selección Piston U-cup.....	136
Figura 86 Assemblies Seal .....	137
Figura 87 Selección Assemblies Seal.....	138
Figura 88 Circuito hidráulico acumulador tipo pistón .....	139
Figura 89 Circuito eléctrico acumulador tipo pistón .....	140
Figura 90 Vista B .....	142
Figura 91 Vista C .....	143
Figura 92 Vista D .....	144
Figura 93 Vista E .....	145
Figura 94 Montaje acumulador y cilindro hidráulico .....	146
Figura 95 Bomba hidráulica y válvula de seguridad.....	147
Figura 96 Presostato y el indicador de carga completa .....	147
Figura 97 Válvula antirretorno y válvula reguladora de caudal compensada.....	148

Figura 98 Válvula direccional PARKER y ATOS.....	148
Figura 99 Vista F. Sistema hidráulico acumulador tipo vejiga.....	149
Figura 100 Vista G.....	151
Figura 101 Bomba hidráulica y válvula de seguridad.....	152
Figura 102 Acumulador tipo vejiga y cilindro hidráulico .....	152
Figura 103 Válvula antirretorno y válvula direccional.....	153
Figura 104 Funcionamiento del acumulador tipo vejiga .....	155
Figura 105 Partes acumulador tipo vejiga.....	156
Figura 106 Funcionamiento del acumulador tipo pistón.....	157
Figura 107 Partes acumulador tipo pistón .....	157
Figura 108 Cilindro hidráulico .....	169
Figura 109 Manómetro válvula de seguridad.....	170
Figura 110 Manómetro acumulador tipo pistón.....	170
Figura 111 Cilindro hidráulico .....	176
Figura 112 Circuito hidráulico solo bomba.....	178
Figura 113 Circuito hidráulico bomba y acumulador .....	178
Figura 114 Circuito hidráulico solo acumulador .....	179

## RESUMEN

**TITULO: DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN ACUMULADOR TIPO PISTON PARA EL LABORATORIO DE POTENCIA FLUIDA<sup>1</sup>**

**AUTORES: JOSE AUGUSTO CASTAÑEDA CONTRERAS<sup>2</sup>  
DUVAN ALEJANDRO CASTELLANOS GONZALEZ<sup>2</sup>**

### **PALABRAS CLAVES:**

Acumulador hidroneumático, Golpe de Ariete, Amortiguación, Potencia Fluida, Ganancia de velocidad, Reducción de tamaño bomba hidráulica.

El objetivo de este proyecto de grado es el diseño y construcción de un acumulador tipo pistón para el laboratorio de potencia fluida de la escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander.

Este sistema se incorporara en un banco del laboratorio, dotando a éste de un elemento para pruebas de ganancia de velocidad y control de flujo sin necesidad de realizar cambios a la instalación.

El circuito hidráulico con la adaptación del acumulador permitirá aumentar la velocidad de salida y entrada del vástago de un cilindro hidráulico sin necesidad de aumentar el tamaño de la bomba. Esta ganancia se logra aprovechando los tiempos muertos de operación que se presentan en los diferentes circuitos hidráulicos industriales para la carga del acumulador.

Una razón por la cual se desarrolló este proyecto fue que no se contaba con un banco de pruebas que facilitara la interacción del estudiante con lo aprendido en clase y su funcionamiento en los diferentes campos de aplicación.

En el transcurso del proceso de diseño se optó por un análisis de elementos finitos que brindaran valores más reales que los obtenidos analíticamente, esto mediante herramientas de simulación CAD-CAE. Además de la construcción del acumulador tipo pistón, se incorporó un acumulador tipo vejiga el cual permitiera diferenciar las aplicaciones de cada uno en diferentes circuitos hidráulicos. Con el presente trabajo de grado se pretende aportar un medio didáctico para los estudiantes y un apoyo para el docente, el cual contribuya a mejorar las condiciones de aprendizaje

---

<sup>1</sup> Proyecto de grado.

<sup>2</sup> Facultad de ingeniería físico mecánicas. Escuela de ingeniería mecánica. Director: Abel Parada

## ABSTRACT

**TITLE: DESIGN AND CONSTRUCTION OF A PISTON ACCUMULATOR TYPE LABORATORY FLUID POWER <sup>3</sup>**

**AUTHORS: JOSE AUGUSTO CASTAÑEDA CONTRERAS<sup>4</sup>  
DUVAN ALEJANDRO CASTELLANOS GONZALEZ<sup>4</sup>**

### **KEYWORDS:**

Hydro pneumatic accumulators, Blow of Battering ram Subduing, Develops Flowing, Gain of speed, Reduction of size hydraulic bomb.

The main objective of this degree project is the design and construction of an accumulator type piston for the Mechanical Engineering school flowing power's laboratory of Universidad Industrial de Santander.

This system will be incorporated in a bank of the laboratory, endowing this of an element for testing gain of speed and to control the flow without the need of carrying out changes to the installation. The hydraulic circuit with the adaptation of the accumulator will increase the exit speed and entrance of the rod of a hydraulic cylinder without necessity of increasing the size of the bomb. This gain is achieved to the times out operation that show up in the industrial different hydraulic circuits for the load of the accumulator taking advantage.

The reason to develop this project was that students didn't have a bank of tests that facilitated them the interaction with what they learnt in class and its operation in the different application fields. During the design process it was opted for an analysis of finite elements that offered more real values than those obtained analytically, this by means of simulation tools CAD-CAE. Also the construction of the accumulator type piston incorporated an accumulator type bladder which differentiates the applications of each hydraulic different circuit.

With this degree project it is sought bring a didactic tool for the students and a support for the teachers, which contributes to improve the learning conditions

---

<sup>3</sup> Graduation Project.

<sup>4</sup> Physical-mechanical Engineers Faculty, Mechanical Engineer Program, Eng. Abel Parada

## INTRODUCCIÓN

En la actualidad, la industria exige profesionales capacitados para solucionar problemas de ingeniería, que tengan la experiencia y habilidad necesaria para analizar, comprender y aplicar los conocimientos científicos y prácticos necesarios. La formación en estos aspectos le permite al profesional interactuar de una manera exitosa en un determinado sector productivo; desempeñándose con mayor efectividad frente a los diferentes problemas que se pueden encontrar en el campo laboral.

Los acumuladores cargados son una fuente de energía hidráulica potencial, misma que puede utilizarse para producir el flujo cuando la demanda en el sistema excede la capacidad de la bomba. La implementación de acumuladores está enfocada a promover el desarrollo general continuo del estudiante, y a que el aprendizaje sea para dar sentido al conocimiento adquirido conceptualmente, para de esta manera pensar de una forma más productiva y creativa frente a las situaciones a las que se ve enfrentado.

El fin de esta herramienta es permitir al estudiante llevar un desarrollo simultáneo, con lo adquirido en clase, ofreciéndole una percepción del fenómeno físico, brindando al docente un apoyo didáctico y enfatizando al estudiante su utilización en el campo de la ingeniería.

La incorporación de los acumuladores tipo vejiga y tipo pistón construido, en el banco de malacate del laboratorio de potencia fluida, se realizó con el fin de poder apreciar sus principales características, además la ganancia en potencia y velocidad que pueden proporcionar cuando son incorporados en un sistema hidráulico.

Con este trabajo de grado se buscó dar el aporte ingenieril al área de laboratorios de la Universidad Industrial de Santander, analizando y evaluando la operación que en el banco de pruebas se realice.

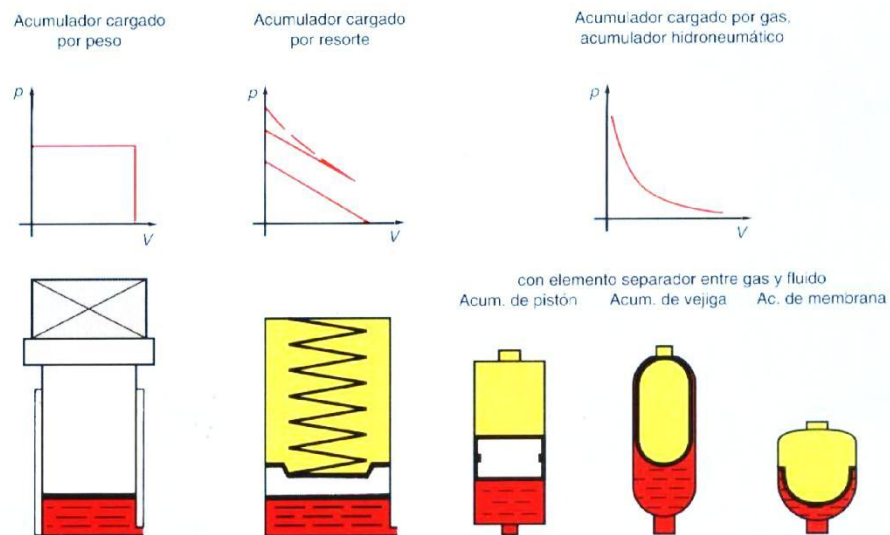
# 1. ACUMULADORES HIDRÁULICOS Y SU APLICACIÓN

## 1.1 GENERALIDADES

Una de las tareas principales de los acumuladores hidráulicos es, por ejemplo, alojar bajo presión un determinado volumen de fluido de una instalación hidráulica y de entregarlo nuevamente a la instalación según sea la demanda.

Dado que el fluido se encuentra bajo presión, los acumuladores hidráulicos se tratan como recipientes de presión y deben estar dimensionados para la sobrepresión máxima de servicio, considerando los estándares exigidos en el país de la aplicación.

Para la compensación del volumen en el acumulador hidráulico y el consiguiente almacenamiento de energía, el fluido hidráulico en el acumulador hidráulico se carga con peso, con resorte o con gas (*figura 1*).



**Figura 1** Diferencias características entre acumuladores  
Referencia Fundamentos y componentes de la oleo-hidráulica, Rexroth

Siempre existe un equilibrio entre la presión del fluido hidráulico y la contrapresión producida por el peso, el resorte o el gas.

Los acumuladores de peso y de resorte sólo se emplean para aplicaciones industriales especiales y, por lo tanto, carecen de importancia académica.

Acumuladores cargados por gas sin miembro divisor se emplean rara vez en hidráulica, dado que el fluido absorbe gas.

En la mayor parte de las instalaciones hidráulicas se utilizan acumuladores hidroneumáticos (cargados por gas) con elemento separador.

De acuerdo con el elemento separador se distinguen acumuladores de vejiga, de pistón o de membrana, que trataremos en los párrafos siguientes.

## 1.2 FUNCIONES

En una instalación hidráulica los acumuladores hidroneumáticos deben cumplir diversas funciones, a saber:

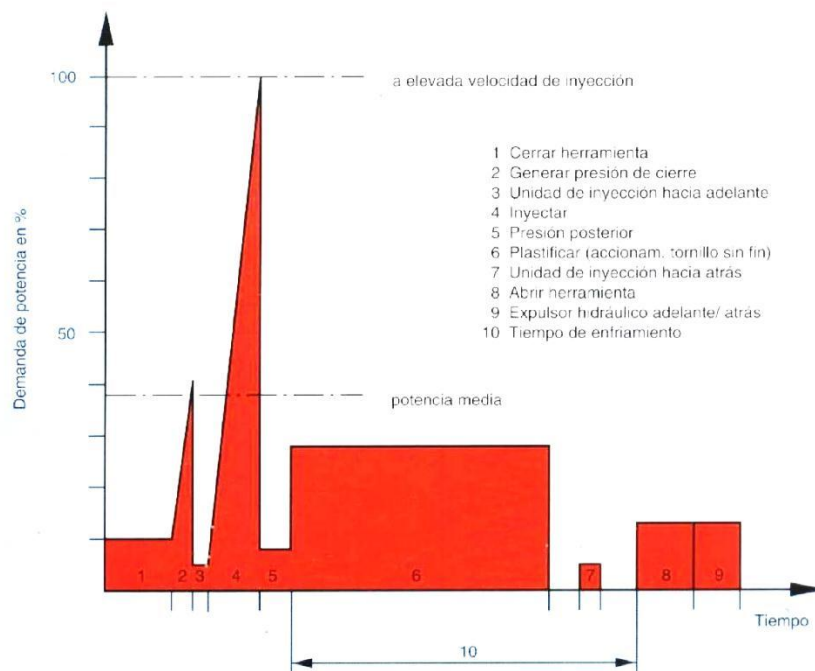
- ✓ Acumulación de energía.
- ✓ Reserva de líquido.
- ✓ Accionamiento de emergencia.
- ✓ Equilibrio de fuerzas.
- ✓ Amortiguación de golpes mecánicos.
- ✓ Amortiguación de golpes de presión.
- ✓ Compensación de fugas.
- ✓ Amortiguación de golpes y oscilaciones.
- ✓ Amortiguación de pulsaciones.
- ✓ Suspensión de vehículos
- ✓ Recuperación de energía de frenado.
- ✓ Mantener constante la presión.
- ✓ Compensar el caudal (recipiente de expansión)

### 1.2.1 ACUMULACIÓN DE ENERGÍA

El trayecto de la demanda de energía de una máquina inyectora de plásticos representado en *la figura 2* permite reconocer que la potencia máxima solamente

se requiere brevemente, a una elevada velocidad de inyección en la herramienta. Sin embargo, la potencia de la bomba debe dimensionarse para dicha potencia máxima brevemente requerida.

Mediante el empleo de acumuladores hidroneumáticos se puede reducir la potencia de la bomba a una demanda media. El menor caudal de la bomba hidráulica llena el acumulador cuando, durante el ciclo de trabajo, el caudal requerido para el sistema fuese inferior al caudal de la bomba, Si entonces se necesita el caudal máximo, se extrae del acumulador la diferencia con respecto al nivel de la bomba.



**Figura 2 Diagrama de potencia de una máquina inyectora de plásticos  
Referencia Fundamentos y componentes de la oleo-hidráulica, Rexroth**

Como ventajas importantes cabe mencionar:

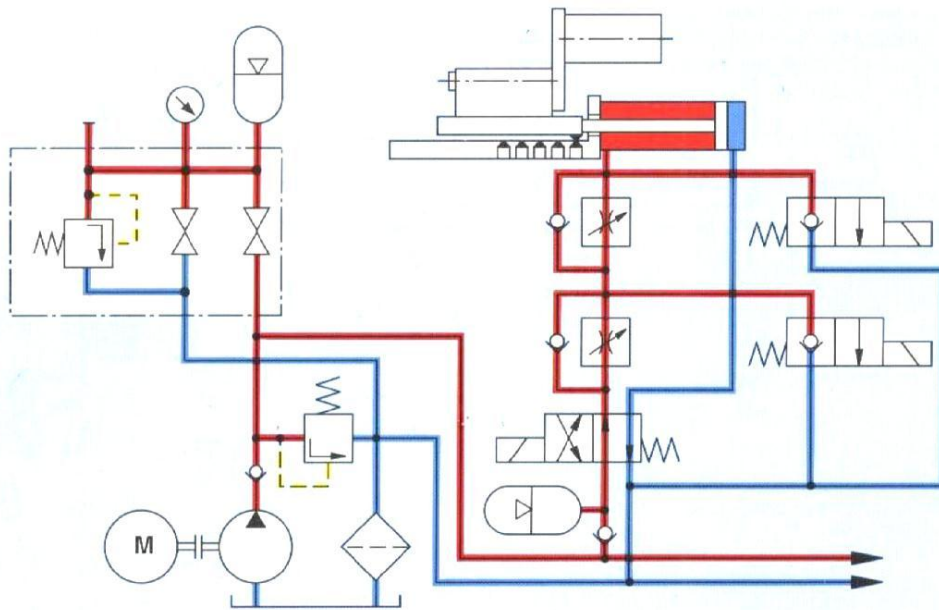
- ✓ Empleo de bombas hidráulicas pequeñas.
- ✓ Menor potencia instalada.
- ✓ Poca producción de calor.
- ✓ Mantenimiento e instalación sencillos.

A ello se agrega, condicionada por la instalación, una amortiguación de golpes de presión y de pulsaciones que aumentan notablemente la vida útil de toda la instalación. Empleando acumuladores hidroneumáticos se logra un ahorro de energía. En instalaciones hidráulicas con gran demanda breve de aceite o tiempos cortos de mecanización solamente se puede lograr una solución económica con acumuladores hidroneumáticos.

#### **1.2.1.1 EJEMPLOS DE APLICACIÓN**

##### **a) AUMENTO DE LOS CICLOS DE TRABAJO (MÁQUINAS HERRAMIENTA)**

Disponiendo el acumulador hidroneumático directamente delante del consumidor la inercia de la columna de líquido se supera más rápido que en el caso en que todo el fluido tenga que moverse por la unidad de accionamiento. Ello permite una elevada velocidad de arranque. Además, los acumuladores compensan la distinta demanda de caudal de los consumidores. (Figura 3).



**Figura 3 Acumuladores de energía en máquinas herramienta.**  
Referencia Fundamentos y componentes de la oleo-hidráulica, Rexroth

### **b) REDUCCIÓN DEL TIEMPO DE CARRERA**

Una producción racional en las operaciones de prensado y troquelado requiere grandes velocidades del vástago del cilindro en su carrera sin trabajo y precisamente el proceso de trabajo propiamente dicho se realiza a poca velocidad y elevada presión. En la carrera sin trabajo actúa la bomba I (bomba de baja presión), la bomba II (bomba de alta presión) y el acumulador, de modo que se consigue la gran velocidad deseada. Al aumentar la presión hacia el final de la carrera se cierra la válvula de retención A, y solamente la bomba II suministra un pequeño caudal y una elevada presión, mientras la bomba I carga de nuevo el acumulador.(figura 4)

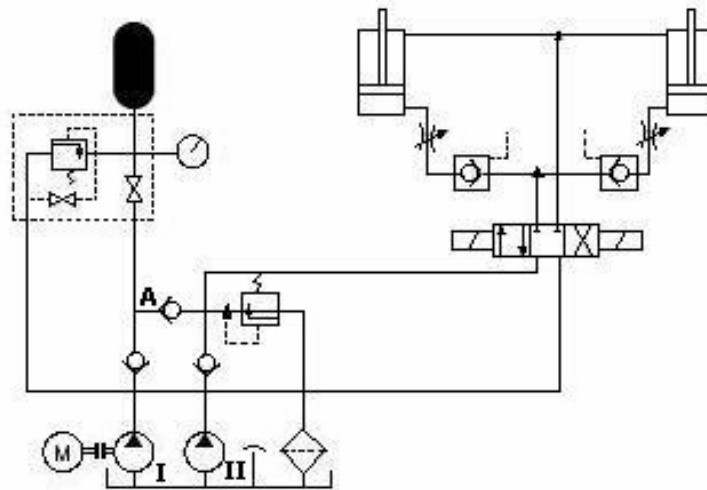


Figura 4 Reducción del tiempo de carrera  
Referencia Catálogo Acumuladores OLAER

### 1.2.2 RESERVA DE FLUIDO

Al emplear el acumulador como órgano de seguridad durante el servicio normal de la instalación el acumulador no trabaja como fuente de energía, pero está siempre unido directamente a la bomba hidráulica. Empleando elementos adecuados de separación, la energía del acumulador se puede mantener casi ilimitadamente, estando disponible en caso de demanda. En instalaciones hidráulicas se emplean elementos de seguridad con acumulador como accionamientos de emergencia para que realicen tareas determinadas en caso de fallos.

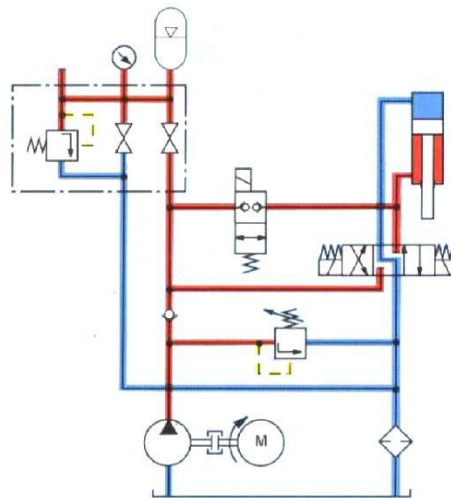
Estos podrían ser:

- Cierre de mamparos, clapetas, pasos.
- Accionamiento de cierres de corredera.
- Accionamiento de interruptores de alta potencia.
- Accionamiento de sistemas de desconexión rápida.

### 1.2.3 ACCIONAMIENTO DE EMERGENCIA

En casos de emergencia, por ejemplo corte de corriente, con la ayuda de la energía del acumulador hidráulico se realiza una carrera de trabajo o de cierre. En *figura 5* se muestra un esquema hidráulico para accionamiento de emergencia. Si se corta la corriente, el resorte conmuta a la válvula (1) a posición inicial creando una unión entre acumulador y lado de vástago del cilindro. De este modo el volumen de aceite que se encuentra bajo presión en el acumulador permite el retroceso del pistón.

Otro caso de aplicación para accionamiento de emergencia con ayuda del acumulador es la finalización del ciclo de trabajo comenzado en caso de fallo de una bomba o de una válvula.

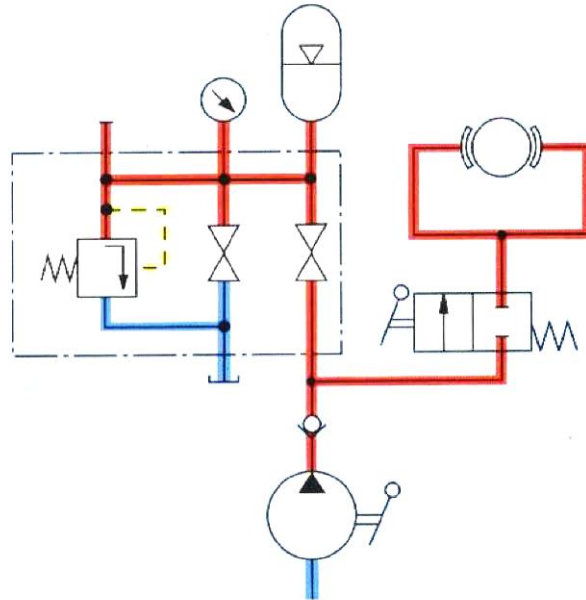


**Figura 5 Accionamientos de emergencia del cilindro hidráulico**  
**Referencia Fundamentos y componentes de la oleo-hidráulica, Rexroth**

El accionamiento de emergencia mediante acumulador se caracteriza por lo siguiente:

- ✓ Disponibilidad inmediata
- ✓ Duración ilimitada
- ✓ No presenta fatiga

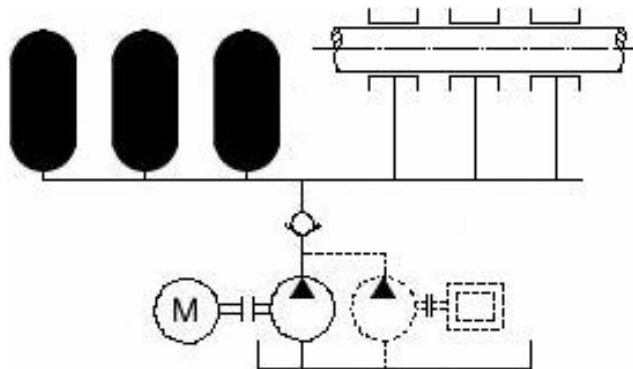




**Figura 7 Frenado de emergencia en teleféricos**  
**Referencia Fundamentos y componentes de la oleo-hidráulica, Rexroth**

### LUBRIFICACIÓN DE EMERGENCIA

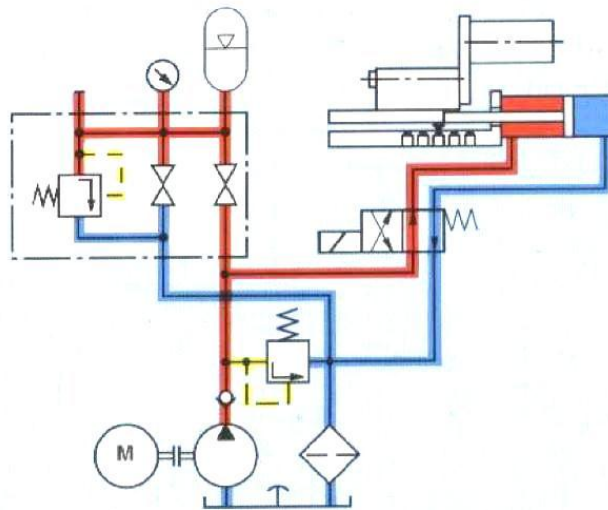
Para mantener la película de aceite en los cojinetes, éstos constantemente deben ser alimentados con aceite lubricante. Ello significa que los puntos de lubricación siempre deben estar sujetos a presión. En caso de fallo de la bomba de aceite lubricante, con el acumulador se puede mantener constante la presión hasta que la máquina se haya detenido o una bomba auxiliar instalada haya alcanzado la presión necesaria. (Figura 8)



**Figura 8 Lubricación de emergencia de cojinetes**  
**Referencia Catálogo Acumuladores OLAER**

SE EVITAN INTERRUPCIONES DE SERVICIO DURANTE EL CICLO DE TRABAJO

Cortes de corriente durante el ciclo de trabajo de una máquina de producción pueden provocar tiempos de parada muy costosos. En estos casos los acumuladores se ocupan de la conclusión del ciclo de trabajo iniciado.



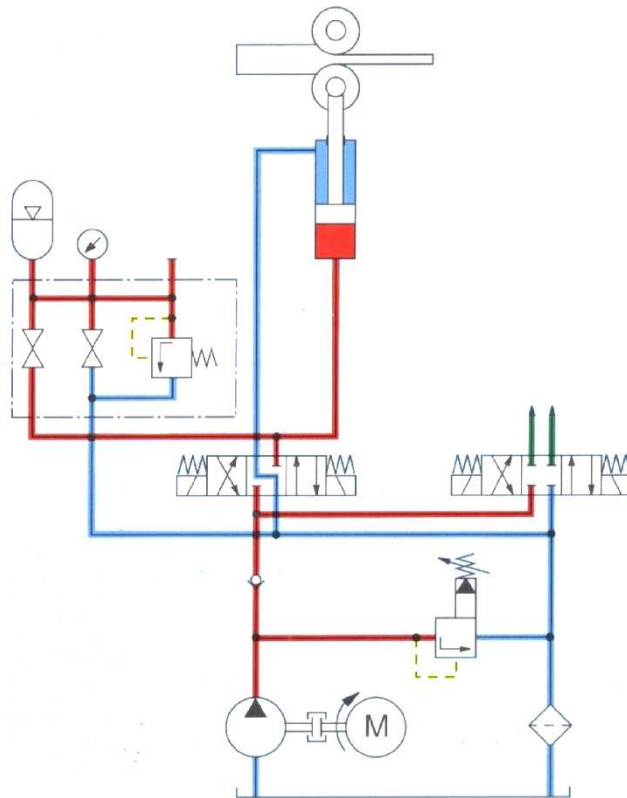
**Figura 9 Empleo de acumuladores hidráulicos para evitar interrupciones de servicio**  
Referencia Fundamentos y componentes de la oleo-hidráulica, Rexroth

#### 1.2.4 COMPENSACIÓN DE FUERZAS

Por medio de los acumuladores hidráulicos se pueden compensar fuerzas o carreras. Ello resulta necesario cuando en un proceso continuo de maquinación, por ejemplo al laminar, como consecuencia de cargas diversas se producen posiciones inclinadas. Con el balanceo de los rodillos se logra un espesor constante de banda. En la *figura 10* se puede observar el esquema hidráulico para el balanceo de una herramienta con los acumuladores hidráulicos correspondientes y el bloque de seguridad y de cierre directamente montado.

Como características cabe mencionar:

Compensación suave de fuerzas y, con ello, poca carga de los fundamentos y del bastidor y Ahorro en los contrapesos y, con ello, reducción del peso y de los espacios de montaje.



**Figura 10 Balanceo de rodillos en la fabricación de chapas**  
**Referencia Fundamentos y componentes de la oleo-hidráulica, Rexroth**

### 1.2.5 COMPENSACIÓN DE FUGAS

La fuerza de pretensión en un cilindro hidráulico solamente se puede mantener si se compensan las pérdidas por fugas del sistema. Los acumuladores hidráulicos son especialmente adecuados para ello. En la *figura 11* se ha representado el esquema hidráulico para una compensación de fugas. Allí se puede observar que el acumulador hidráulico compensa el volumen de fugas de la cámara del pistón.

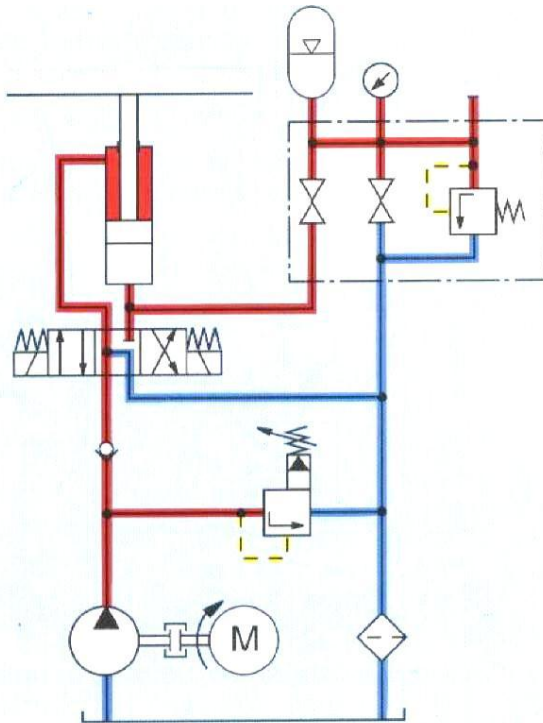
Solamente cuando la presión es inferior a la ajustada, la bomba vuelve a conectarse y carga al acumulador hidráulico.

Como características cabe mencionar:

Las bombas no realizan servicio continuo.

Poca producción de calor y, por ende, bajos costos de servicio.

Elevada vida útil de la instalación.



**Figura 11 Compensación de fugas**  
Referencia Fundamentos y componentes de la oleo-hidráulica, Rexroth

### 1.2.6 AMORTIGUACIÓN DE GOLPES Y VIBRACIONES

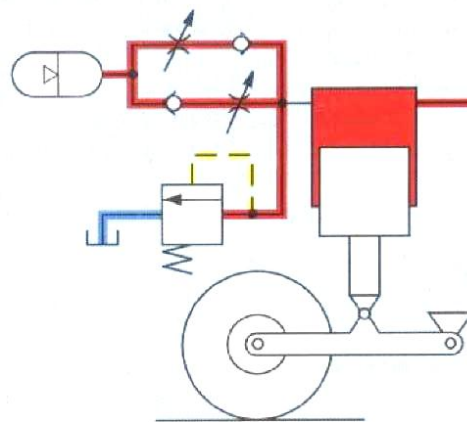
En sistemas hidráulicos pueden producirse fluctuaciones de presión cuando varía el flujo del fluido hidráulico, como consecuencia de distintos procesos condicionados por la instalación.

Los orígenes pueden ser:

- ✓ Falta de uniformidad dentro de la bomba hidráulica.
- ✓ Sistemas resorte-masa (compensador de presión en válvulas); unión repentina de espacios con distinto nivel de presión.
- ✓ Accionamiento de grifos de bloqueo y regulación con tiempos breves de apertura y de cierre.
- ✓ Procesos de conexión o de desconexión de bombas distribuidoras.

A ello se suman fluctuaciones de caudal y de presión condicionadas por el funcionamiento, que influyen negativamente sobre la vida útil de las piezas.

De acuerdo con su origen se distingue entre golpe de presión y pulsación. Para estar seguro de que no se vea afectado el funcionamiento resulta necesario, ya en la fase de planificación, captar la magnitud de las fluctuaciones de presión y elegir las medidas de amortiguación adecuadas. Las posibilidades de amortiguar fluctuaciones de presión son numerosas, pero los amortiguadores hidráulicos han demostrado ser sumamente adecuados para sistemas hidráulicos.



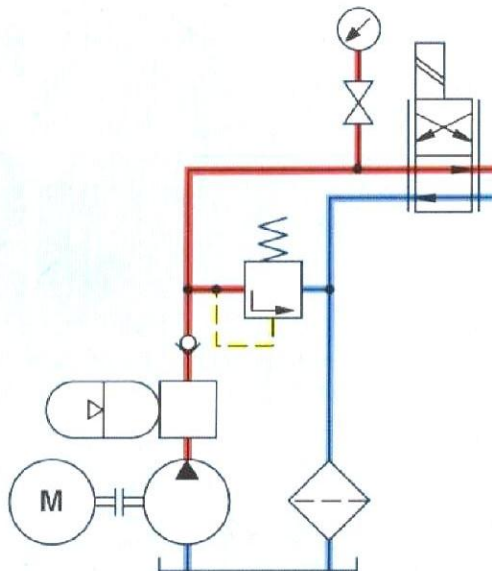
**Figura 12 Acumulador hidráulico como elemento amortiguador**  
**Referencia Fundamentos y componentes de la oleo-hidráulica, Rexroth**

Para poder cumplir con las exigencias impuestas a máquinas con respecto a elevada potencia, breves ciclos de trabajo, unidos a buena amortiguación sonora,

se recomienda emplear amortiguadores de pulsaciones. Este tipo de amortiguadores reduce las fluctuaciones de caudal producidas durante el transcurso del movimiento de la máquina y la transmisión de las mismas a cuerpos de resonancia y, con ello, el nivel de ruido. Además se prolonga la vida útil de los componentes y de la máquina.

#### EN BOMBAS DE EXPULSIÓN (FIGURA 13)

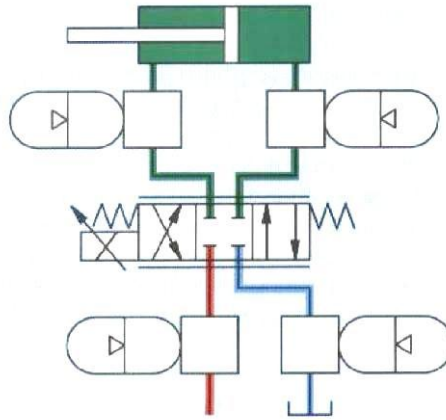
Las bombas de expulsión producen pulsaciones en el caudal que se diferencian según su tipo constructivo. Estas pulsaciones producen ruido y vibraciones, lo que puede ocasionar un deterioro de la instalación hidráulica.



**Figura 13 Empleo de amortiguadores de pulsaciones en una bomba de expulsión**  
Referencia Fundamentos y componentes de la oleo-hidráulica, Rexroth

#### EN VÁLVULAS DE INVERSIÓN DE CONMUTACIÓN RÁPIDA (FIGURA 14)

Para que las válvulas (por ejemplo servo válvulas y válvulas proporcionales) conmuten rápida y suavemente, es necesario instalar acumuladores hidráulicos delante o detrás de dichas válvulas. Además se evitan picos negativos de presión, que podrían afectar, por ejemplo los filtros de presión de la instalación hidráulica.

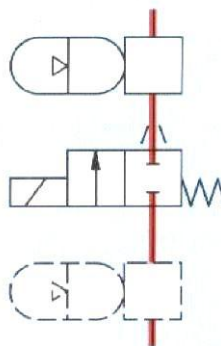


**Figura 14 Aplicación de amortiguadores de pulsaciones en instalaciones hidráulicas con servo válvulas y válvulas proporcionales**

**Referencia Fundamentos y componentes de la oleo-hidráulica, Rexroth**

**EN ONDAS DE PRESIÓN (FIGURA 15)**

En la mayoría de las instalaciones hidráulicas se producen ondas de presión, ocasionadas por diversos componentes o por cargas distintas de la instalación hidráulica, por ejemplo. por el movimiento de la pala de una excavadora hidráulica. El montaje de acumuladores hidráulicos protege contra deterioros a componentes sensibles a ondas de presión, por ejemplo a la bomba hidráulica.

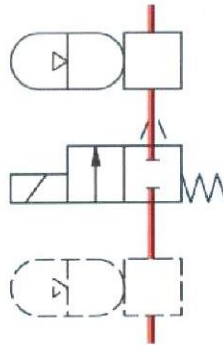


**Figura 15 Amortiguador de pulsaciones detrás de la bomba hidráulica**  
**Referencia Fundamentos y componentes de la oleo-hidráulica, Rexroth**

## EN SITUACIONES DE APERTURA Y DE CIERRE (FIGURA 16)

Al conducir rápidamente grandes caudales hacia la tubería de retorno se producen golpes de presión. Estos golpes de presión pueden afectar al refrigerador de aceite y al filtro de retorno.

Como consecuencia de golpes de presión también se pueden producir deterioros en válvulas, tuberías y racores cuando la columna de líquido en movimiento se detiene abruptamente, como sucede por ejemplo, en caso de desconexión de emergencia.



**Figura 16** Aplicación de amortiguadores de pulsaciones para amortiguar golpes de presión  
Referencia Fundamentos y componentes de la oleo-hidráulica, Rexroth

## EN RESORTES HIDRÁULICOS

Para amortiguar golpes y vibraciones se emplean acumuladores hidráulicos como resorte hidráulico.

Aquí se utiliza el gas comprimible en el acumulador hidráulico como elemento elástico.

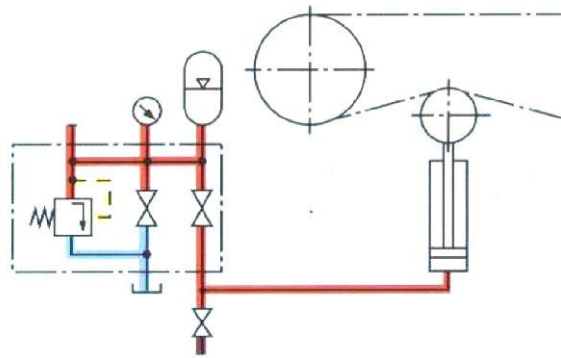
Casos de aplicación del resorte hidráulico son:

Tensión de cadena (*figura 17*)

Para evitar la transmisión de golpes de la cadena de accionamiento se emplean acumuladores hidráulicos para tensionar cadenas de máquinas y accionamientos de vehículos.

Tensionar cadenas de traslado y cables portadores (figura18)

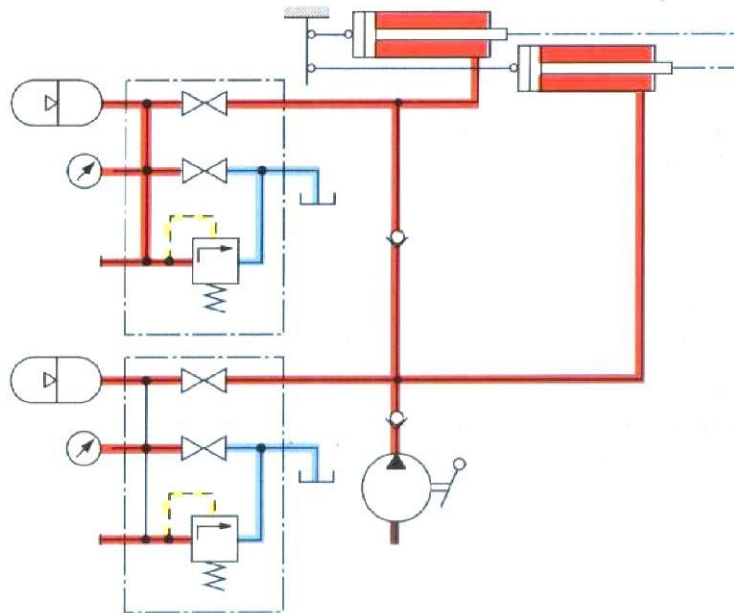
Para que por ejemplo, cable carriles a ascensores puedan funcionar sin problemas se requieren tolerancias reducidas en las longitudes de cable.



**Figura 17 Aplicación de acumuladores hidráulicos para tensionar la cadena en una máquina**  
Referencia Fundamentos y componentes de la oleo-hidráulica, Rexroth

Al emplear acumuladores hidráulicos se compensan las distintas longitudes de cables que se producen durante el ascenso y descenso de cable carriles, en caso de fluctuaciones de temperatura o cargas distintas de ascensores.

Se mantienen las tolerancias deseadas de la longitud de cable y de la tensión de tracción.



**Figura 18 Aplicación de acumuladores hidráulicos para tensionar cables portadores**  
Referencia Fundamentos y componentes de la oleo-hidráulica, Rexroth

### **SUSPENSIÓN DE VEHÍCULOS (FIGURA 19)**

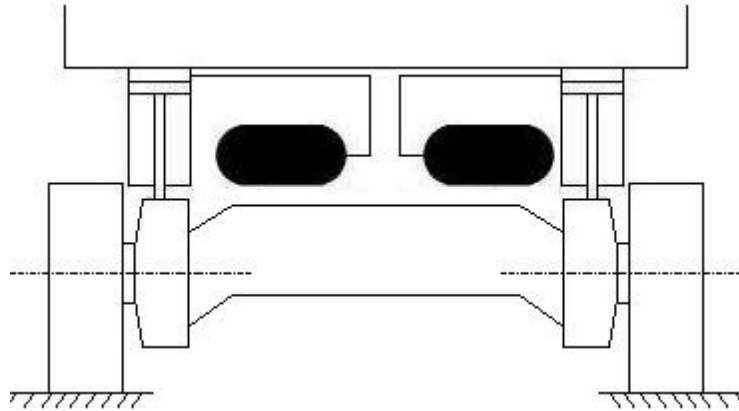
En el caso de desniveles en calles y caminos se producen golpes mecánicos que deterioran los mecanismos de traslación.

Empleando cilindros, en la suspensión hidroneumática los golpes mecánicos se convierten en golpes hidráulicos.

Dichos golpes hidráulicos son absorbidos por acumuladores hidráulicos.

La aplicación de suspensión hidroneumática en vehículos

- reduce el riesgo de accidentes,
- aumenta la vida útil,
- permite mayores velocidades al tomar curvas,
- mantiene la carga en la posición deseada,
- reduce la carga sobre los materiales y
- disminuye los costes de servicio.



**Figura 19 Aplicación de acumuladores hidráulicos en la suspensión de vehículos  
Referencia Catálogo Acumuladores OLAER**

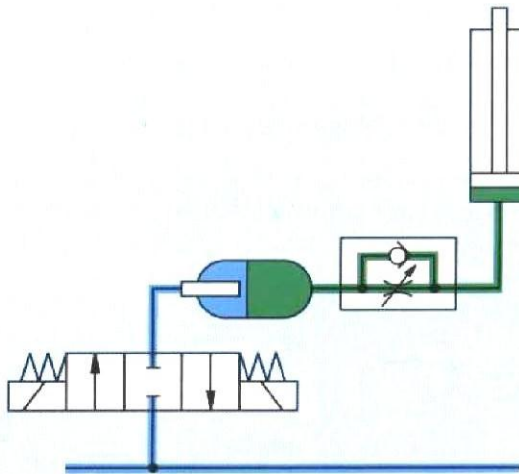
### **1.2.7 SEPARACIÓN DE MEDIOS**

En instalaciones que exigen una separación al 100% entre dos medios se aplican acumuladores hidráulicos. La separación de medios propiamente dicha la realiza una vejiga o membrana instalada dentro del acumulador.

#### **1.2.7.1 SEPARACIÓN DE MEDIOS FLUIDOS Y GASEOSOS**

En instalaciones de funcionamiento principalmente neumático resulta conveniente accionar hidráulicamente componentes que deban producir una gran fuerza (por ejemplo, cilindros de sujeción).

Los acumuladores hidráulicos permiten una separación entre las partes neumáticas hidráulicamente accionadas. Resulta innecesaria la instalación de un grupo hidráulico separado suplementario



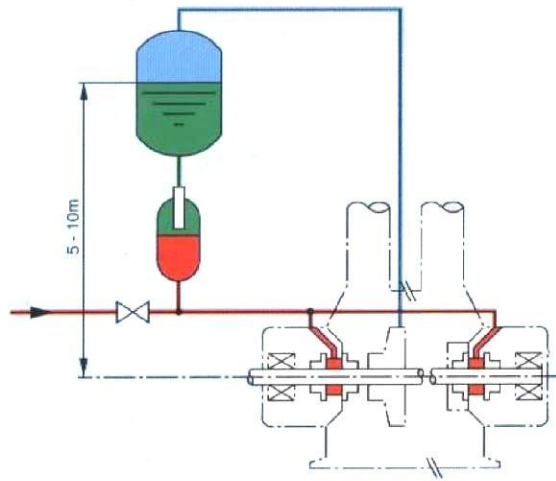
**Figura 20 Aplicación de acumuladores hidráulicos para la separación de la parte neumática de una instalación la parte hidráulica accionada**  
**Referencia Fundamentos y componentes de la oleo-hidráulica, Rexroth**

### 1.2.7.2 SEPARACIÓN DE DOS MEDIOS LÍQUIDOS

Por ejemplo, en los compresores con junta de anillo flotante empleados en petroquímica, por motivos de funcionamiento y de ensuciamiento del gas del proceso comprimido por el compresor, éste no debe mezclarse con el fluido de cierre.

Para este tipo de estancamiento se requiere un fluido de cierre, La presión de este fluido de cierre debe encontrarse 0,5 a 1,0 bar por encima de la presión del gas. Por esta razón sobre el compresor se instala un recipiente elevado que asegura la mayor presión sobre la junta.

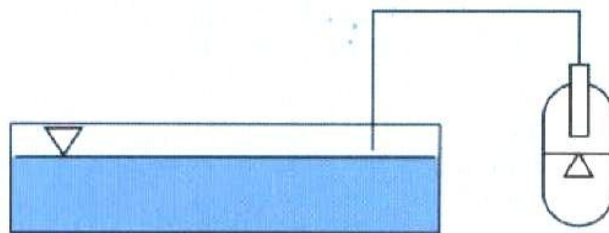
El fluido de llenado, neutral con respecto al gas, se carga con la presión de gas del compresor. Dado que en la mayoría de los casos el fluido que se encuentra en el recipiente elevado no posee propiedades lubricantes, las juntas de anillo flotante y los cojinetes del eje deberán funcionar con un fluido de cierre con propiedades lubricantes. La separación necesaria de ambos fluidos se realiza mediante acumuladores hidráulicos.



**Figura 21 Acumulador hidráulico para la separación de líquidos**  
Referencia Fundamentos y componentes de la oleo-hidráulica, Rexroth

### 1.2.7.3 SEPARACIÓN DE DOS MEDIOS GASEOSOS

El acumulador hidráulico se emplea para compensar la presión con la presión atmosférica en Instalaciones con riesgo de entrada de agua a través del filtro de ventilación del tanque o, en el caso de tanques de líquido llenos de nitrógeno para evitar la formación de agua de condensación como consecuencia de grandes fluctuaciones de temperatura.



**Figura 22 Acumulador de ventilación del tanque**  
Referencia Fundamentos y componentes de la oleo-hidráulica, Rexroth

#### 1.2.7.4 MAYOR CAPACIDAD DEL ACUMULADOR (FIGURA 23)

En diversas instalaciones hidráulicas solamente se permiten muchas veces pequeñas presiones diferenciales (por ejemplo, prensas de fundición a presión), o deben acumularse grandes cantidades de aceite (por ejemplo, laminadoras). Ambos casos requieren un gran volumen de gas. Los costos de instalación pueden reducirse si se utilizan acumuladores "Transfer" con botellas de gas acopladas.

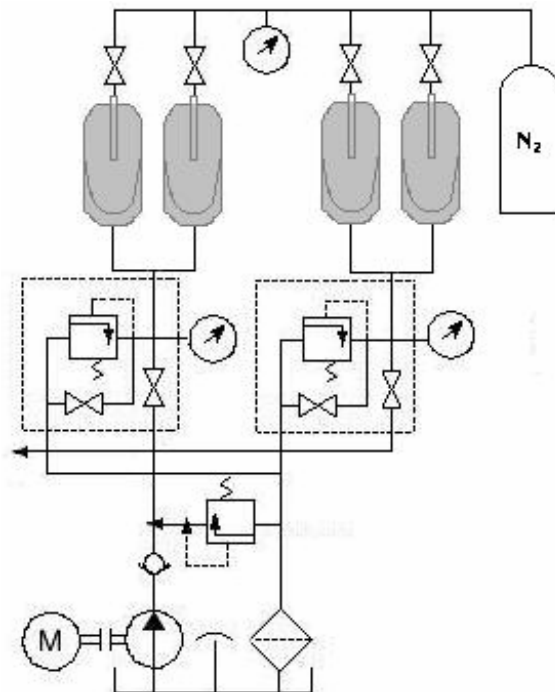


Figura 23 Mayor capacidad del acumulador  
Referencia Catálogo Acumuladores OLAER

#### 1.2.8 OTRAS APLICACIONES

##### SEPARACIÓN ANTI-POLUCIÓN

La función de un cartucho hidroneumático es la de asegurar a la presión atmosférica la separación de dos medios gaseosos donde uno de ellos es contaminante (atmósfera polucionada por ejemplo). La vejiga asegura esta función, su elasticidad permite absorber cualquier variación de nivel de líquido en el depósito sin modificar la presión de gas en el interior del mismo.

### **1.3. TIPOS CONSTRUCTIVOS DE ACUMULADORES HIDRÁULICOS CON ELEMENTO SEPARADOR.**

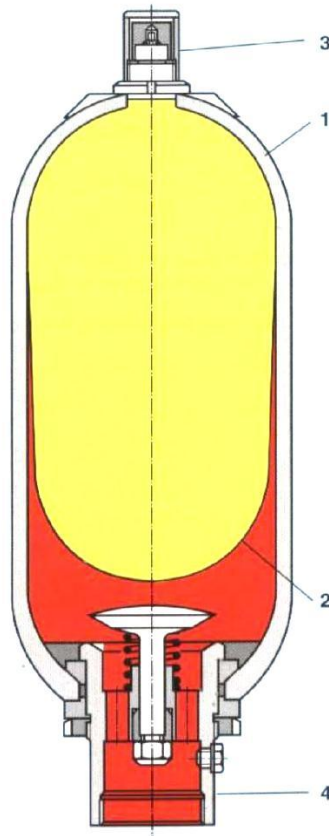
Los acumuladores hidráulicos básicamente se componen de una parte líquida y de una parte gaseosa con un elemento separador que no permite el paso del gas. La parte líquida se encuentra unida al circuito hidráulico. Al aumentar la presión el gas se comprime y entra líquido al acumulador hidráulico, en instalaciones hidráulicas se emplean los siguientes tipos de acumuladores hidráulicos con elemento separador:

- ✓ Acumulador de vejiga
- ✓ Acumulador de membrana.
- ✓ Acumulador de pistón.

#### **1.3.1 ACUMULADORES DE VEJIGA (FIGURA 24)**

Los acumuladores de vejiga se componen de una parte de líquido y de una parte gaseosa con una vejiga impermeable al gas como elemento separador. La parte de líquido que se encuentra alrededor de la vejiga está unida al circuito hidráulico, de modo que al aumentar la presión el acumulador de vejiga se llena, comprimiendo el gas. Al descender la presión el gas se expande, desplazando hacia el circuito el líquido acumulado. Los acumuladores de vejiga se pueden montar tanto en posición vertical (preferencial) como horizontal y bajo determinadas condiciones de servicio en posición inclinada. En posición de montaje vertical e inclinada la válvula de líquido siempre debe ubicarse en la parte inferior.

Los acumuladores de vejiga se componen de un recipiente soldado o forjado (1), la vejiga (2) y las válvulas para entrada de gas (3) y la entrada del lado de aceite (4). La separación de gas y líquido está dada por la vejiga (2).



**Figura 24 Acumulador tipo vejiga**  
Referencia Fundamentos y componentes de la oleo-hidráulica, Rexroth

### 1.3.2 ACUMULADORES DE MEMBRANA (FIGURA 25)

Los acumuladores de membrana se componen de un recipiente de acero a prueba de presión, generalmente circular o cilíndrico. Dentro del acumulador, como miembro separador, se encuentra una membrana de material elástico (elastómero).

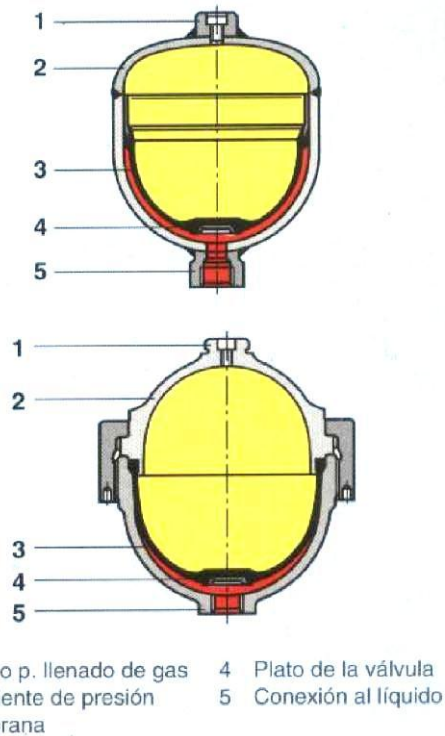
Los acumuladores de membrana se suministran en 2 versiones:

- ✓ versión soldada.
- ✓ versión roscada.

En la versión soldada, antes de realizar la soldadura circular, se comprime la membrana dentro de la parte inferior. Mediante un procedimiento adecuado de

soldadura, p.ej. la soldadura por rayos electrónicos, y la ubicación especial de la membrana se evita que el elastómero sufra algún daño durante el proceso de soldadura.

En la versión roscada la membrana se sostiene por medio del roscado de la parte superior e inferior con la tuerca de racor.



**Figura 25 Acumulador de membrana; arriba: construcción soldada, abajo: construcción roscada**

**Referencia Fundamentos y componentes de la oleo-hidráulica, Rexroth**

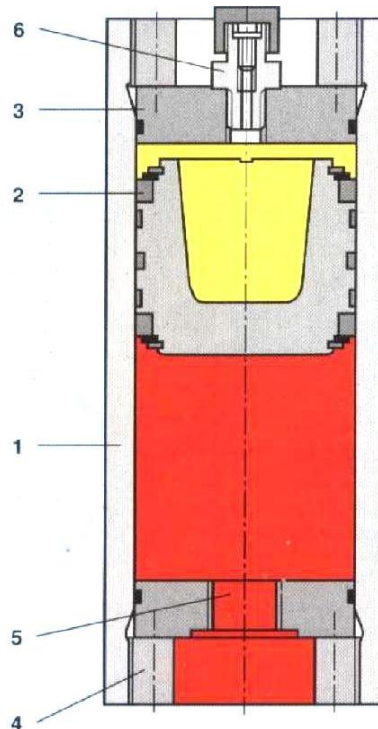
### 1.3.3 ACUMULADORES DE PISTÓN

Los acumuladores de pistón se componen de una parte de líquido y otra gaseosa con un pistón impermeable al gas como elemento separador. El lado de gas está prellenado de nitrógeno.

La parte de líquido está unida al circuito hidráulico, de modo que al aumentar la presión el acumulador de pistón ingresa líquido, comprimiéndose el gas. Al

disminuir la presión el gas se expande, desplazando hacia el circuito el líquido acumulado. Los acumuladores de pistón pueden trabajar en cualquier posición, siendo preferible la disposición vertical con el lado de gas hacia arriba con el fin de evitar que se depositen sobre las juntas del pistón partículas de suciedad provenientes del fluido hidráulico.

El acumulador de pistón se ha representado en figura 26. Los componentes principales son el tubo exterior del cilindro (1), el pistón (2) con el sistema de juntas y las tapas de cierre (3,4) del lado frontal, que a su vez incluyen las conexiones de Líquido (5) y de gas (6). El tubo del cilindro cumple dos funciones. Por un lado absorbe la presión interna y, por el otro, conduce al pistón, que es el elemento separador entre gas y líquido.



**Figura 26 Acumulador de pistón**  
Referencia Fundamentos y componentes de la oleo-hidráulica, Rexroth

Para que entre ambas cámaras de presión el nivel de presión esté aproximadamente compensado, existe la exigencia de una fricción muy reducida entre la junta del pistón y la pared interior durante el movimiento del pistón. Por este

motivo la superficie del lado interno del tubo del cilindro debe estar finamente maquinada. A causa de la fricción existente entrejunta del pistón y pared interior resulta inevitable una diferencia de presión entre la cámara de gas y la de fluido. Eligiendo un juego de juntas adecuado la diferencia de presión se puede reducir a aprox. 1 bar.

En los acumuladores de pistón se puede controlar la posición del pistón. En el vástago se encuentra una leva de conmutación con la cual se pueden accionar interruptores de fin de curso. Con dicha leva se puede controlar la posición del pistón en cualquier punto. Normalmente a través de estos posicionamientos se comanda una conexión o desconexión de la bomba hidráulica.

## **1.4. ACCESORIOS PARA ACUMULADORES HIDRONEUMÁTICOS**

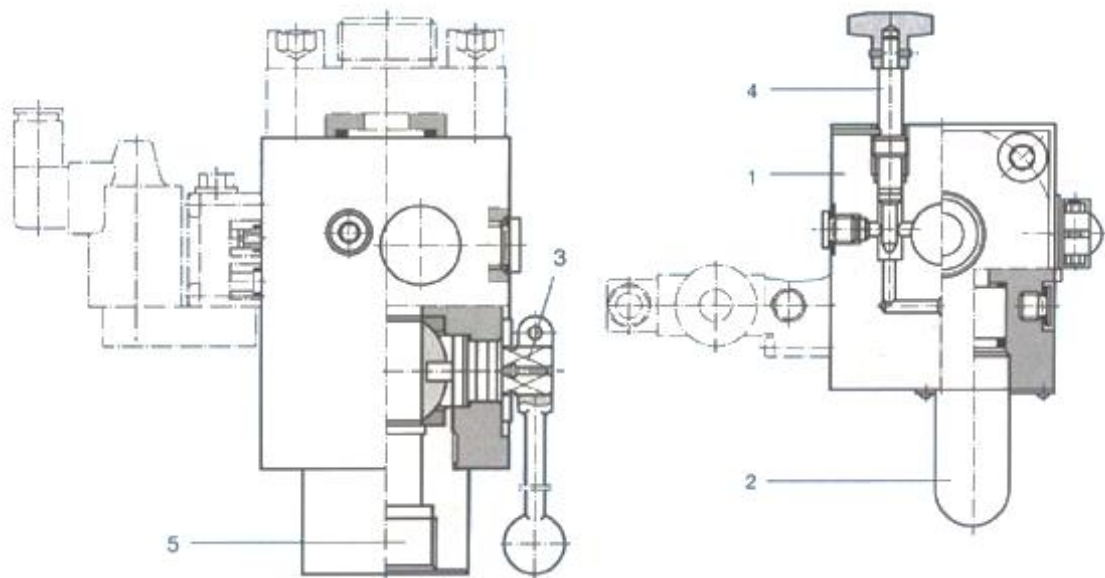
### **1.4.1 BLOQUE DE SEGURIDAD Y DE CIERRE**



**Figura 27 Acumulador de vejiga con bloque de seguridad y cierre ya montado  
Referencia Fundamentos y componentes de la oleo-hidráulica, Rexroth**

El bloque de seguridad y de cierre es un accesorio para seguro, cierre y descarga de acumuladores hidráulicos o consumidores hidráulicos. Cumple con las prescripciones en cuanto a seguridad y con las condiciones de recepción, especialmente con las prescripciones relacionadas con el equipamiento de recipientes de presión de acuerdo con las reglamentaciones técnicas indicadas en los puntos referidos a recipientes de presión

El bloque de seguridad y de cierre se compone del bloque de válvulas (1), de la válvula limitadora de presión insertada (2), del grifo principal de cierre (3) y de la válvula de descarga (4) de accionamiento manual y posee además de la conexión del sistema (5) las conexiones para manómetro prescritas, como se puede observar en la figura 28.



**Figura 28 Bloque de seguridad y cierre**  
Referencia Fundamentos y componentes de la oleo-hidráulica, Rexroth

## 1.4.2 DISPOSITIVO DE PRUEBA Y LLENADO

Normalmente en los acumuladores hidroneumáticos las pérdidas de nitrógeno son muy reducidas. Sin embargo, para evitar que en el caso de una eventual reducción de la presión de pretensión  $p_0$ , el pistón golpee contra la tapa, o bien la vejiga o la membrana se deformen demasiado, resulta recomendable un control periódico de la pretensión de gas.

Mediante el dispositivo de llenado y prueba los acumuladores de presión se cargan con nitrógeno o se varía la presión de pretensión del nitrógeno. Para ello se rosca el dispositivo de llenado y prueba sobre la válvula de gas del acumulador hidráulico, uniéndolo a través de un flexible con un recipiente común de nitrógeno. Si la presión de pretensión del nitrógeno sólo debiera ser controlada o reducida, se podría obviar la conexión de la manguera de llenado. La presión de pretensión  $p_0$  indicada en el acumulador hidráulico deberá ser ajustada antes de cualquier montaje o después de una reparación y luego deberá ser controlada por lo menos una vez durante la semana siguiente. Si no se comprobare pérdida de nitrógeno deberá realizarse un nuevo control después de aprox. 4 meses. Si tampoco se comprobara un cambio de presión, entonces será suficiente un control anual.



**Figura 29** Dispositivo de llenado y prueba  
Catalogo Acumuladores hidráulicos HYDAC

### 1.4.3 APARATO DE CARGA DE NITRÓGENO

Los aparatos de carga de nitrógeno permiten un llenado o rellenado rápido y económico de nitrógeno en los acumuladores hidráulicos. Garantizan un aprovechamiento óptimo de los recipientes comunes de nitrógeno hasta una presión residual de 20 bares y una presión máxima de carga del acumulador de 350 bares.

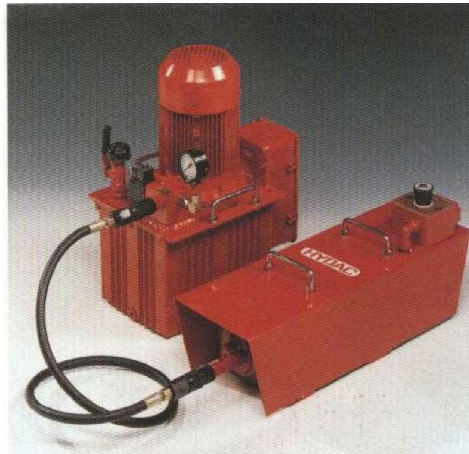


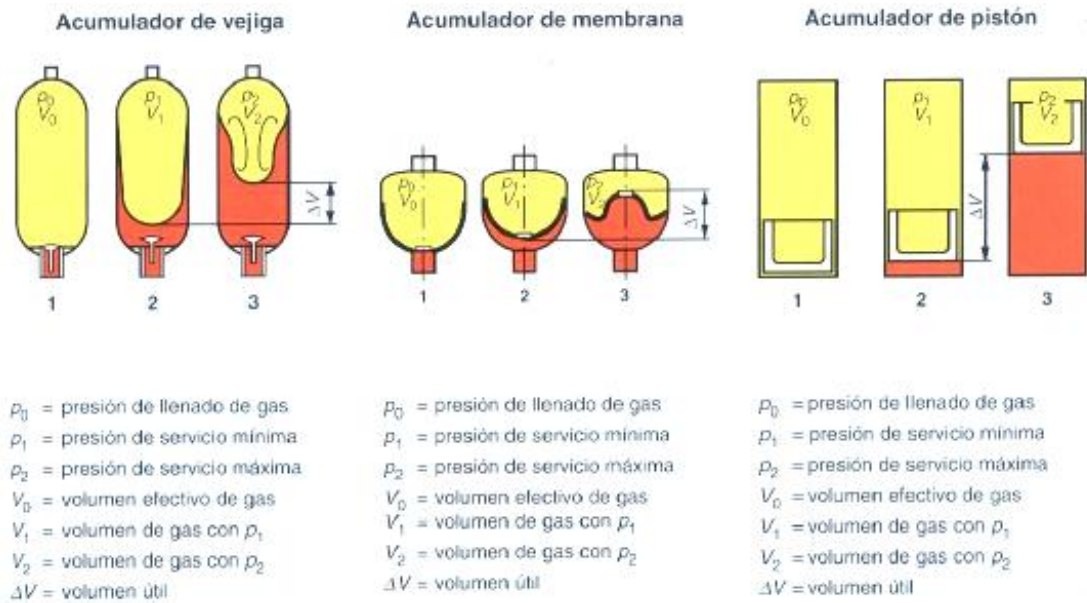
Figura 30 Aparato portátil de carga de nitrógeno  
Catalogo Acumuladores hidráulicos HYDAC

## 1.5. DIMENSIONAMIENTO DE ACUMULADORES HIDRONEUMÁTICOS CON ELEMENTO SEPARADOR

### 1.5.1 DEFINICIÓN DE LOS PARÁMETROS DE SERVICIO

Los parámetros necesarios para el dimensionamiento de un acumulador hidroneumático han sido representados esquemáticamente en *figura 31*.

Los parámetros para la definición del estado del gas, también llamados parámetros de estado, son presión, temperatura y volumen.

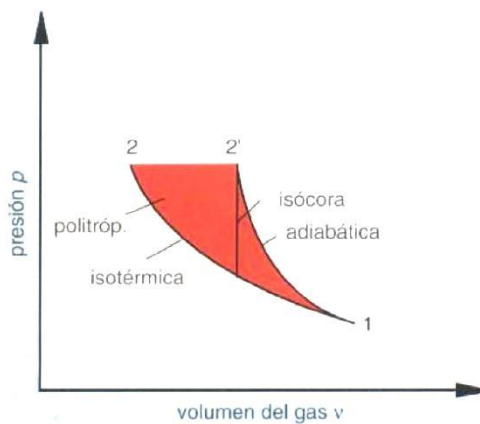


**Figura 31 Parámetros de servicio**  
**Referencia Fundamentos y componentes de la oleo-hidráulica, Rexroth**

## 1.5.2 CAMBIO DE ESTADO DEL GAS

Se diferencia entre cambios de estado:

- ✓ Isocórico.
- ✓ Isotérmicos.
- ✓ Adiabáticos.
- ✓ Politrópico.



**Figura 32 Cambio de estado en el diagrama P-V**

### 1.5.2.1 CAMBIO DE ESTADO ISOCORICO

En este cambio de estado no se realiza un trabajo de variación de volumen, es decir no se produce una variación de volumen. Este cambio de estado se produce al llenar la cámara del gas a baja temperatura y luego se varía la presión de prellenado mediante intercambio de calor con el medio ambiente.

Ecuación de estado:  $p/T = p_1/T_1 = constante$

### 1.5.2.2 CAMBIO DE ESTADO ISOTÉRMICO

En este cambio de estado se realiza un intercambio completo de calor con el medio ambiente. No se produce un cambio de temperatura.

Este estado se encuentra en acumuladores hidráulicos cuando el ciclo de carga o descarga del fluido hidráulico es muy prolongado. Dados los lentos ciclos de trabajo se puede producir un intercambio completo de calor entre el gas y el medio ambiente.

Ecuación de estado  $pV = p_1V_1 = constante$

### 1.5.2.3 CAMBIO DE ESTADO ADIABÁTICO

En este cambio de estado el ciclo de carga y descarga se produce tan rápidamente que un intercambio de calor con el medio ambiente resulta imposible.

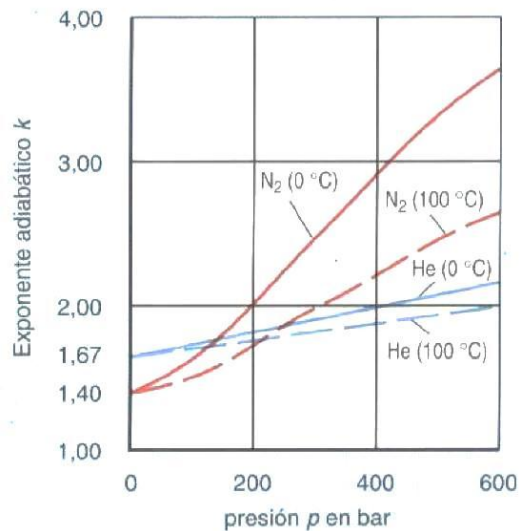
Ecuación de estado:  $pV^k = p_1V_1^k = constante$

La relación entre la temperatura y el volumen y entre la temperatura y la presión también se obtiene a partir de la ecuación térmica de estado.

$$T V^{1-k} = T_1 V_1^{1-k}$$

$$T p^{(1-k)/k} = T_1 V_1^{(1-k)/k}$$

En estas ecuaciones K es el exponente adiabático, que se puede elegir como 1,4 para un gas biatómico, como p.ej. nitrógeno, bajo condiciones normales.



**Figura 33 Exponente adiabático de nitrógeno y helio en función de la presión de 0 a 100 °C**  
Referencia Fundamentos y componentes de la oleo-hidráulica, Rexroth

#### 1.5.2.4 CAMBIO DE ESTADO POLITRÓPICO

Dado que el modo de servicio de un acumulador hidráulico nunca tiene lugar de acuerdo con los principios teóricos sin intercambio de calor, se producirá un cambio de estado, que se encuentra entre el isotérmico y el adiabático. Este tipo de cambio de estado se denomina politrópico. Las relaciones matemáticas son análogas a las del cambio de estado adiabático, pero se sustituirá el exponente adiabático por el exponente politrópico  $N$ .

### **1.5.3 DETERMINACIÓN DEL TAMAÑO CONSTRUCTIVO DE UN ACUMULADOR HIDRÁULICO**

De acuerdo con estas explicaciones, las ecuaciones a emplear para el dimensionamiento de un acumulador hidráulico dependen de la influencia del tiempo de carga y descarga. Como regla empírica para la aplicación de las ecuaciones correspondientes puede servir la siguiente limitación:

Tiempo del ciclo < 1 minuto

- ✓ cambio de estado adiabático, Tiempo del ciclo > 3 minutos
- ✓ cambio de estado isotérmico Tiempo del ciclo entre 1 y 3 minutos
- ✓ cambio de estado politrópico.

Las ecuaciones importantes para el dimensionamiento se indican en la figura 35. Además, para el dimensionamiento del acumulador hidráulico deberán mantenerse ciertos valores empíricos con los cuales, por un lado, quede asegurado un aprovechamiento óptimo del volumen del acumulador hidráulico y, por el otro, no se afecte la vida útil.

En la figura 34 se han indicado los valores empíricos para los diversos tipos constructivos de acumuladores hidráulicos.

### **1.5.4 DESVIACIONES DE LA CONDUCTA IDEAL DE UN GAS**

Las ecuaciones de estado indicadas solamente son válidas bajo la condición de que exista una conducta ideal del gas. Diversos gases, por ejemplo . el nitrógeno, en especial a elevadas presiones, se desvía de las leyes ideales de conducta. Dicha conducta se denomina conducta real o no ideal. Para la conducta real del gas la relación matemática entre las dimensiones de estado  $p$ ,  $T$  y  $V$  solamente se puede representar mediante una ecuación de aproximación. En la práctica, el manejo de dichas ecuaciones exige mucho tiempo, pudiendo sólo realizarse empleando ordenadores. Por este motivo resulta recomendable introducir factores de corrección que consideren la conducta real del gas.

Condición	Acumuladores de vejiga		Acumuladores de membrana		Acumuladores de pistón versión con poca fricción
	Alta presión	Baja presión	versión soldada	versión roscada	
Pres. llenado de gas $p_0(T_2)$ (a temp. máx. de servicio)	$\leq 0,9 \cdot p_1$ (acumul. de energía) $= 0,6$ hasta $0,9 \cdot p_m$ (absorción de choques) $= 0,6 \cdot p_m$ (amortig. pulsaciones)		$\leq 0,9 \cdot p_1$ (acumulación de energía) $0,6 \cdot p_m$ (amortiguación de pulsaciones)		$\leq p_1 - 5$ bar $p_{ac} - p_{gas} < 2$ bar (versión de pistón con poca fricción) $< 10$ bar (pistón normal)
Posición de montaje	vertical (horizontal sólo bajo condiciones especiales de servicio)		opcional	opcional	opcional (tener en cuenta el dispositivo de control)
Relación de pres. máx. adm. $p_2 / p_0$	4 : 1	4 : 1	4 : 1 hasta 8 : 1	10 : 1	sin limitaciones
Máx. sobrepresión de servicio	550 bar	35 bar	210 bar	400 bar	350 bar
Caudal de líquido	hasta 40 L/s	hasta 140 L/s	4 hasta 6 L/s	4 hasta 6 L/s	En función del diámetro del pistón, la velocidad máx. admisible del pistón es de 3,5 m/s
Volumen acumulado	hasta 50 L	hasta 450 L	hasta 3,5 L	hasta 10 L	hasta 250 L
Generalidades	<ul style="list-style-type: none"> <li>- vejiga recambiable,</li> <li>- posibilidad condicionada de control</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- vejiga recambiable,</li> <li>- no hay posibilidad de control</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- pequeño volumen útil y de gas,</li> <li>- versión económica,</li> <li>- membrana no recambiable</li> <li>- no hay posibilidad de control</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- pequeño volumen útil y de gas,</li> <li>- membrana recambiable</li> <li>- no hay posibilidad de control</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- posibilidad de control,</li> <li>- emplear preferentemente en la versión con postconexión,</li> <li>- pistón recambiable</li> </ul>
$p_m$ = sobrepresión media de servicio con caudal libre Indicaciones de presión: siempre presiones absolutas					

Figura 34 Condiciones de aplicación para acumuladores hidráulicos en versión estándar  
Referencia Fundamentos y componentes de la oleo-hidráulica, Rexroth

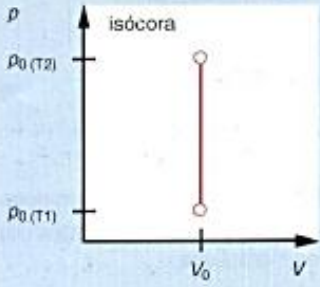
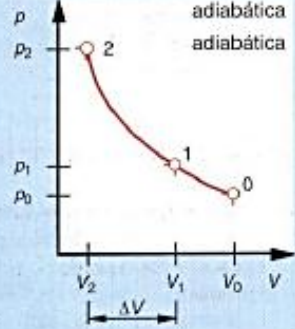
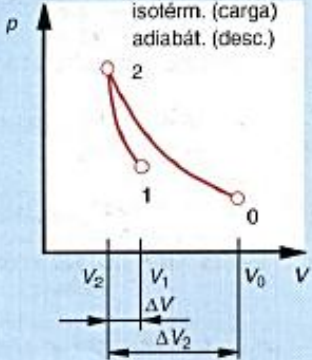
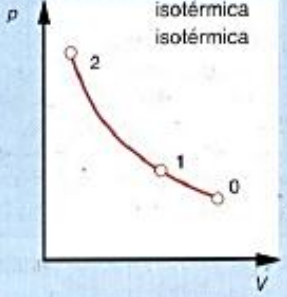
Ciclo (Cambio de estado)	Ecuación	Comentario
	$p_{0(T1)} = p_{0(T2)} \cdot \frac{T_1}{T_2}$	<p><math>p_{0(T1)}</math> = Pres. de prellenado para temp. mín. <math>T_1</math> (en Kelvin)</p> <p><math>p_{0(T2)}</math> = Pres. de prellenado para temp. máx. serv. <math>T_2</math> (en Kelvin)</p> <p><b>Aplicación</b> Cálculo de la presión de prellenado en caso de desviación de la temperatura de servicio de la temp. de llenado.</p>
	$\Delta V = V_0 \left[ \left( \frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} - \left( \frac{p_0}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}} \right]$	<p><math>n = \kappa = 1,4</math> para nitrógeno (<math>p_0</math> con <math>T_1</math>)</p> <p><b>Aplicación</b> Acumulación de energía</p>
	$\Delta V_2 = V_0 \frac{p_0}{p_2} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^n - 1 \right]$	<p><b>Aplicación</b> Funcionamiento de emergencia, funcionamiento de seguridad (<math>p_0</math> con <math>T_1</math>)</p>
	$\Delta V = V_0 \left( \frac{p_0}{p_1} - \frac{p_0}{p_2} \right)$	<p><b>Aplicación</b> Compensación de fugas Compensación de volumen (<math>p_0</math> con <math>T_1</math>)</p>
	$V_0 = \frac{\Delta V}{\frac{p_0}{p_1} - \frac{p_0}{p_2}}$	

Figura 35 Ecuaciones básicas para el dimensionamiento de acumuladores  
Referencia Fundamentos y componentes de la oleo-hidráulica, Rexroth

### 1.5.5 PROCEDIMIENTO DE DIMENSIONAMIENTO

Para el cálculo y la determinación del tamaño adecuado del acumulador hidráulico se puede partir de que el volumen de líquido necesario  $\Delta V$  o la energía necesaria  $E$  para cubrir la demanda esté indicado. Considerando distintas condiciones secundarias, como por ejemplo

- ✓ sobrepresión máxima de servicio,
- ✓ temperatura máx. y mín. de servicio, diferencia de presión de trabajo

Se comienza con el dimensionamiento de modo tal de suponer que el cambio de estado entre las presiones de trabajo  $p_1$  y  $p_2$  es adiabático. Esta suposición limitante resulta admisible porque con ella en cualquier caso se cumplen los demás posibles cambios de estado.

Mediante la siguiente prueba de cálculo con respecto a la conducta temporal y el consiguiente desviamiento del cambio de estado adiabático supuesto, se puede corregir el dimensionamiento (los factores de corrección  $c_a$  y  $c_i$  deben extraerse de la documentación del fabricante).

La presión de prellenado {pretensión del gas) del acumulador hidráulico debería encontrarse entre 0,7 y 0,9 de la presión mín. de trabajo (a temperatura máx. de servicio).

$$p_o \leq 0,9 p_1$$

Con ello se pretende evitar que los elementos separadores de los acumuladores hidráulicos trabajen siempre próximos a la válvula de líquido y se deterioren.

## **1.5.6 SELECCIÓN DEL TIPO DE ACUMULADOR PARA CASOS COMUNES DE APLICACIÓN**

### **1.5.6.1 ACUMULADOR DE MEMBRANA**

Se emplean para pequeños volúmenes útiles y de gas. Los acumuladores de membrana se caracterizan por buena estanqueidad y elevada vida útil. La posición de montaje es opcional, trabajan sin inercia.

### **1.5.6.2 ACUMULADORES DE VEJIGA**

Los acumuladores de vejiga se emplean con volúmenes útiles medianos y en caso de rápida reacción del acumulador hidráulico. Gracias al mejoramiento de la calidad de la vejiga, se ha alcanzado en los últimos años una buena estanqueidad y una elevada vida útil de la vejiga.

Los acumuladores de vejiga se montan en forma vertical hasta horizontal con la válvula de descarga de líquido hacia abajo o en forma horizontal.

### **1.5.6.3 ACUMULADORES DE PISTÓN**

Los acumuladores de pistón se aplican en caso de volúmenes útiles grandes y resultan especialmente adecuados para la postconexión de botellas de gas.

Una desventaja es la masa del pistón separador y, por consiguiente, la reacción más lenta del acumulador, al igual que la fricción de las juntas en el pistón. La consecuencia es una reducción de hasta un 10% de la presión útil. Al cargar y descargar no deberá superarse una velocidad del pistón de 2 m/s. La posición de montaje de los acumuladores de pistón es opcional.

## **1.6 PRESCRIPCIONES DE SEGURIDA**

Las reparaciones en acumuladores hidráulicas sólo deben ser llevadas a cabo por el fabricante de los mismos.

En ningún caso se deberá soldar o taladrar en el acumulador hidráulico.

Dado que el gas altamente comprimido resulta peligroso por la energía acumulada, para el montaje y el mantenimiento de acumuladores hidráulicos deberán observarse cuidadosamente las prescripciones del fabricante.

El trabajo de mantenimiento más importante es el control periódico de la presión de prellenado  $p_o$ .

Los acumuladores hidráulicos deberán montarse en lugares bien accesibles y fijarse con soportes estables, capaces de soportar la reacción en caso de eventual rotura de tubo.

Para que no puedan actuar fuerzas de masa sobre los tubos en la tubería entre la bomba y el acumulador hidráulico deberá instalarse una válvula antirretorno.

Cada recipiente de presión debe tener un manómetro adecuado que indique la sobrepresión de servicio. La sobrepresión de servicio máxima admisible debe estar indicada visiblemente. Para cada recipiente de presión debe existir una válvula de seguridad adecuada. El ajuste de la misma debe estar asegurado contra cambios no autorizados, las válvulas de seguridad no deben ser bloqueables hacia el acumulador hidráulico. En las tuberías de alimentación de presión, en lo posible cerca del recipiente de presión, debe haber dispositivos de bloqueo de fácil acceso.

## **2. SELLOS HIDRÁULICOS<sup>5</sup>**

### **2.1 INTRODUCCIÓN**

Ahora la tecnología de cero pérdidas está en crecimiento y se convertirá en un nuevo estándar de uso general.

Los sistemas hidráulicos tienen un problema de imagen. Los especialistas han tratado de lograr un convencimiento general de que estos sistemas no llevan inherente un alto grado de fugas. Ahora con los avances en técnicas de sellado, diseños de acoples y construcción de tuberías, la construcción de un sistema hidráulico libre de fugas es una realidad definitiva.

Los fabricantes de componentes hidráulicos están tomando la responsabilidad en la concepción de sistemas y componentes sin fugas, de hecho, muchos fabricantes ofrecen ya productos libres de pérdidas garantizados.

### **2.2 ANÁLISIS DE FALLA FRENTE A SOLUCIONES DE SELLADO**

El control de pérdidas depende más del sistema de sellado que de cualquier otro componente de un sistema hidráulico. Esto indica por qué el análisis de sellos y sistemas de sellado en la etapa inicial de diseño es crítica. Igualmente importante para un nuevo diseño es la evaluación de cualquier mecanismo o sistema de sellado antes de que este haya completado su ciclo de vida o fallado prematuramente por fugas permitidas.

Desde 1991, se han conducido más de 1000 proyectos de análisis de falla de sellos. Estos representan mecanismos de sellado donado por una variedad de clientes sobre un rango de industrias que incluyen 23 fabricantes además de HPS,

---

<sup>5</sup> DISEÑO Y FABRICACIÓN DE UN CILINDRO HIDRÁULICO : SEGUNDA GENERACIÓN / Yesid Leonardo Camacho Padilla ; director Abel Parada C

Inc. Un resumen de datos recopilados de esos proyectos revela la más frecuente causa de fugas por falla del sello.

La tabla siguiente muestra las causas y su frecuencia

**Tabla 1 Causas De Fallas De Sellos**

<b>CAUSAS DE FALLA DE SELLOS</b>	
Contaminación	21.4 %
Instalación inadecuada	14.3 %
Extrusión	10.8 %
Desgaste y abrasión	9.6 %
Encendido en frío	6.8 %
Endurecimiento por compresión	5.3 %
Calor excesivo	4.7 %
Incompatibilidad con el fluido	4.3 %
Maquinado de la superficie	3.9 %
Envejecimiento y desgaste	3.2 %
Vibración	2.9 %
Fluido excesivo	2.4 %
Otras	10.4 %
Otras causas incluyen bajas temperaturas,	

Todos estos tipos de falla se pueden prevenir, los pasos para prevenir estas fugas deben tomarse durante el diseño inicial, por supuesto, durante la fabricación y ensamble de la máquina.

En la fase de diseño, el ingeniero debe tener en cuenta que dos aplicaciones no son exactamente iguales. Además todo diseño y aplicación de parámetros deben ser identificados y evaluados para cada sello en un sistema de sellado. También frecuentemente los diseñadores están tentados a ahorrar tiempo y esfuerzos en este proceso vital, cosa que no se debe hacer. En cambio, se debe colocar total atención a los requerimientos de la operación, ambiente de operación y expectativas de operación. Cada una de estas categorías es desdoblada además en pasos que se deben considerar en detalle para llegar a una apropiada selección de sellos. En fabricación y ensamble, la limpieza y el cuidado son los

dos factores más importantes. Como se pudo ver en la tabla, los daños por contaminación y mala instalación representan alrededor de la tercera parte de las fallas evaluadas. El diseño apropiado, la limpieza de los componentes fabricados y un ensamble cuidadoso, con el uso de herramientas adecuadas, son los ingredientes que producen una máquina hidráulica sin fugas.

## **2.2 SELECCIÓN DE SELLOS DE ALTO RENDIMIENTO**

Sellar un fluido bajo presión puede ser uno de los problemas más frustrantes al que el diseñador de equipos debe enfrentarse cuando desarrolla una nueva pieza de maquinaria. Él finaliza el resto del diseño y luego se pone a pensar acerca de cómo sellarlo.

Los fluidos, ya sean líquidos o gases, toman la forma del recipiente que los contiene y migran al punto de menos resistencia. En una pieza de un equipo, esto significa que el fluido migrará a la libertad, la cual es usualmente la atmósfera.

El desafío es a contener el fluido, lo cual hará que este no pueda escapar de la cámara presurizada al ambiente. Si usted incrementa la presión aplicada al fluido, cambia su viscosidad debido al calor y adiciona movimiento, el sellado empieza a ser más difícil.

Cuando se selecciona un sello se deben manejar entre otros los siguientes aspectos:

- ✓ Presión del fluido.
- ✓ Fricción.
- ✓ Resistencia a la abrasión.
- ✓ Tipo de fluido.
- ✓ Temperatura (durante la operación y cuando se apaga).
- ✓ Características físicas del equipo adyacente.
- ✓ Costo.

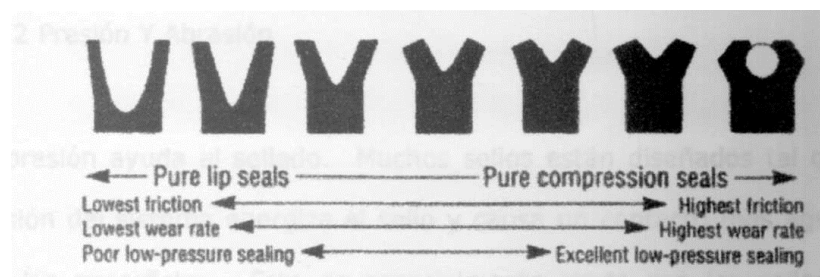


**Figura 36 Sistemas de sellado**  
Referencia A.W Chesterton Company

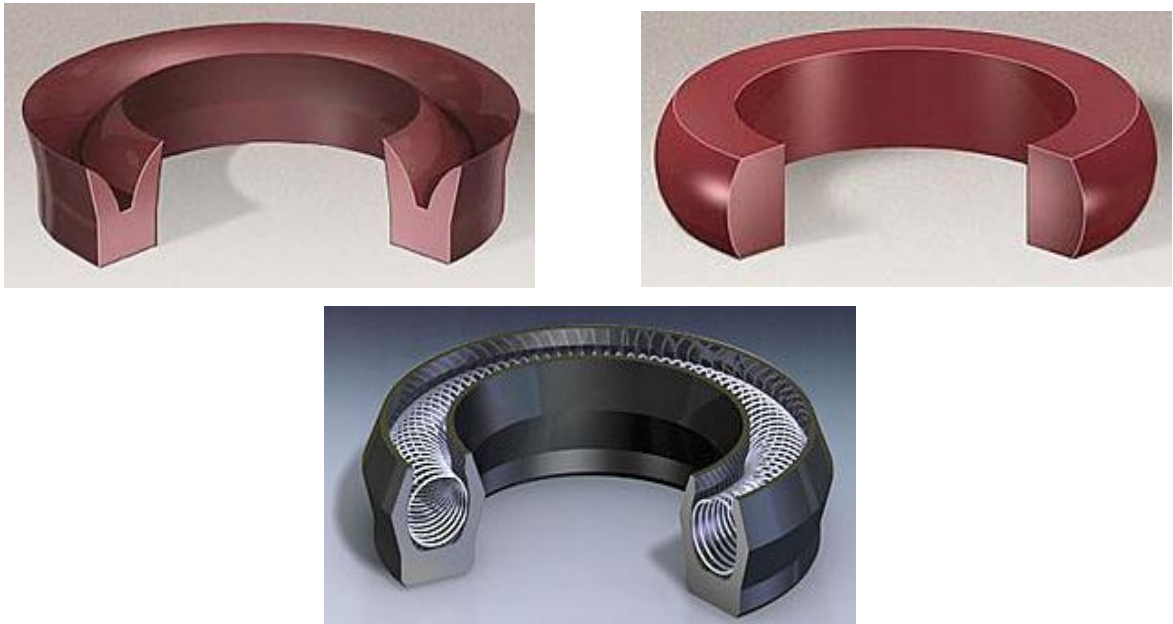
### 2.2.1 SELLOS DE REBORDE VS SELLOS DE COMPRESIÓN

Cuando se selecciona un sello basándose en presión y fricción (las cuales frecuentemente están íter – relacionadas) se consideran dos tipos de sellos de fines opuestos de una escala.

En un extremo está el sello de puro reborde, el cual tiene bordes delgados que deben mantener el contacto sobre ambas superficies, tanto la interna como la externa al sello. Estos sellos tienen muy baja fricción a baja presión, pero son menos sus probabilidades de éxito en el sellado a baja presión. Los sellos que se desempeñan bien a baja presión son los sellos de compresión, los cuales aparecen en el otro extremo de la escala. Para funcionar, estos sellos deben ser comprimidos entre dos superficies. A mayor compresión, más agresivamente sellan, pero mayor es la fricción. Alta fricción no solo reduce la eficiencia mecánica sino que tiende a acelerar el desgaste del sello.



**Figura 37 Escala comparativa de sellos**  
Referencia tesis de grado diseño y fabricación de un cilindro hidráulico segunda generación



**Figura 38 Cortes de diferentes sellos**  
Referencia A.W Chesterton Company1

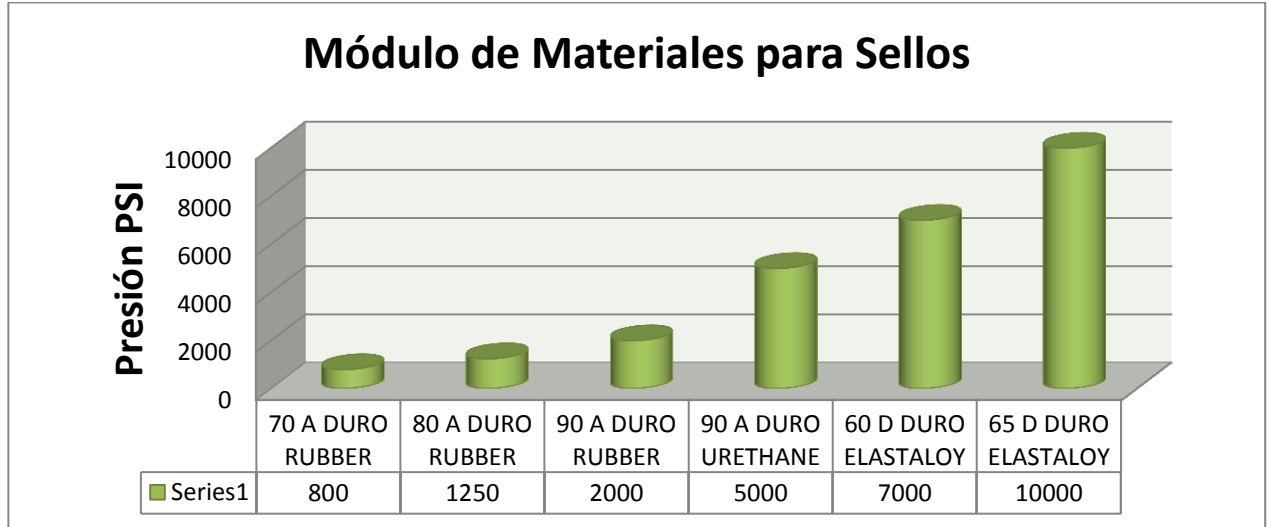
Un compromiso debe ser hecho entre presión y fricción de sellado. Se desea baja fricción y menor agresividad de sellado, o incrementar el sellado y tratar con mayor fricción? Como se muestra en la figura anterior, muchos sellos pueden ser seleccionados entre los extremos.

### **2.2.2 PRESIÓN Y ABRASIÓN**

La presión ayuda al sellado. Muchos sellos están diseñados tal que la presión del sistema energiza el sello y causa un contacto más agresivo con las superficies. Esto es especialmente cierto con los sellos tipo compresión conforme a la forma de la glándula limitante (incrementa su sistema de sellado) a mayores presiones.

A altas presiones, el reto es mantener el sello en su lugar y no permitir que este se salga. La extrusión ocurre cuando fuerzas de corte que resultan de la presión diferencial entre los lados presurizado y no presurizado del sello tratando de empujar a este contra el espacio entre las superficies metálicas adyacentes.

Para prevenir la extrusión del sello, varios factores son importantes. Primero, se debe mantener el espacio extrusor, espacio entre el pistón y su camisa, en el mínimo posible.



**Figura 39 Módulo de Materiales para Sellos**  
Referencia tesis de grado diseño y fabricación de un cilindro hidráulico segunda generación

Con presiones cercanas a los 2000 psi, y cuando la banda de desgaste está usada, el espacio extrusor es incrementado. La siguiente consideración es el material del sello. Un material de alto módulo como plástico, ofrecerá mejor resistencia a la extrusión que un caucho. Los materiales de sello han sido formulados para resistir la extrusión tolerando altas presiones del fluido sin sufrir deformación severa.

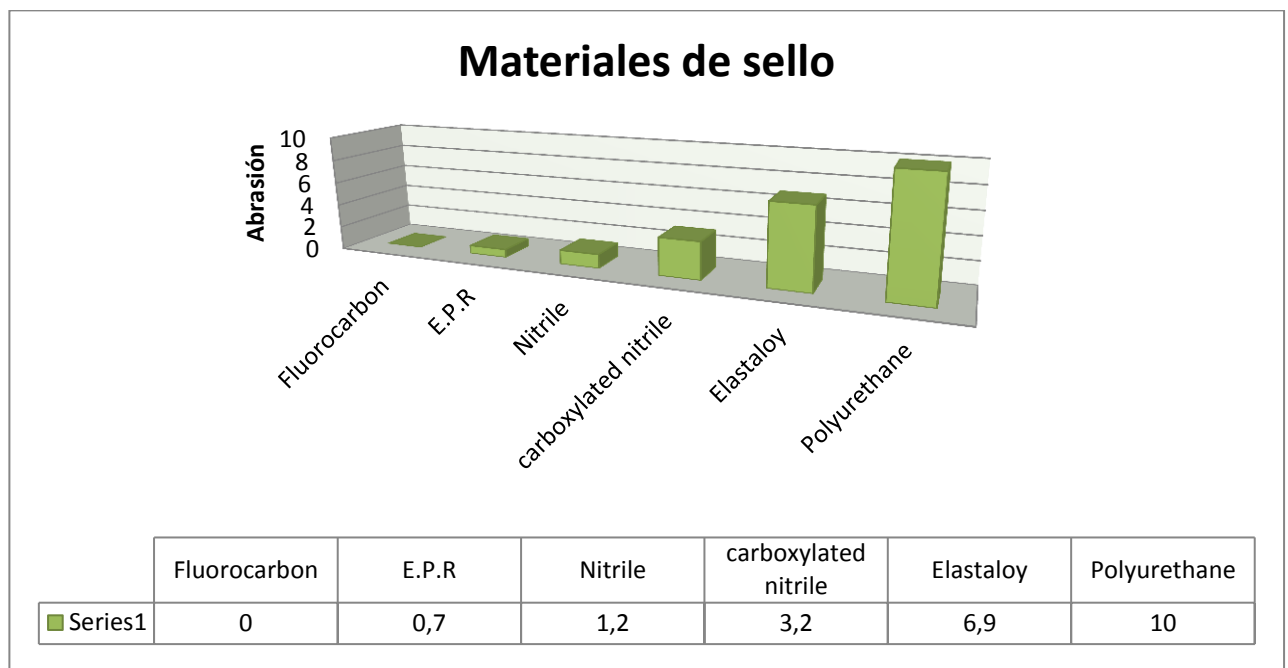
Debido a la amplia variación en los componentes, se podría asegurar con suplementos que den mayor propiedad al material en uso. Anillos de reserva pueden ser instalados detrás del sello para extender el rango de presión.

### **2.2.3 OTROS FACTORES**

Los sellos pueden ser dañados por varias causas, pero la vida de servicio usualmente concierne a la resistencia al desgaste o abrasión. Los diseñadores deben conocer cuántos ciclos especificar para el sello. Muchos factores aparte del

sello afectan el desgaste: valor de lubricación del fluido, temperatura, variación del ciclo, velocidad de la carrera, material y maquinado de la máquina y presión.

Otro factor importante, como se había mencionado, es el material del cual está hecho el sello. La figura siguiente muestra algunas comparaciones de abrasión de materiales comunes de propósito general.



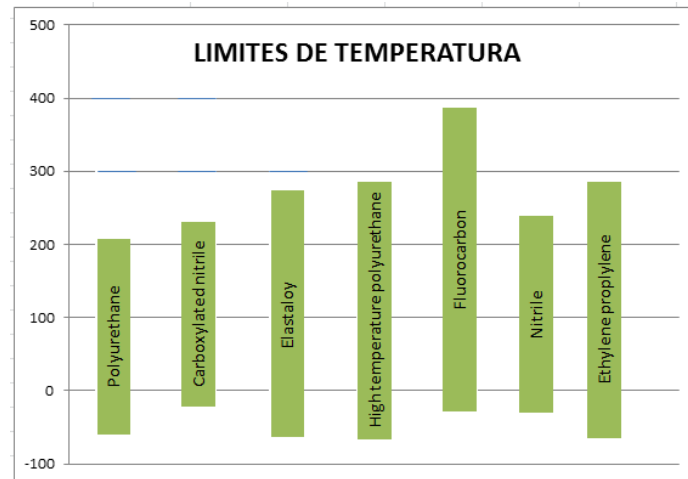
**Figura 40 Materiales de sello**  
**Referencia tesis de grado diseño y fabricación de un cilindro hidráulico segunda generación**

Nuevamente, la composición del material del sello puede ser manipulada para variar muchas de sus propiedades. El fluorocarbono se toma como cero y el poliuretano como 10, siendo estos mínimo y máximo respectivamente, y siendo tan solo una comparación con valores apropiados. El esfuerzo de tensión fue usado como factor determinante.

El material que sella un fluido particular debe ser compatible con ese fluido y además con los fluidos usados para el lavado o limpieza del sistema. Algunos

químicos aparentemente benignos, como el agua, pueden causar daños severos a cauchos o plásticos.

## 2.2.4 TEMPERATURA



**Figura 41 Límites de Temperatura °F para algunos materiales de sello**  
Referencia tesis de grado diseño y fabricación de un cilindro hidráulico segunda generación

Cuando se trata con cambios de temperatura, nótese que cambios extremos de temperatura se toman respecto del borde dinámico del sello. Esta temperatura es una acumulación de varios factores. Primero, está la temperatura ambiente del sello, no es la temperatura del fluido en el tanque hidráulico. Ahora considérese la aplicación. El calor será generado por la fricción del sello rozando sobre la superficie. Además, la velocidad de carrera y su duración son importantes. Cada vez que el pistón cambia de dirección se produce una flexión en el sello, lo cual causa un calentamiento interno. El movimiento recíprocante puede rápidamente causar un incremento de temperatura y alta fricción.

### **2.2.5 COMPRESION Y RESILIENCIA.**

Dos de las propiedades físicas más importantes de los materiales de sello son el endurecimiento por compresión y la resiliencia. Otras propiedades son importantes, pero estas dos son críticas en control de fugas.

El endurecimiento por compresión es la caída de la fuerza de restauración a largo plazo en el elastómero. Con el tiempo, el endurecimiento por compresión se incrementa a un punto donde el elastómero no presiona sobre la superficie de sellado en el metal. El resultado es menos material ajustando al metal, por eso se incrementa la filtración potencial de fluido. El camino más común para ilustrar esta propiedad es ver un viejo o-ring que ha sido instalado en un sistema por largo tiempo. El o-ring tendrá partes planas sobre la sección transversal. Estas partes planas son el resultado del endurecimiento por compresión. Todos los elastómeros, incluido el poliuretano sufrirán de endurecimiento por compresión el cual ocurre más rápidamente a mayor temperatura.

La resiliencia es la otra propiedad física importante que tiene efecto sobre la habilidad de un elastómero sellante para prevenir la filtración de fluido. La recuperación es medida por una prueba simple donde un peso es soltado sobre un punto o disco pequeño de un compuesto. La distancia que el peso rebota es medida sobre una escala. Esta recuperación, o rebote, da una indicación de cómo un elastómero adherirá a una superficie una vez este ha sido perturbado. Un sello elastomérico puede ser distorsionado por picos de presión o por algunas cargas mecánicas que causan que el borde de sellado se mueva. Si la huella de sello es rota, una pequeña cantidad de fluido puede escaparse. Con el tiempo esta cantidad de fluido formará gotas. Los elastómeros de caucho tienen buenas propiedades de recuperación contrario al poliuretano, el cual tiene pobres características de recuperación.

### **2.2.6 SELLOS DE POLIURETANO**

En algunos casos, la vida del sello puede ser tan importante como las pérdidas. Por esta razón el elastómero poliuretano fue desarrollado como un material de sello hace cerca de 30 años. Los sellos de poliuretano pueden reemplazar, cauchos típicos y compuestos de caucho, y pueden funcionar hasta 10 veces más. Larga vida ha sido importante, pero ahora, igualmente, estándares estrictos son requeridos en términos de permisividad de pérdidas. El reto es a desarrollar compuestos de alto desempeño que den mejor capacidad de resistencia al desgaste, pero que permitan un mejor trabajo conforme a las irregularidades del metal para crear un mejor sello.

### **TIPOS DE POLIURETANO**

Para el sellado, tres tipos principales de poliuretano están disponibles. El tipo más común es el diphenyl methane diisocyanate (MDI), el segundo tipo es el tolidine diisocyanate (TODI) y el tercero es el p-phenylene diisocyanate (PPDI). Hay algunas marcadas diferencias entre las propiedades físicas de estos tipos de polímero.

El MDI tiene la menor resistencia de recuperación. Esto significa que el compuesto es flojo - lento para retornar a su huella de sellado. La formulación TODI tiene mayor resiliencia y, además, tiende a recuperarse más rápidamente que la formulación MDI. La formulación PPDI tiene la mayor resiliencia. Como resultado, esta formulación elastomérica se recupera muy rápidamente y ayuda a minimizar la cantidad de fluido que puede traspasar los bordes sellantes. La resistencia al endurecimiento por compresión y la resiliencia del PPDI están ahora en el rango de los elastómeros cauchos. Este material resiste desgaste como poliuretano y reacciona a la vez como un material caucho. Esta combinación hace de la formulación de poliuretano PPDI un compuesto de sellado de alto rendimiento. Adicionalmente, tiene un mayor rango de temperatura comparada a las otras formulaciones, siendo el incremento con esta entre 50-75 °F.

## **2.3 RELACIÓN DE MATERIALES Y MEDIOS DE DIFERENTES PRODUCTORES**

### **2.3.1 SEALS & PACKING NITRILO (BUNA-N)**

El elastómero más versátil, el nitrilo tiene resistencia excelente a la mayoría de productos del petróleo y combustibles y pueden ser compuestos sobre una temperatura de - 65°F a 300°F. El compuesto Nitrilo tiene resistencia excelente a condensación o flujo frío, lágrima y abrasión. No poseen resistencia buena al ozono, la luz del sol o el desgaste.

### **FLUOROCARBONO**

Muchos diseñadores cambian de Nitrilo a Fluorocarbono debido a la combinación superior de resistencia fija a la condensación, propiedades a temperatura altas y amplia resistencia química. Se pueden usar estos compuestos de - 20° a 400°F con exposición intermitente a 600°F.

### **SILICONA**

Las siliconas poseen resistencia excelente a temperaturas extremas. Compuestos de silicona especiales son capaces de funcionar a - 175°F o resistir al calor a 600 °F. Generalmente usada en sellos estáticos debido a sus pobres resistencia y resistencia de la abrasión, se usan compuestos de silicona a menudo para sellar productos médicos, aparatos eléctricos o para servicio continuo en aire seco hasta 400°F.

### **FLUROSILICONA**

Combina las buenas propiedades a altas y bajas temperaturas de silicona, pero con mucha mejor resistencia a una variedad de fluidos. Normalmente se usan en sistemas de combustible de aviones. Su rango de temperatura va - 80°F a 350°F.

## **ETILENO PROPILENO (EPR,EPDM)**

Rango de temperatura excelente para cualquier propósito. Compuestos utilizados apropiados para el manejo de alimentos. Tiene resistencia excelente a Skydrol y otros tipos de fluidos hidráulicos. No recomendado para uso con petróleo, grasas o combustibles.

## **NEOPRENO**

Tiene la combinación única de resistencia al desgaste así como resistencia a lubricantes de petróleo en un rango de temperatura que va de - 65°F a 300°F, Neopreno también tiene buena resistencia a flexión y corte. Normalmente usado para sellar refrigerantes.

## **PERFLUOROELASTOMERO**

El perfluoroelastómero es el miembro más nuevo de la familia fluorocarbonada de los elastómeros. Esta es resistente a una amplia gama de químicos diferentes incluso acetona, lacas, y tolueno. Seals & Packings maneja el perfluoroelastómero bajo la designación PF75. PF75 tiene una temperatura de servicio que va de - 15°F a +400°/ 450°F.

## **POLY SEAL**



**Figura 42 Sección Transversal sello SQB**  
Referencia <http://www.hitechseals.com>

Concepto:

El concepto básico de poly seal de combinar materiales y control de fuerza de sellado ha demostrado ser eficaz en una gama amplia de aplicaciones y ha llevado

al desarrollo de una familia de U-cups cargados basados en principios de sellado que se han desenvuelto en el estado presente de la industria. Cada uno de estos diseños mientras se intercambiaban en muchas aplicaciones, se desarrollaron para satisfacer una necesidad específica de sellado recíprocante. Esta familia incorpora los principios de sellado contorneados sobre la carta de configuración del labio.

Cada una de las configuraciones siguientes está disponible en varios materiales.

### **STANDARD LUBRITHANE POLY SEAL**

El Poly Seal Estándar es el miembro original de la familia y el más extensamente usado. La profundidad del sello (longitud axial) es igual a su ancho radial, lo cual resulta en una forma cuadrada. Éste es el más versátil, se puede usar ampliamente para reemplazar embalajes hidráulicos existentes y/u O-rings sin cambiar el diseño de la pestaña.

### **DEEP POLY SEAL**

El Deep Poly Seal es una modificación del estándar de forma cuadrada. La profundidad de este diseño de sello es aproximadamente 1-1/2 vez la anchura radial. El material agregado en este diseño incrementa grandemente la estabilidad del sello en aplicaciones de alta presión. Naturalmente, la pestaña requerida por este sello tiende a ser más grande que la del sello estándar; sin embargo, es un sello ideal para reemplazar sellos hidráulicos apilados del tipo V- o W o los anticuados embalajes tejidos. Cuando mínimo obstáculo es requerido, el estándar o el deep poly seal deben ser usados.

### **TYPO BY POLY SEAL**

El tamaño global del Tipo B es similar al del Hondo (deep). Este diseño de sello se caracteriza con un labio de sellado inverso-biselado, da por resultado mayor habilidad de la ruptura de la película y aumento de la unidad carga a la superficie

de sellado. Este sello exhibe excelentes características de limpieza. La longitud adicionada de este sello aumenta la estabilidad del sello encima de la estándar y SQB.

### **TYPO SQB POLY SEAL**

El SQB o Tipo B Cuadrado es una adición bastante reciente a la familia. Las dimensiones globales son las mismas del Lubrithane Standar Poly Seal. La característica significativa de este sello (y el Tipo B) es el inverso-biselado de los labios del sello. Este diseño de labio tiene mayor habilidad de la ruptura de la película y aumenta la unidad carga a la superficie de sellado del labio. Como resultado, el SQB exhibe excelentes características de limpieza. También se clasifica según tamaño para reemplazar la mayoría de embalajes hidráulicos existentes y O-rings sin cambiar el diseño de la pestaña.

### **POLY-0**

Además de las varias configuraciones de la Familia Poly Seal también ofrecemos una versión del U-cup cargado que utiliza el O-ring elastomérico. Este diseño es similar al del Polyseal estándar.

Elastómeros y Plásticos de alta tecnología

### **PPDI**

PPDI (Para-Phenylene diisocyanate) es un compuesto de uretano ultra duro premium que estará a la cabeza en muchos tipos de servicios. Macrotech/ Polyseal utiliza este compuesto "ruptura" que designaron como U1027. Tiene ventajas sobre materiales estándar y de alta temperatura en propiedades de condensación así como en otras áreas y tiene fuerza de tensión más alta y mayor modulo para resistencia a la extrusión.

Se puede usar U1027 a temperaturas tan altas como 300°F intermitente y 275°F continuo. Proporciona dureza, fuerza y resistencia a la abrasión en aplicaciones de sellado que previamente requirieron materiales fluorocarbono u otros elastómeros

de menores esfuerzos mientras tiene casi dos veces la resiliencia de otros uretanos (64% rebote). Sellos en servicios de alta energía tal como taladrados de piedra y aparatos supresores de choque pueden ser dañados por calor interior generado debido a acción mecánica. U1027 retorna energía en lugar de absorberla, evitando daños por incremento de temperatura en servicio.

### **2.3.2 VAKO SEALS**

#### **ACRILONITRILO BUTADIENO CAUCHO (NBR):**

Este polímero que normalmente está referido como Nitrilo o Buna-N es un copolímero de Butadieno y Acrilonitrilo. Se diferencian basándose en el porcentaje de Acrilonitrilo limitado (ACN) contenido en el polímero. Polímeros de bajo ACN tienen buena flexibilidad a temperaturas bajas, resistencia a la condensación y buenas propiedades elásticas, pero resistencia moderada a aceites y combustibles. Con el contenido de ACN incrementado, la resistencia a aceites minerales, combustibles y grasas se incrementa, pero propiedades tal como flexibilidad a baja temperatura, resistencia a la condensación y elasticidad se deterioran. Polímeros de ACN medio exhiben buen equilibrio de todas las propiedades precedentes. El rango de temperaturas de servicio normales de estos va de - 25°C a 120°C.

Los compuestos VAKO NBR son satisfactorios para una amplia gama de aplicaciones que incluyen:

- ✓ Compuestos para aplicaciones de temperatura tan baja como - 45°C
- ✓ Compuestos para aplicaciones de temperatura tan alta como 130°C
- ✓ Compuestos con muy baja condensación
- ✓ Compuestos para aplicaciones alimenticias
- ✓ Compuestos para aplicaciones de propósitos generales

### **POLICLOROPRENO CAUCHO (CR):**

Se basa este polímero en 2-cloro- 1,3 butadieno y normalmente es llamado Neopreno. Las características principales de este son retardo de la llama, propiedades al envejecimiento excelentes al ozono y ambientes húmedos junto con resistencia a abrasión y fatiga.

El Policloropreno exhibe buena resistencia a aceites minerales con alto punto de anilina, grasas, refrigerantes y agua.

Los compuestos VAKO CR incluyen:

Compuestos para aplicaciones de alta fricción.

Compuestos con excelente resistencia a al agrietamiento por flexión.

Compuestos para aplicaciones de propósitos generales.

### **ETILENO PROPILENO DIENO CAUCHO (EPDM):**

Este polímero es un terpolímero de etileno, propileno y unos Dieno como el termonómero. Las partes moldeadas y sellos de EPDM tienen resistencia buena a: Ozono, envejecimiento y desgaste, Agua y vapor, Acido diluido, alkalies, ketones, alcoholes y medios polares orgánicos. Fluidos hidráulicos basados en éster fosfatos.

Las temperaturas de servicio normales de este polímero son de - 40°C a +135°C

Los compuestos VAKO EPDM incluyen:

- ✓ Compuestos con alto módulo y baja condensación.
- ✓ Compuestos para aislamientos eléctricos.
- ✓ Compuestos para contacto con agua potable.
- ✓ Compuestos para aplicaciones a temperaturas mayores a 160°C.
- ✓ Compuestos para aplicaciones de propósitos generales.

### **POLIACRÍLICO CAUCHO (ACM):**

Este polímero es un co-polímero de Etil acrilato o Butil acrilato y una cantidad pequeña de monómero que facilita la vulcanización. El ACM tiene excelente resistencia al calor, aceites hidrocarburos, aceites minerales, oxidación y ozono, pero resistencia pobre al agua, vapor, ácidos y álcalis.

La temperatura de servicio normal del ACM es de - 25°C a 175°C. Etileno Acrilato caucho (EAM):

Este terpolímero de Etileno, acrilato de Metilo y un monómero cura normalmente es llamado Vamac®.

Este polímero tiene mejor resistencia al calor que el ACM. Otras propiedades incluyen buena flexibilidad a baja temperatura, resistencia buena al desgaste, luz del sol, oxígeno, ozono y resistencia a la llama buena. Tiene buena resistencia a la parafina basada en aceites minerales, agua y refrigerantes.

La temperatura de servicio normal del AEM es de - 40°C a 175°C. Silicona cauchos (VMQ, PVMQ):

Éstos son siloxanes poli órgano de peso molecular alto. VMQ tiene ambos grupos sustituyentes Vinilo y Metilo en la cadena del polímero, mientras PVMQ tiene un grupo sustituyente adicional Fenyl en la cadena del polímero.

Estos polímeros tienen excelente flexibilidad al frío así como alta resistencia térmica. Tienen excelentes propiedades di-eléctricas y resistencia muy buena al ataque por oxígeno, ozono y luz del sol. Ellos sin embargo tienen resistencia moderada a los aceites minerales. La propiedad más admirable de este polímero es su amplio rango de temperatura de servicio que va de - 65°C a 250°C.

El compuesto de silicona VAKO incluye:

- ✓ Compuestos para aplicaciones a temperatura mayores a 300°C.
- ✓ Compuestos para aplicaciones de temperatura tan baja como -120°C.
- ✓ Compuestos con muy baja condensación.
- ✓ Compuestos transparentes.
- ✓ Compuestos con resistencia al aceite buena.

- ✓ Compuestos para aplicaciones médicas.
- ✓ Compuestos para aplicaciones generales.

### **FLUROSILICONA (FVMQ):**

FVMQ tiene una estructura de polímero similar como la del VMQ y tiene un grupo sustituyente adicional Fluoruro en la cadena del polímero. Estos polímeros tienen muy buena resistencia a combustibles, aceites y solventes además de las propiedades regulares de las siliconas. Se usan para aplicaciones especiales.

### **FLUOROCARBONO CAUCHO (FKM):**

Se usa este rango versátil de polímeros, que normalmente es llamado Viton®, para un inmenso rango de aplicaciones de sellado debido a su resistencia a un espectro amplio de químicos y aceites y una gama amplia de temperaturas. Los tipos co-polímero de FKM son co-polímeros de Hexa fluoropropileno (HFP) y Vinylidene difluoride (VF2) (Contenido de Fluorine ■ 65-66%) Mientras los terpolímeros tienen Tetra fluoroetileno (TFE) como el Termonómero (Contenido de Fluorine ■ 67-71%). Unos terpolímeros tienen un monómero adicional que se usa para aplicaciones muy especiales.

FKMs exhiben excelente resistencia a aceites minerales, combustibles, vapor, alcoholes, combustibles con contenido de alcohol, alifáticos e hidrocarburos aromáticos. La resistencia química y resistencia al aceite mejoran con el incremento del volumen de fluorine. Sin embargo los tipos co-polímero de FKM le dan mejor resistencia a la condensación. Las temperaturas de servicio normales para FKM son de - 20°C a 250°C.

Los compuestos VAKO FKM se usan para un amplio rango de aplicaciones que incluyen:

- ✓ Compuestos con muy baja condensación.
- ✓ Compuestos para aplicaciones dinámicas de sellado a temperatura alta (hasta 275°C).

- ✓ Compuestos para aplicaciones a baja temperatura (hasta - 35oC)
- ✓ Compuestos para aplicaciones de propósitos generales.

#### **TETRAFLUOROETILENO CO-POLÍMEROS DE PROPILENO (TFE/ P):**

Éste es un co-polímero de Tetra fluoro etileno y propileno. Muestra mucha mejor resistencia que FKM en cáusticos de pH altos, soluciones de Salmuera, aceites de motor aminos, refrigerantes de motores, fluidos de manejo de potencia, inhibidores de la corrosión y radiación gamma. También exhibe menos sensibilidad a cambios químicos en el ambiente. Tienen buenas propiedades de aislamiento eléctrico. Las temperaturas de servicio normales de este polímero son de - 10°C a 280°C.

Los compuestos VAKO TFE/ P van en varias aplicaciones especiales que incluyen automotores, Campo de lubricación, ambientes aeroespaciales e industriales.

#### **POLIETILENO CLORO SULFATADO (CSM):**

Este polímero basado en polietileno tiene grupos clorine y grupos clorosulfatados laterales en la cadena principal. Normalmente es llamado HYPALON®.

Vulcanizado este polímero tiene resistencia muy buena a arder, al calor, al ozono y al desgaste.

También tienen buena resistencia a hinchazón en agua caliente, vapor, ácidos, bases, cetonas, medios polares orgánicos y medios de oxidación. Las temperaturas de servido normales de este polímero van de - 20°C a 150°C.

#### **ETILENO ÓXIDO- EPICLOROHYDRIN CAUCHO (ECO):**

Éste es un co-polímero de Epiclorohydrin y Etileno óxido. ECO vulcanizado tiene muy baja permeabilidad a gases y resistencia buena al desgaste y ozono. Exhiben buena resistencia a los aceites minerales, grasas, grasas vegetales, hidrocarburos alifáticos, petróleo y agua. La temperatura de servicio normal del polímero va de - 40°C a 150°C. Nitrilo Carboxylado Caucho (XNBR):

Éstos son terpolímeros de butadieno, acrylonitrilo y ácido metacrilato. Como estos polímeros tienen grupos carboxílicos ácidos laterales son llamados Nitrilo Carboxylado caucho.

Productos moldeados de XNBR tienen esfuerzos de tensión muy alta, fuerza de corte y sobre todo mejor resistencia a la abrasión que NBR.

Las temperaturas normales de estos polímeros van de -25°C a 120°C.

### **NITRILO HIDROGENADO CAUCHO (HNBR O HSN):**

La eliminación de ataduras dobles de la cadena del polímero NBR, parcial o completamente por hidrogenación da caucho Nitrilo Hidrogenado.

Estos polímeros han mejorado mucho la resistencia al calor que el NBR (la resistencia al calor depende del grado de hidrogenación). HNBR tiene resistencia sobresaliente al calor, ozono, desgaste, aceites minerales, aceites crudos con aminos, combustibles, grasas, hidrocarburos alifáticos y químicos industriales. HNBR tiene propiedades muy buenas mecánicas y resistencia excelente al desgaste. Las temperaturas de servicio normales de estos polímeros son - 30°C a 150°C.

Los compuestos VAKO HNBR incluyen:

- ✓ Compuestos con muy baja condensación.
- ✓ Compuestos para aplicaciones a baja temperatura (hasta - 40oC)
- ✓ Compuestos para aceite de aplicaciones de taladrado.

### **BUTIL CAUCHO (IIR), CLORO CAUCHO DE BUTIL (CIIR), BROMO CAUCHO DEL BUTIL (BIIR):**

Estos polímeros principalmente constan de isobutileno con una cantidad pequeña de isopreno. Los elastómeros IIR tienen baja permeabilidad a gases y resistencia buena al ozono y al desgaste. Tienen resistencia buena a los fluidos basados en ácidos básicos, glicoles y vapor.

Los butiles halogenados (CIIR& BIIR) exhiben más baja permeabilidad al gas, mejor resistencia al ozono, a químicos de desgaste y sobre todo mejor resistencia al calor mejor que IIR.

Las temperaturas de servicio normales de estos polímeros son 40°C a 145°C.

### **ESTIRENO BUTADIENO CAUCHO (SBR):**

Éste es un copolímero de Butadieno y Estireno. Este polímero de propósitos generales tiene buena resistencia a orgánico diluido y en ácidos orgánicos, agua, alcoholes y fluidos de freno.

Las temperaturas de servicio normales de este polímero van de - 40°C a 110°C.

### **POLIURETANOS (AU):**

Éstos materiales orgánicos de alto peso molecular tienen un número grande de grupos uretano (NH-C-OO). El poliéster poliuretano es llamado AU.

Las propiedades generales de estos materiales son:

Propiedades mecánicas altas, resistencia a la abrasión excelente y flexibilidad buena.

Resistencia muy buena al ozono y a la oxidación.

Resistencia buena a aceites minerales, grasas e hidrocarburos alifáticos.

Las temperaturas de servicio normales de estos polímeros son - 30°C a 80°C.

### **POLIURETANOS TERMOPLÁSTICOS (TPU):**

Esta variedad de poliuretanos da la fuerza de tensión más alta entre los poliuretanos y es termoplástico en naturaleza. Llenan el vacío entre elastómeros convencionales y termoplásticos.

La resistencia a la abrasión de estos materiales es excelente y tienen mucho mejor capacidad de presión de carga que los elastómeros convencionales. Los componentes de TPU no se rajan a pesar de repetidos torcimientos y tiene mejor mucho resistencia al impacto que termoplásticos convencionales. Tienen

resistencia muy buena al envejecimiento por desgaste, al ozono, oxidación, agua, aceites minerales, combustibles de motor, fluidos hidráulicos y solventes.

La temperatura de servicio normal de estos materiales es de - 15°C a 120°C.

### **POLI TETRA FLUORO ETILENO (PTFE):**

Este homopolímero de tetra fluoro etileno es también normalmente conocido como Teflon®. Este material no elástico tiene muchas propiedades sobresalientes. Su resistencia química es superior a cualquier otro termoplástico o elastómero y tiene excelente resistencia a hinchazón en casi todos los medios conocidos. Este material no tóxico tiene bajo coeficiente de fricción y no es inflamable. Sus propiedades de aislamiento eléctrico también son sobresalientes.

El rango de la temperatura del servicio va de - 270°C a 260°C. VAKO proporciona varios PTFE componentes, así como PTFE Heno de grafito, fibra de vidrio, carbono y componentes bronce según la aplicación.

### **POLI [OXIMETILENO] (POM):**

También se le llama Poli acetal a este material termoplástico. Este material debido a sus buenas rigidez, dureza y fuerza tiene la habilidad de tomar cargas muy altas. En ciertas aplicaciones puede reemplazar partes metálicas como latón y aluminio. También exhibe estabilidad dimensional mejor que otros termoplásticos en condición húmeda debido a su muy baja absorción del agua.

Temperaturas de servicio normales de este material van de - 40°C a 140°C.

### **NILON:**

Se usa esta familia de termoplásticos ampliamente para propósitos de anti-extrusión y otras aplicaciones de sello. El Nilón es resistente a varios fluidos hidráulicos basados en petróleo y éster fosfato.

Temperaturas del servicio normales son - 50°C a 120°C.

### 3. ANÁLISIS PARA DIMENSIONAR EL ACUMULADOR

#### 3.1 VELOCIDAD DEL VÁSTAGO.

La velocidad de extensión del vástago depende de la rapidez con que se llene de líquido el volumen detrás del embolo. La velocidad de vástago suele medirse en unidades de pie por minuto o centímetro por segundo.

$$v = \frac{Q_B}{A_p} \quad (3.1)$$

Dónde:

$v$  = velocidad del cilindro

$Q_B$  = caudal de la bomba

$A_p$  = area transversal del piston

#### 3.2 FUERZA EJERCIDA POR EL CILINDRO DURANTE LA EXTENSIÓN DEL VÁSTAGO.

La fuerza desarrollada por el cilindro durante la extensión del vástago es provocada por la presión hidráulica que actúa sobre el área mayor efectiva del embolo en el interior del cilindro. Dicha fuerza puede calcularse por la siguiente ecuación:

$$\text{fuerza} = \text{presión} * \text{área} \quad (3.2)$$

El análisis para el acumulador se hace desde el punto de vista del gas.

Dónde:

$p_1$  = presión de llenado del gas.

$p_2$  = presión de servicio mínima.

$p_3$  = presión de servicio máxima.

$V_1$  = volumen efectivo de gas.

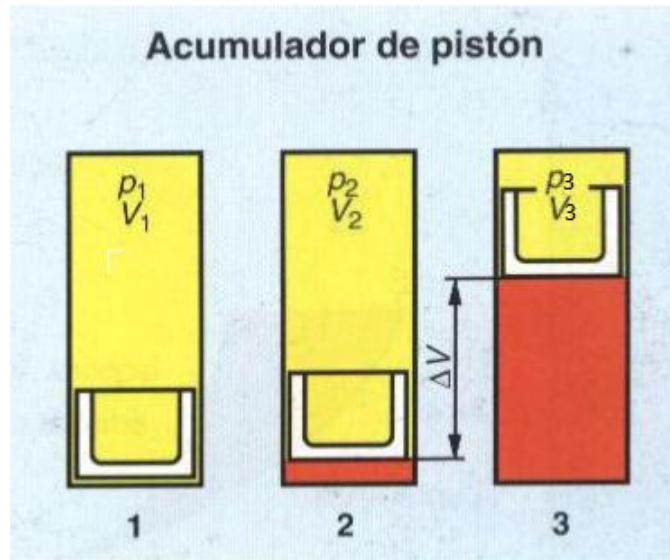
$V_2$  = volumen de gas con  $p_2$ .

$V_3$  = volumen de gas con  $p_3$ .

$\Delta V$  = volumen útil.

$e$  = relación de presiones

$\beta$ : numero de veces el volumen de la entrega, para el volumen del acumulador



**Figura 43 Estados de precarga, servicio máximo y servicio mínimo para un acumulador hidroneumático**

**Referencia Fundamentos y componentes de la oleo-hidráulica, Rexroth**

Debido a que los acumuladores hidroneumáticos utilizan gas comprimido para mantener la presión del líquido, las propiedades del gas afectan el funcionamiento del acumulador. El comportamiento del gas se puede determinar por medio de la siguiente ecuación:

$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k = p_3 v_3^k \quad (3.3)$$

Para un cambio de estado adiabático,  $k = 1.2$

Para un cambio de estado isoentropico,  $k = 1.4$

Para el cálculo y la determinación del tamaño adecuado del acumulador, se usa la siguiente formula general para su dimensionamiento:

$$V_1 = \frac{\Delta V \left( \frac{p_3}{p_2} \right)}{e \left[ \left( \frac{p_3}{p_2} \right)^{1/k} - 1 \right]} \quad (3.4)$$

$$e = \frac{p_1}{p_2} \quad (3.5)$$

El volumen efectivo de gas se puede calcular por medio de la siguiente ecuación:

$$V_1 = \beta * \Delta V \quad (3.6)$$

### 3.3 PREDICCIÓN DE LA FALLA PARA UN ESTADO MULTIAXIAL DE ESFUERZO.

Un estado multiaxial de esfuerzo puede ser un estado de esfuerzo biaxial o triaxial. En la práctica, es difícil concebir experimentos para cubrir cada combinación posible de esfuerzos críticos, porque cada prueba es cara y se requiere un número muy grande de ellas. Por lo tanto se necesita una teoría que compare los esfuerzos normales y cortantes  $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{xz}$  con el esfuerzo uniaxial, para lo cual es difícil obtener información experimental. A continuación se presenta una teoría de predicción de falla, para un estado multiaxial, suponiendo carga estática.

#### 3.3.1 TEORÍA DE LA ENERGÍA DE DISTORSIÓN.

La teoría de la energía de distorsión (DET por sus siglas en ingles), también conocida como **criterio de Von Mises**, postula que la falla es causada por la energía elástica asociada con la deformación por cortante. Esta teoría es válida para materiales dúctiles y predice la influencia bajo cargas combinadas con mayor exactitud que cualquier otra teoría reconocida.

La DET se puede derivar matemáticamente en una variedad de formas; pero una de las más directas es usar el concepto de los esfuerzos octaédricos. El esfuerzo cortante octaédrico producido por una tensión uniaxial ( $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$ ) es:

$$\tau_{oct} = \frac{\sqrt{2}}{3} \sigma_1 \quad (3.7)$$

El esfuerzo octaédrico máximo ocurre en:

$$(\tau_{oct})_{limite} = \frac{\sqrt{2}}{3} \sigma_e \quad (3.8)$$

Donde

$\sigma_e =$  *esfuerzo de Von Mises*

Para un estado de esfuerzos triaxial

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{\frac{1}{2}} \quad (3.9)$$

Para un estado de esfuerzos biaxial, suponiendo  $\sigma_3 = 0$

$$\sigma_e = (\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 * \sigma_2)^{\frac{1}{2}} \quad (3.10)$$

De esta forma, la DET predice la falla si

$$\sigma_e = \frac{S_y}{N} \quad (3.11)$$

Donde

$s_y =$  *esfuerzo de fluencia del material*

$N =$  *factor de seguridad*

### 3.4 EFECTOS DE PRESURIZACIÓN

A continuación se muestran los cilindros de pared delgada y los de pared gruesa con presión interna y externa. El material en esta sección se utiliza en un rango amplio de aplicaciones, algunas de las cuales son:

- Recipientes a presión cargados interna y/o externamente.
- Tanques de almacenamiento.
- Cañones de pistolas.
- Cilindros hidráulicos y neumáticos.
- Tuberías de transmisión.

Se debe hacer una distinción entre los cilindros de pared delgada y los cilindros de pared gruesa. Cuando el diámetro interior del cilindro  $d_i$  es 40 veces más grande que su espesor  $t_h$ , se puede usar con seguridad el análisis de pared delgada. Por razones más pequeñas de los diámetros interiores de los cilindros con el espesor, se debe usar el análisis de pared gruesa. Expresando matemáticamente lo anterior se obtiene:

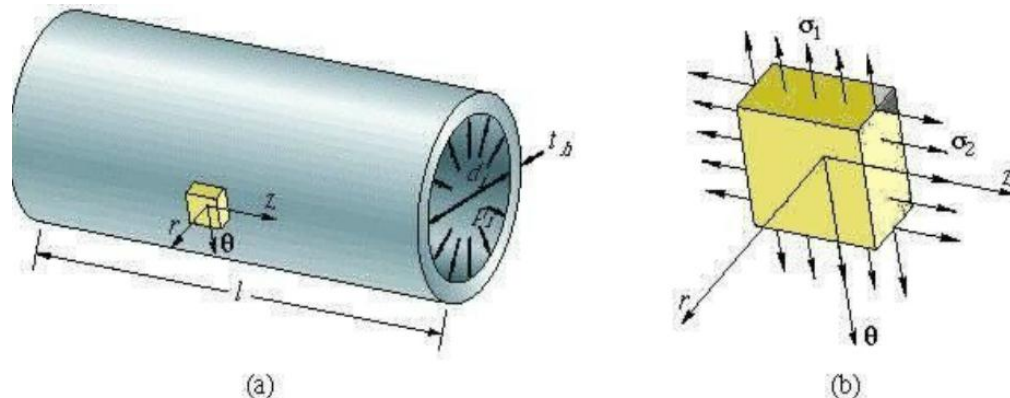
$$\frac{d_i}{t_h} > 40 \rightarrow \text{cilindros de pared delgada} \quad (3.12)$$

$$\frac{d_i}{t_h} < 40 \rightarrow \text{cilindros de pared gruesa} \quad (3.13)$$

El análisis de pared delgada es más exacto a medida que  $\frac{d_i}{t_h}$ , se incrementa. La razón que se indica en la ecuación (3.12) se debe respetar. Pero la ecuación (3.13) puede ser válida para un rango mayor que el establecido.

### 3.4.1 CILINDROS DE PARED DELGADA

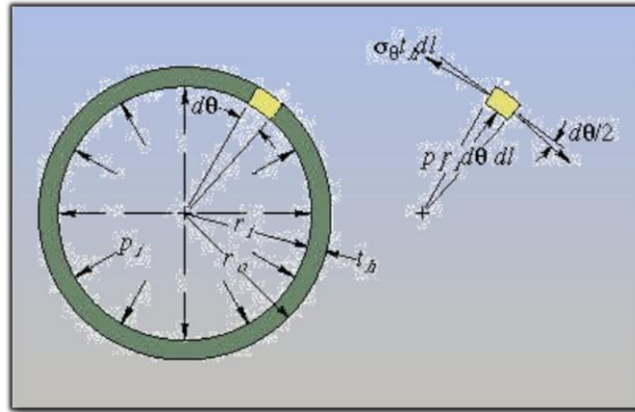
En la figura 44.a se muestra un cilindro de pared delgada sujeto a presión interna  $p_i$ . En la figura también se muestra el diámetro interno del cilindro  $d_i$  y el espesor  $t_h$ . Se supone que el esfuerzo es uniforme a través de la pared. El esfuerzo radial es pequeño en relación con el esfuerzo circunferencial porque  $\frac{t_h}{d_i} \ll 1$ . De esta forma, se puede considerar un elemento pequeño en esfuerzos principales como se indica en la figura 44.b.



**Figura 44 cilindro de pared delgada internamente presurizado**  
Referencia elementos de máquinas Hamrock

La vista frontal del cilindro que se observa en la figura 45, muestra la fuerzas que actúan sobre un elemento pequeño debido a la presurización interna. Este elemento también tiene una longitud  $dl$  en dirección hacia afuera de la hoja de papel. La suma de las fuerzas en la dirección radial da

$$p_i r_i d\theta dl = 2\sigma_{\theta, prom} \sin\left(\frac{d\theta}{2}\right) t_h dl$$



**Figura 45 Vista frontal de un cilindro de pared delgada internamente presurizado  
Referencia elementos de máquinas Hamrock**

Los esfuerzos para un cilindro de pared delgada son

$$\text{esfuerzo radial } \sigma_r = 0 \quad (3.14)$$

$$\text{esfuerzo circunferencial } \sigma_\theta = \frac{p_i r}{t_h} \quad (3.15)$$

$$\text{esfuerzo axial } \sigma_z = \frac{p_i r}{2t_h} \quad (3.16)$$

De esta forma, el esfuerzo circunferencial (de aro) es dos veces el esfuerzo axial.

Los esfuerzos principales para los cilindros de pared delgada son:

$$\sigma_1 = \sigma_\theta = \frac{p_i r}{t_h} \quad (3.17)$$

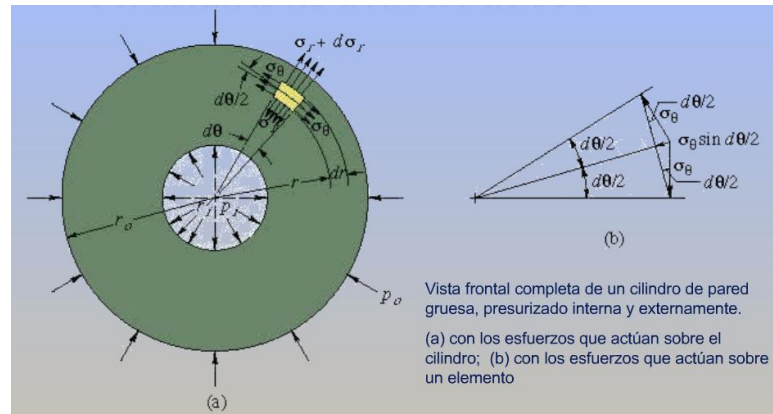
$$\sigma_2 = \sigma_z = \frac{p_i r}{2t_h} \quad (3.18)$$

### 3.4.2 CILINDROS DE PARED GRUESA

En la sección anterior se determinó que si las paredes del cilindro son delgadas, el esfuerzo circunferencial o de aro  $\sigma_\theta$  se puede suponer que es uniforme a través del espesor de la pared. Esta suposición no se puede hacer en los cilindros de pared gruesa.

En la figura 46 se muestra un cilindro de pared gruesa cargado radialmente, sujeto a una presión interna  $p_i$  y a una presión interna  $p_o$ . Como el cuerpo y la carga son simétricos con respecto al eje, no se presentan los esfuerzos cortantes en la

direcciones circunferencial y radial , y solo actúan sobre el elemento los esfuerzos normales  $\sigma_\theta$  y  $\sigma_r$ . La carga es bidimensional; por lo tanto, solo estarán involucrados esfuerzos planos. Si se superpone una carga axial (ecuación 3.16) solo se cambia el tercer esfuerzo principal de cero a  $\sigma_z$ . Recuerde que la ecuación 3.16 es válida sin considerar el espesor del cilindro.



**Figura 46 Vista frontal completa de un cilindro de pared gruesa, presurizado interna y externamente**

**Referencia elementos de máquinas Hamrock**

En la figura 47 se presenta un elemento cilíndrico polar antes y después de la deformación. Los desplazamientos radial y circunferencial (de aro) están dados por  $\delta_r$  y  $\delta_\theta$ , respectivamente.

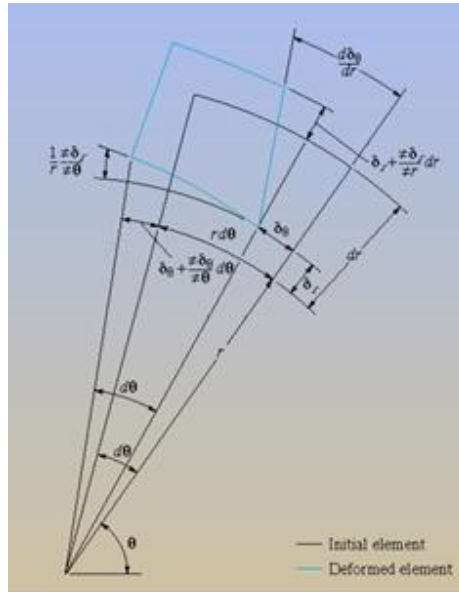


Figura 47 Elemento cilíndrico polar antes y después de la deformación  
Referencia elementos de máquinas Hamrock

Los esfuerzos para un cilindro de pared gruesa son:

$$\sigma_r = \frac{p_i r_i^2 - p_o r_o^2 + (p_o - p_i) \left(\frac{r_o r_i}{r}\right)^2}{r_o^2 - r_i^2} \quad (3.19)$$

$$\frac{d\sigma_r}{dr} = -\frac{2(p_o - p_i)(r_o r_i)^2}{r^3(r_o^2 - r_i^2)} \quad (3.20)$$

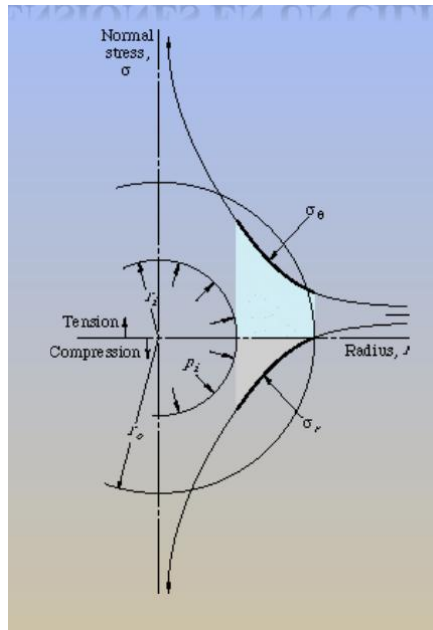
$$\sigma_\theta = \frac{p_i r_i^2 - p_o r_o^2 - \left(\frac{r_o r_i}{r}\right)^2 (p_o - p_i)}{r_o^2 - r_i^2} \quad (3.21)$$

### 3.4.2.1 PRESURIZADOS INTERNAMENTE

Si, como en muchas aplicaciones, la presión exterior  $p_o$  es cero, las ecuaciones 3.19 y 3.20 se reducen a:

$$\sigma_r = \frac{p_i r_i^2 \left[1 - \frac{r_o^2}{r^2}\right]}{r_o^2 - r_i^2} \quad (3.22)$$

$$\sigma_\theta = \frac{p_i r_i^2 \left[1 + \frac{r_o^2}{r^2}\right]}{r_o^2 - r_i^2} \quad (3.23)$$



**Figura 48 Cilindro de pared gruesa internamente presurizado, que muestra los esfuerzos circunferencial y radial para varios radios. Referencia elementos de máquinas Hamrock**

En la figura 48. Se muestran los esfuerzos radial y circunferencial en un cilindro presurizado internamente. El esfuerzo circunferencial es de tensión y el esfuerzo radial es de compresión. Los esfuerzos máximos ocurren en  $r = r_i$  y son:

$$\sigma_{r,max} = -p_i \quad (3.24)$$

$$\sigma_{\theta,max} = p_i \left[ \frac{r_o^2 + r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \right] \quad (3.25)$$

Las deformaciones unitarias circunferenciales para presurización interna evaluadas en la localización del esfuerzo máximo son:

$$\varepsilon_{\theta} = \frac{\delta_r}{r_i} = \frac{p_i}{E} \left[ \frac{r_o^2 + r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} + \gamma \right] \quad (3.26)$$

Dónde:

$\gamma =$  razón de poisson del material

El desplazamiento radial es hacia afuera:

$$\delta_r = \frac{p_i r_i}{E} \left[ \frac{r_o^2 + r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} + \gamma \right] \quad (3.27)$$

### 3.5 UNIONES ROSCADAS

La unión roscada es un sistema de unión desmontable basado en la combinación de dos piezas, una de las cuales (habitualmente llamada tornillo, perno o esparrago) se ha labrado una rosca helicoidal por el exterior y en la otra (habitualmente llamada tuerca) una rosca helicoidal complementaria por el interior. Para realizar la unión hay que girar el tornillo respecto a la tuerca alrededor del eje de la hélice. Las dimensiones que se tienen en cuenta en una unión roscada son:

**Paso** es la distancia desde el punto sobre el filete hasta el punto correspondiente sobre el filete adyacente, medida paralelamente al eje.

**Avance** es la distancia que avanzaría el tornillo relativa a la tuerca en una rotación. Para un tornillo de rosca sencilla, el avance es igual al paso. Para un tornillo de rosca doble, el avance es el doble del paso.

**El ángulo de la hélice  $\alpha$**  está relacionado con el avance y el radio medio  $r_m$  por la ecuación

$$\tan \alpha = \frac{\text{avance}}{2\pi r_m} \quad (3.28)$$

En algunos casos se usará el ángulo  $\theta_n$  que mide la pendiente del perfil de la rosca en la sección normal. Está relacionado con el ángulo  $\theta$  en la sección axial al ángulo como sigue:

$$\tan \theta_n = \tan \theta \cos \alpha \quad (3.29)$$

Nota. Cuando aparece  $\cos \theta_n$  en las ecuaciones que siguen, se reemplaza con frecuencia por  $\cos \theta$ . Esto da una ecuación aproximada pero, para los valores normalmente pequeños de  $\alpha$ , no introduce error apreciable.

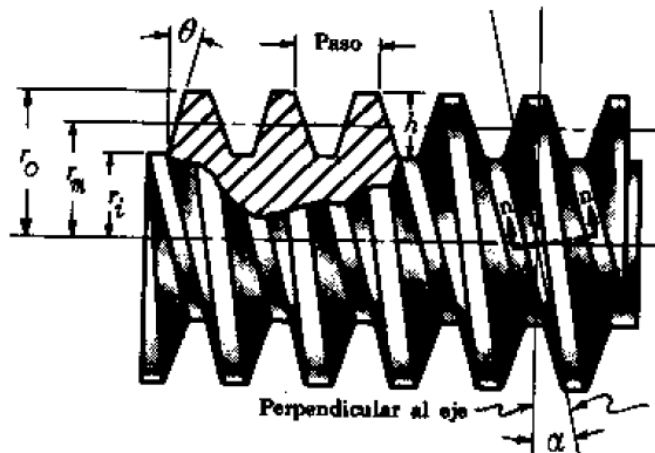


Figura 49 Terminología de las roscas de los tornillos  
Referencia diseño de maquinas Shaum

### 3.5.1 MOMENTO DE GIRO Y CARGA AXIAL

El momento y la carga axial están relacionados entre sí mediante la siguiente ecuación para el avance y la carga:

$$T = W \left[ r_m \left( \frac{\tan \alpha + f / \cos \theta_n}{1 - f \tan \alpha / \cos \theta_n} \right) + f_c r_c \right] \quad (3.30)$$

Donde

$T$  = Momento aplicado para girar el tornillo o la tuerca.

$W$  = Carga paralela al eje.

$r_m$  = Radio medio de la rosca.

$r_c$  = Radio efectivo de la superficie de rozamiento contra la que se apoya la carga.

$f$  = Coeficiente de rozamiento entre las roscas del tornillo y la tuerca.

$f_c$  = Coeficiente de rozamiento en el collar.

$\alpha$  = Ángulo de la hélice de la rosca en el radio medio.

$\theta_n$  = Ángulo entre la tangente al perfil del diente.

### 3.5.2 ESFUERZOS DE LA ROSCA

Este se calcula considerando que la rosca es una viga en voladizo proyectada desde el núcleo como se observa en la figura 50. La carga sobre la viga se toma como la carga axial del tornillo  $W$ , concentrada en el radio medio, esto es en la mitad de la altura  $H$  de la rosca con estas hipótesis el esfuerzo en la base de la rosca es muy aproximadamente:

$$\sigma_x = \frac{3 W h}{2 \pi n r_m b^2} \quad (3.31)$$

Dónde:

$\sigma_x$  = Esfuerzo de flexión en la base de la rosca

$W$  = Carga axial

$H$  = Altura de la rosca

$n$  = Numero de hilos de la rosca sometidos a la carga

$r_m$  = Radio medio de la rosca

$b$  = Ancho de la sección de la rosca en el nucleo

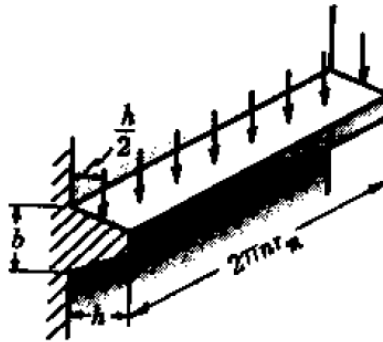


Figura 50 Esfuerzo de cortante transversal medio.  
Referencia diseño de maquinas Shaum

$$\tau_{xy} = \frac{W}{2 \pi n r_m b} \quad (3.32)$$

La imagen de los esfuerzos en la unión de la rosca y el núcleo es realmente muy complicada, y las expresiones anteriores son apenas aproximaciones que sirven como guías en el diseño.

### 3.5.3 PRESIÓN DE CONTACTO

La presión de contacto entre las superficies del tornillo puede ser un factor crítico en el diseño. Esta dada aproximadamente por

$$P = \frac{W}{2 \pi n r_m h} \quad (3.33)$$

Este cálculo es bajo porque las holguras entre la raíz y la cresta de las roscas interna y externa significa que la carga no es soportada sobre la profundidad total  $h$ , además, la carga nos está distribuida uniformemente sobre la longitud de la rosca.

### 3.5.4 LONGITUD REQUERIDA PARA EL ROSCADO

Puede calcularse suponiendo que cada vuelta de la rosca soporta una parte de la carga resultante  $W$ .

La resistencia de la rosca de la tapa en tracción debe ser igual a la resistencia de la rosca del cilindro en corte.

st esfuerzo a tracción

ss esfuerzo de corte

- Para la rosca de la tapa en tracción  $W = \frac{1}{4} \pi d_r^2 s_t$  (3.34)

- Para la rosca en corte del cilindro  $W = \pi d_r l_{ros} s_s$  (3.35)

Para materiales dúctiles entonces  $s_s = \frac{1}{2} s_t$

Entonces:  $\frac{1}{4} \pi d_r^2 = \frac{\pi}{2} d_r l_{ros}$  o  $l_{ros} = \frac{1}{2} d_r$  (3.36)

## **4. DISEÑO DEL ACUMULADOR TIPO PISTÓN.**

El diseño del acumulador comprende varios elementos como el cilindro, las tapas, el pistón y la estructura soporte, diseñados apropiadamente y arreglados para trabajar en conjunto como una unidad. Las decisiones fundamentales concernientes a la carga, y a la selección de materiales se tomaron durante el diseño de cada componente. También fue necesario considerar otros factores como la resistencia, confiabilidad, deformación, costo y necesidades de espacio. El objetivo no fue únicamente producir un acumulador lo suficientemente resistente para funcionar con eficiencia durante un tiempo razonable, sino que también fuera posible de realizar económicamente

Para llevar a cabo el diseño del acumulador hidráulico tipo pistón, se partió de los requisitos exigidos para alcanzar la velocidad deseada durante la carrera del actuador y la disponibilidad de potencia instalada en el banco de malacate. . El análisis realizado para el diseño de cada uno de los componentes del acumulador, se hizo únicamente bajo el criterio de carga estática, debido a que este va a funcionar durante ciclos de trabajo muy cortos.

### **4.1 PARÁMETROS DE DISEÑO**

Para calcular el acumulador más apropiado para esta aplicación, fue necesario tener definidos los siguientes parámetros:

- ✓ Se desea construir un acumulador hidroneumático tipo pistón.
- ✓ El acumulador se va a incorporar en un circuito hidráulico, con un cilindro de 5 in de diámetro interno, una carrera de 20 in, que durante su carrera trabaja con una carga que exige entre 1000-2000 psi.
- ✓ El acumulador debe incrementar cuatro veces la velocidad nominal del actuador (1.366 cm/seg).
- ✓ Las características del banco de malacate son: presión máxima de 2200 psi y caudal de 3 GPM.

El análisis estructural de los elementos que conforman el acumulador hidroneumático, se realizó por medio de modelos matemáticos aplicables a cada uno de ellos y algunos de ellos fueron corroborados en el software solidworks 2010 (SIMULATION).

#### 4.2 DIMENSIONAMIENTO DE ACUMULADOR HIDRONEUMÁTICO.

Para realizar el dimensionamiento del acumulador, lo primero que se realizó fue calcular la velocidad que aproximadamente se obtiene con la bomba que entrega 3 GPM en el cilindro.

$v_{cil'}$  = Velocidad del cilindro sin el acumulador.

$Q_B$  = Caudal de la bomba.

$A_p$  = Area transversal del piston.

$D_p'$  = Diametro pistón del actuador.

De la ecuación 3.1 se tiene que:

$$v_{cil'} = \frac{Q_B}{A_p}$$

Dónde:

$$D_p' = 5 \text{ in}$$

$$Q_B = 3 \text{ GPM} = 189,343 \frac{\text{cm}^3}{\text{seg}}$$

$$v_{cil'} = \frac{189,343 \frac{\text{cm}^3}{\text{seg}}}{\frac{\pi}{4} * (5 * 2.54)^2} = 1.49 \frac{\text{cm}}{\text{seg}}$$

Para aumentar cuatro veces la velocidad nominal del cilindro se tiene que:

$$v_{cil} = 4 v_{cil'}$$

$v_{cil}$  = velocidad del cilindro con el acumulador.

$$v_{cil} = 4 * 1.49 \frac{\text{cm}}{\text{seg}} = 5.978 \frac{\text{cm}}{\text{seg}}$$

Luego se calcula el tiempo de descarga del acumulador por medio de la siguiente ecuación:

$$t_{desc} = \frac{carrera}{v_{cil}}$$

Dónde:

$t_{desc}$  = tiempo de descarga del acumulador

= tiempo en el cual el actuador avanza su carrera

$$carrera = 18 \text{ in} = 50.8 \text{ cm}$$

$$t_{desc} = \frac{50.8 \text{ cm}}{5.978 \frac{\text{cm}}{\text{seg}}} = 8.49 \text{ seg}$$

El caudal que llega al cilindro hidráulico es igual a la suma del caudal de la bomba y del acumulador:

$Q_{cil}$  = caudal del cilindro

$Q_{acum}$  = caudal del acumulador

$$Q_{cil} = Q_B + Q_{acum}$$

De la ecuación anterior obtenemos que:

$$Q_{acum} = Q_{cil} - Q_B$$

Dónde:

$$Q_{cil} = v_{cil} A_p$$

Entonces

$$Q_{acum} = \left( 5.978 \frac{\text{cm}}{\text{seg}} * \frac{\pi}{4} \times (5 * 2.54)^2 \right) - 189,343 \frac{\text{cm}^3}{\text{seg}} = 597,931 \frac{\text{cm}^3}{\text{seg}}$$

De lo anterior obtenemos que el caudal proporcionado por el acumulador para aumentar cuatro veces la velocidad nominal del cilindro será:

$$Q_{acum} = 597,931 \frac{\text{cm}^3}{\text{seg}}$$

Luego de tener el caudal del acumulador se pueden evaluar los parámetros de estado presión y volumen para el acumulador (figura 44) además de los respectivos tiempos de precarga y carga para.

### Acumulador de pistón

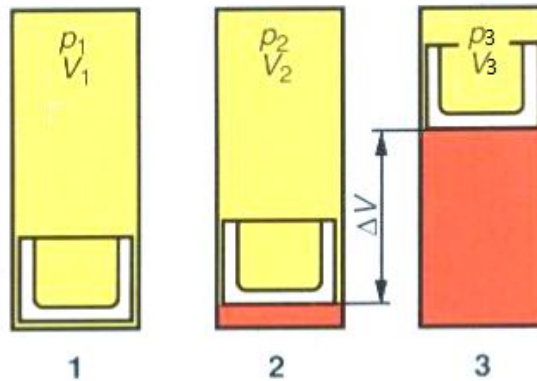


Figura 51 Parámetros de estado en los acumuladores tipo pistón  
Referencia manual de oleo hidráulica Rexroth.

El volumen útil  $\Delta V$  para el acumulador se calcula utilizando la siguiente ecuación

$$\Delta V = t_{desc} Q_{acum}$$

$$\Delta V = 8.49 \text{ seg} * 597,931 \frac{\text{cm}^3}{\text{seg}} = 4821.73 \text{cm}^3 = 4.82 \text{ lts}$$

✓  $p_3 = 2200 \text{ psi}$

✓  $p_2 = 1000 \text{ psi}$

De la combinación de las ecuaciones 3.4 y 3.6 se obtiene que:

$$\beta = \frac{\frac{p_3}{p_2}}{e \left[ \left( \frac{p_3}{p_2} \right)^{\frac{1}{1.4}} - 1 \right]} = \frac{\frac{2200}{1000}}{0.9 \left[ \left( \frac{2200}{1000} \right)^{\frac{1}{1.4}} - 1 \right]}$$

$$\beta = 3.23$$

Por lo tanto el volumen efectivo de gas es:

$$V_1 = \Delta V \beta = 4.82 \text{ lts} * 3.23 = 15574,2 \text{ cm}^3$$

$$V_1 = 15.57 \text{ lts}$$

Utilizando una constante para la precarga  $e=0.9$  de la ecuación 3.5:

$$p_1 = 0,9 p_2$$

$$p_1 = 0,9 * 1000 \text{ psi} = 900 \text{ psi}$$

Como se comentó en la determinación del tamaño constructivo de un acumulador, para un tiempo de ciclo menor a un minuto, se toma un cambio de estado adiabático, por tanto:

Por medio de la ecuación 3.3 se puede calcular  $v_3$ :

$$p_1 V_1^k = p_3 V_3^k$$

$k = \text{exponente adiabático}$  ; para el  $N_2$   $k = 1.4$

Despejando  $V_3$  de la ecuación anterior tenemos:

$$V_3 = \left[ \frac{p_1 V_1^k}{p_3} \right]^{\frac{1}{k}} = \left[ \frac{900 \text{ psi} * (15574,2 \text{ cm}^3)^{1.4}}{2200} \right]^{\frac{1}{k}}$$

$$V_3 = 8224,96 \text{ cm}^3 \cong 8,22 \text{ lts}$$

En la figura 52 se puede encontrar el representado el cambio de volumen teórico del nitrógeno con respecto al cambio de presión máximo y mínimo de servicio, análisis hecho bajo un cambio de estado adiabático.

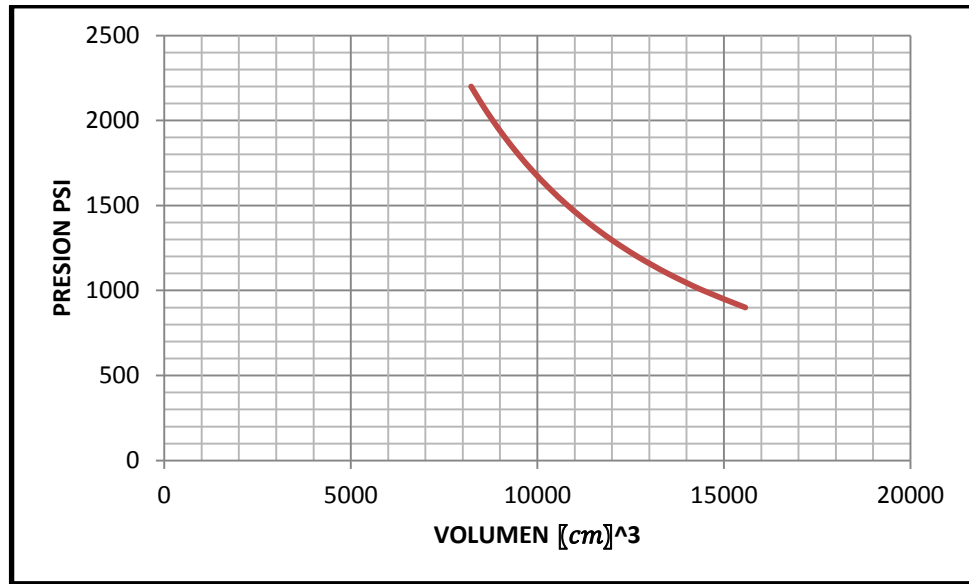


Figura 52 Cambio de estado adiabático teórico para el nitrógeno  
Referencia autores del proyecto

Calculo del tiempo para la precarga y para la carga del acumulador.

$$t_{prec} = \text{tiempo de precarga}$$

$$t_{carga} = \text{tiempo de carga}$$

$$t_{prec} = \frac{V_1 - V_3}{Q_B} = \frac{15574,2 \text{ cm}^3 - 8224,96 \text{ cm}^3}{189,343 \frac{\text{cm}^3}{\text{seg}}}$$

$$t_{prec} = 38.81 \text{ seg}$$

$$t_{carga} = \frac{\Delta V}{Q_B} = \frac{4821.73 \text{ cm}^3}{189,343 \frac{\text{cm}^3}{\text{seg}}}$$

$$t_{carga} = 25.46 \text{ seg}$$

A continuación se muestra una primera noción de la dimensión del acumulador, asumiendo que este se va a construir con un recipiente cilíndrico cuyo diámetro interno es de 5 pulgadas (valor propuesto por diseñadores).

El volumen mínimo con el que se puede diseñar el acumulador para que cumpla con los requerimientos es  $V_1$  (volumen efectivo del gas), por lo tanto, usando con el diámetro anteriormente propuesto, se puede calcular el valor de la altura del recipiente  $h$  por medio de la siguiente ecuación:

$$V_1 = A_{acum}h$$

Donde:

$$A_{acum} = \text{area transversal del acumulador}$$

$$h = \frac{V_1}{A_{acum}} = \frac{15574,2 \text{ cm}^3}{\frac{\pi}{4} * (5 * 2.54)^2}$$

$$h = 122.94 \text{ cm}$$



**Figura 53 Dimensiones iniciales para el acumulador teniendo en cuenta únicamente el volumen efectivo de gas**  
Referencia autores del proyecto

### 4.3 DISEÑO CILINDRO PARA ACUMULADOR

“Según código ASME sección VIII división 1 certifica que los recipientes a presión con diámetros internos menores a 6 pulg. se diseñan con factores de seguridad de 4:1 y para diámetros mayores se hace referencia al apéndice 22 de dicha norma”.

Para diseñar el cilindro del acumulador se realizó un análisis de predicción de falla por carga estática a partir de los siguientes parámetros de diseño:

- ✓ Presión interna de diseño =  $p_i = 3000$  psi.
- ✓ Diámetro interno cilindro =  $D_{int} = 5$  in.


Material: ACERO AISI 1020

Resistencia a última  $S_u$ : 71.2 ksi.

Tomando un factor de seguridad de  $N=4$ , valor recomendado para este tipo de dispositivos.

Esfuerzo permisible  $\sigma_e = \frac{\sigma_u}{N}$  ;  $\sigma_e = 17800 \text{ psi}$

**Tabla 2 Propiedades mecánicas acero AISI 1020 para el cilindro**

Physical Properties	Metric	English	Comments
Density	7.87 g/cc	0.284 lb/in <sup>3</sup>	Typical for steel
Mechanical Properties	Metric	English	Comments
Hardness, Brinell	143	143	
Hardness, Knoop	163	163	Converted from Brinell hardness.
Hardness, Rockwell B	78	78	Converted from Brinell hardness.
Hardness, Vickers	149	149	Converted from Brinell hardness.
Tensile Strength, Ultimate	491 MPa	71200 psi	
Tensile Strength, Yield	290 MPa	42100 psi	
Elongation at Break	33.0 %	33.0 %	in 50 mm
Reduction of Area	67.9 %	67.9 %	
Modulus of Elasticity	200 GPa	29000 ksi	Typical for steel
Bulk Modulus	140 GPa	20300 ksi	Typical for steel
Poissons Ratio	0.290	0.290	
Charpy Impact 	16.9 J	12.5 ft-lb	
	@Temperature -30.0 °C	@Temperature -22.0 °F	

Referencia [www.matweb.com](http://www.matweb.com)

Como en este punto no se sabe si el cilindro será un recipiente de pared delgada o gruesa. Con las ecuaciones de pared delgada se obtienen los esfuerzos principales en la pared como:

✓ Esfuerzo circunferencial  $\sigma_1$

$$\sigma_1 = \frac{p_i r}{t_h}$$

Dónde:

$r = \text{radio del cilindro}$

$t_h = \text{espesor de la pared}$

$$\sigma_1 = \frac{3000 * 2.5}{t_h} = \frac{7500}{t_h}$$

✓ Esfuerzo longitudinal  $\sigma_2$

$$\sigma_2 = \frac{p_i r}{2 t_h} = \frac{3000 * 2.5}{2 t_h}$$

$$\sigma_2 = \frac{3750}{t_h}$$

Una aproximación en los esfuerzos principales de pared delgada, es que el esfuerzo radial  $\sigma_3 = 0$

Usando el criterio de la fluencia de la DET.

Ecuación 3.9

$$2 * \sigma_e^2 = (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2$$

De la ecuación anterior se tiene que:

$$2 * 17800^2 = \left(\frac{7500}{t_h} - \frac{3750}{t_h}\right)^2 + \left(\frac{3750}{t_h} - 0\right)^2 + \left(0 - \frac{7500}{t_h}\right)^2$$

$$633,68 * 10^6 = \left[\left(\frac{3,75}{t_h}\right)^2 + \left(\frac{3,75}{t_h}\right)^2 + \left(\frac{7,5}{t_h}\right)^2\right] * 10^6$$

Despejando el espesor de la ecuación anterior:

$$t_h = 0,364 \text{ in}$$

Calculo relación diámetro y espesor de la pared (ecuaciones 3.12 y 3.13)

$$\frac{D_{int}}{t_h} = \frac{5}{0,364} = 13,736$$

Como  $\frac{D_{int}}{t_h} < 40$  se hace un análisis para un cilindro de pared gruesa.

El análisis hecho como cilindro de pared delgada da un valor aproximado del espesor de la pared del cilindro, por esta razón se tomó un valor normalizado para este tipo de cilindros donde:

$$D_{int} = 5 \text{ in}$$

$$t_h = 0.5 \text{ in}$$

De nuevo se calculan los esfuerzos principales

✓ Esfuerzo circunferencial  $\sigma_1$  ecuación 3.25

$$\sigma_1 = p_i \left[ \frac{r_0^2 + r_i^2}{r_0^2 - r_i^2} \right]$$

Dónde:

$r_0 =$  radio externo del cilindro

$r_i =$  radio interno del cilindro

$$\sigma_1 = 3000 \text{ psi} * \left[ \frac{3^2 + 2,5^2}{3^2 - 2,5^2} \right]$$

$$\sigma_1 = 16636,36 \text{ psi}$$

✓ Esfuerzo longitudinal  $\sigma_2$  ecuación 3.18.

$$\sigma_2 = \frac{p_i \left[ \frac{r_0 + r_i}{2} \right]}{2(r_0 - r_i)} = \frac{3000 \text{ psi} * \left[ \frac{3 + 2,5}{2} \right]}{2 * (3 - 2,5)}$$

$$\sigma_2 = 8250 \text{ psi}$$

✓ Esfuerzo radial  $\sigma_3$  ecuación 3.22

$$\sigma_3 = \frac{p_i r_i^2 \left[ 1 - \frac{r_0^2}{r_i^2} \right]}{r_0^2 - r_i^2} = \frac{3000 \text{ psi} * 2,5^2 \left[ 1 - \frac{3^2}{2,5^2} \right]}{3^2 - 2,5^2}$$

$$\sigma_3 = -3000 \text{ psi}$$

Para un estado de esfuerzos triaxial,  $\sigma_e$  esfuerzo de Von Mises. Ecuación 3.9

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} [(16636,36 - 8250)^2 + (8250 + 3000)^2 + (-3000 - 16636,36)^2]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_e = 17060,46 \text{ psi}$$

✓ Factor de seguridad ecuación 3.11:

$$N = \frac{71200 \text{ psi}}{17060,46 \text{ psi}}$$

$$N = 4,17$$

Deformaciones unitarias circunferenciales para una presión interna de 3000 psi.

De la tabla 1.

Módulo de elasticidad

$$\epsilon = 29 * 10^6 \text{ psi}$$

$$\gamma = 0,3$$

De la ecuación 3.26 :

$$\epsilon_{\theta} = \frac{\delta_r}{r_i} = \frac{p_i}{\epsilon} \left[ \frac{r_0^2 + r_i^2}{r_0^2 - r_i^2} + \gamma \right]$$
$$\epsilon_{\theta} = \frac{3000 \text{ psi}}{29 * 10^6 \text{ psi}} \left[ \frac{3^2 + 2,5^2}{3^2 - 2,5^2} + 0,3 \right]$$

$$\epsilon_{\theta} = 354,84 * 10^{-6}$$

Deformación

$$\delta_r = \epsilon_{\theta} * r_i = 354,84 * 10^{-6} * 2,5 \text{ in}$$

$$\delta_r = 8,871 * 10^{-4} \text{ in}$$

Como los efectos de simulación por medio de programas CAE- CAD pueden obtener modelos muy próximos a los reales, se realizó un análisis por carga estática en solidworks 2010 para hacer una comparación de los datos obtenidos teóricamente. A continuación se muestra las dimensiones reales del cilindro.



**Figura 54 Dimensiones cilindro- acumulador hidráulico  
Referencia autores del proyecto**

Las propiedades del material y la información de la malla utilizada para hacer el análisis mediante el método de elementos finitos se especifican en la tabla 3 y la tabla 4 respectivamente.

**Tabla 3 Propiedades acero AISI 1020 –CILINDRO**

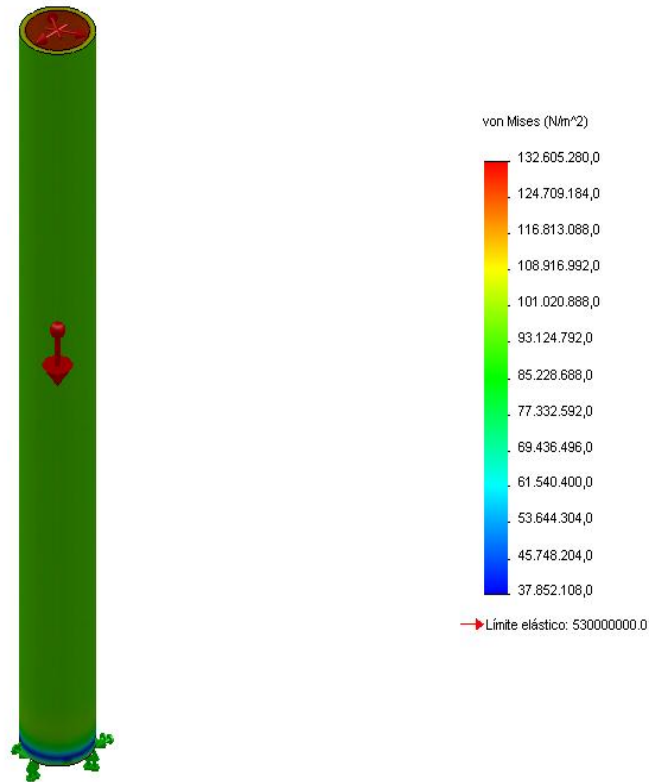
Nº	Nombre de sólido	Material	Masa	Volumen
1	cilindro	AISI 1020 Acero	154.338 lb	544.213 in <sup>3</sup>
<b>Nombre de material:</b>		AISI 1020 Acero Tratado		
<b>Tipo de modelo del material:</b>		Isotrópico elástico lineal		
<b>Criterio de error predeterminado:</b>		Tensión máxima de von Mises		
Nombre propiedad	de	Valor	Unidades	Tipo de valor
Módulo elástico		2.9733e+007	psi	Constante
Coefficiente de		0.29	NA	Constante

Poisson			
Módulo cortante	1.1603e+007	psi	Constante
Densidad	0.2836	lb/in <sup>3</sup>	Constante
Límite de tracción	71200	psi	Constante
Límite elástico	42000	psi	Constante
Coefficiente de dilatación térmica	6.3889e-006	/Fahrenheit	Constante
Conductividad térmica	0.00066606	BTU/(in.s.F)	Constante
Calor específico	0.1161	Btu/(lb.F)	Constante

**Tabla 4 Información de malla -Simulación cilindro**

Tipo de malla:	Malla sólida
Mallado utilizado:	Malla estándar
Verificación jacobiana:	4 Points
Tamaño de elementos:	1.1898 cm
Tolerancia:	0.059489 cm
Calidad:	Alta
Número de elementos:	41152
Número de nodos:	74438

En la figura 55 se observa el análisis hecho para cálculo de tensiones en el cilindro, cuyos resultados obtenidos como esfuerzos máximos y mínimos además de su ubicación, se pueden observar en la tabla 5.

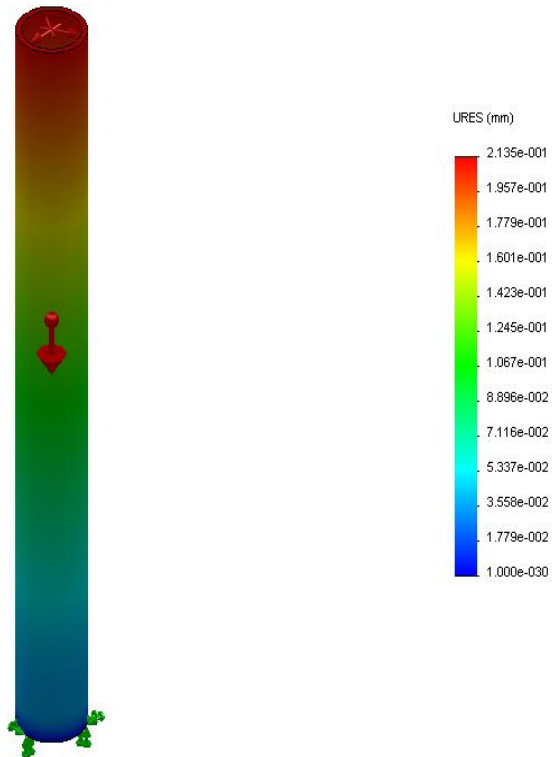


**Figura 55** Análisis de tensiones en el cilindro  
Referencia autores del proyecto

**Tabla 5** Tensiones en el cilindro

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
<b>Tensiones</b>	VON: Tensión de von Mises	3.78521e+007 N/m <sup>2</sup>  Nodo: 43870	(1.5402e-006 cm,  1.77722 cm,  7.62147 cm)	1.32605e+008 N/m <sup>2</sup>  Nodo: 9039	(1.20248 cm,  6.51801 cm,  -6.23903 cm)

En la figura 56 se observa el análisis hecho para calcular los desplazamientos generados en el cilindro cuando se aplica la carga de diseño. Los resultados obtenidos de este análisis se encuentran en la tabla 6.

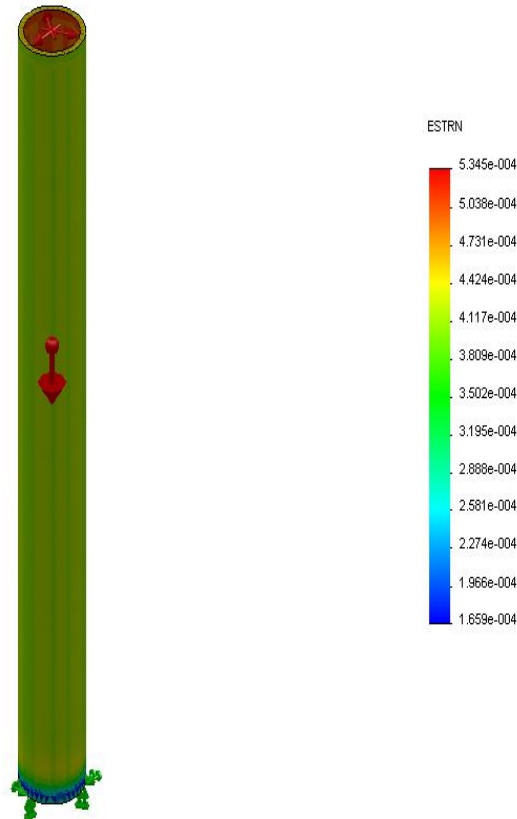


**Figura 56 Análisis de desplazamientos en el cilindro**  
Referencia autores del proyecto

**Tabla 6 Desplazamientos en el cilindro**

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
Desplazamientos	URES: Desplazamiento resultante	0 mm Nodo: 148	(-5.49926 cm, 0 cm, 3.175 cm)	0.213495 mm Nodo: 6796	(5.97056 cm, 159.979 cm, 2.17311 cm)

El análisis hecho para calcular las deformaciones unitarias por carga estática, se observa en la figura 57 el rango de oscilación de estas deformaciones se encuentra en la tabla 7 donde se muestran la deformación máxima y la mínima presentada en el cilindro.

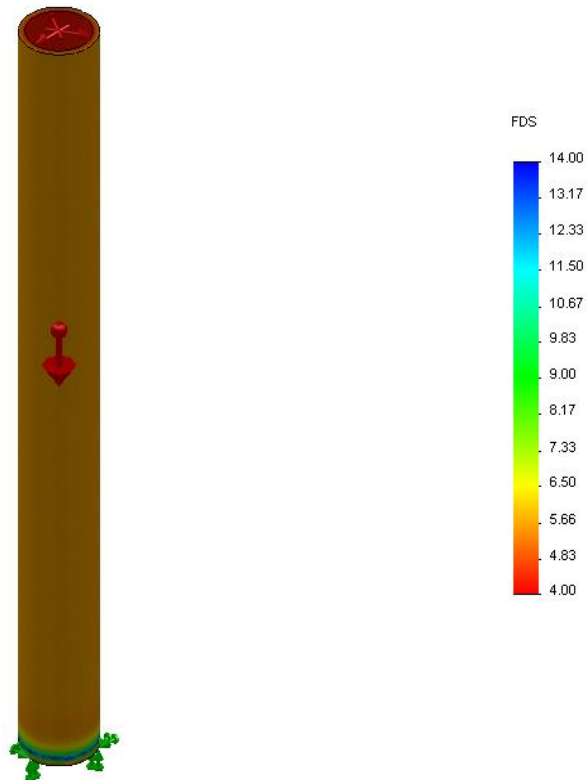


**Figura 57** Análisis de deformaciones en el cilindro  
Referencia autores del proyecto

**Tabla 7** Deformaciones cilindro

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
<b>Deformaciones unitarias</b>	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	0.000165916 Elemento: 15544	(-5.01316 cm, 1.1094 cm, -5.51008 cm)	0.000534522 Elemento: 27706	(-6.24956 cm, 6.97532 cm, 1.70915 cm)

En la figura 58 se representa el análisis hecho para calcular el factor de seguridad del cilindro, en la cual se aprecia que el mínimo valor obtenido es igual a 4.



**Figura 58 Factor de seguridad en el cilindro**  
**Referencia autores del proyecto**

#### **4.4 DISEÑO DE TAPAS**

Para el diseño de las tapas del acumulador se hizo énfasis en el tipo de junta que se usó para acoplar el cilindro y las tapas. En este caso se seleccionó una junta roscada, ya que proporciona una buena hermeticidad y cumple con los requerimientos de resistencia de la geometría de la tapa. Los resultados calculados mediante modelos matemáticos, se respaldaron con el análisis por elementos finitos, con el fin de satisfacer los esfuerzos permisibles estipulados para este tipo de dispositivos.

✓ Cálculo de la rosca:

La rosca seleccionada para esta aplicación, fue la rosca Withworth fina cónica, porque esta rosca no tiene juegos ni holguras y tanto sus crestas como sus fondos están redondeados, lo que permite un sello más hermético. Sus principales dimensiones se muestran a continuación.

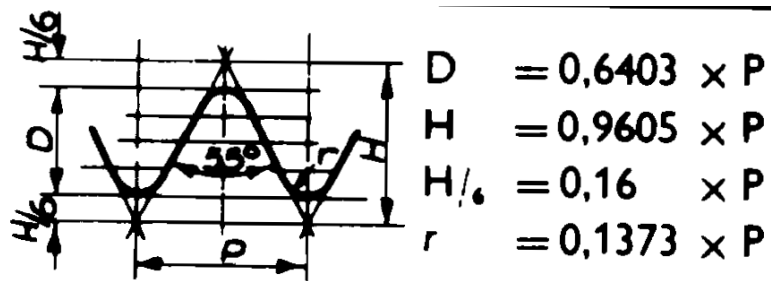


Figura 59 Rosca de gas Withworth  
Referencia maquinas- cálculos de taller Casillas.

Los siguientes parámetro fueron tomados del libro maquinas- cálculos de taller de A.L. Casillas para un roscado en una superficie con un diámetro de 5 pulgadas.

Diámetro nominal (pulgadas)	Diámetro en mm	Numero de hilos por pulgada	Paso (mm)	Diámetro medio (mm)	Diámetro de fondo (mm)
5	138,43	11	2,309	136,95	135,47

$$D = 0,6403 * P = 0,6403 * 2,309 = 1,4784 \text{ mm}$$

$$H = 0,9605 * P = 0,9605 * 2,309 = 2,217 \text{ mm}$$

$$H/6 = 0,16 * P = 0,16 * 2,309 = 0,3694 \text{ mm}$$

$$r = 0,1373 * p = 0,1373 * 2,309 = 0,3170 \text{ mm}$$

Longitud de roscado. De la ecuación 3.36

$$l_{ros} = \frac{1}{2} * 5 = 2,5 \text{ in}$$

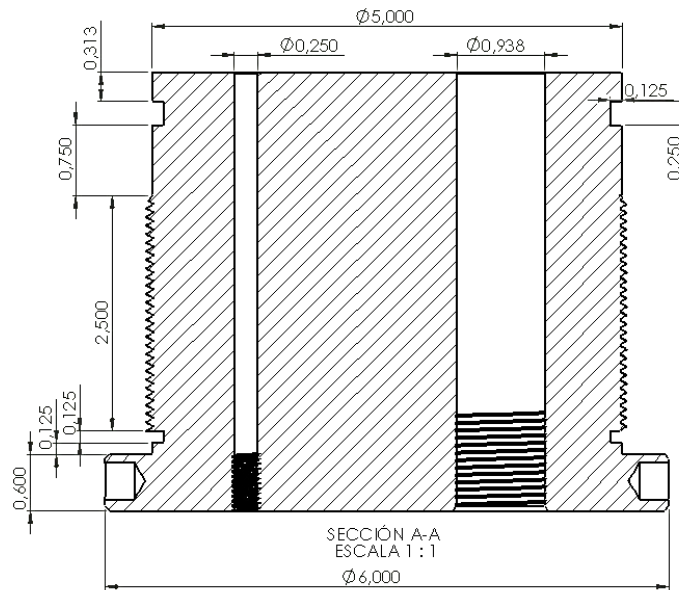
A continuación se muestra las dimensiones de las tapas y el análisis hecho mediante el método de elementos finitos para carga estática en solidworks.

**Tabla 8 Propiedades acero AISI 1040 tapas**

Nº	Nombre de sólido	Material	Masa	Volumen
1	Tapa acumulador	AISI 1045 Acero	28.3274 lb	99.8851 in <sup>3</sup>
<b>Nombre de material:</b>		AISI 1045 Acero		
<b>Tipo de modelo del material:</b>		Isotrópico elástico lineal		
<b>Criterio de error predeterminado:</b>		Tensión máxima de von Mises		
Nombre de propiedad	de	Valor	Unidades	Tipo de valor
Módulo elástico		2.9733e+007	psi	Constante
Coefficiente de Poisson		0.29	NA	Constante
Módulo cortante		1.1603e+007	psi	Constante
Densidad		0.2836	lb/in <sup>3</sup>	Constante
Límite de tracción		90649	psi	Constante
Límite elástico		76870	psi	Constante
Coefficiente de dilatación térmica		6.3889e-006	/Fahrenheit	Constante

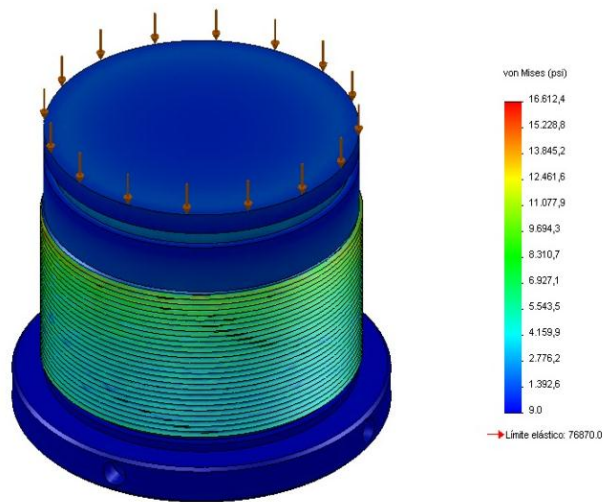
**Tabla 9 Información malla tapas**

<b>Tipo de malla:</b>	Malla sólida
<b>Mallador utilizado:</b>	Malla estándar
<b>Verificación jacobiana:</b>	4 Points
<b>Tamaño de elementos:</b>	0.23204 in
<b>Tolerancia:</b>	0.011602 in
<b>Calidad:</b>	Alta
<b>Número de elementos:</b>	135612
<b>Número de nodos:</b>	200013



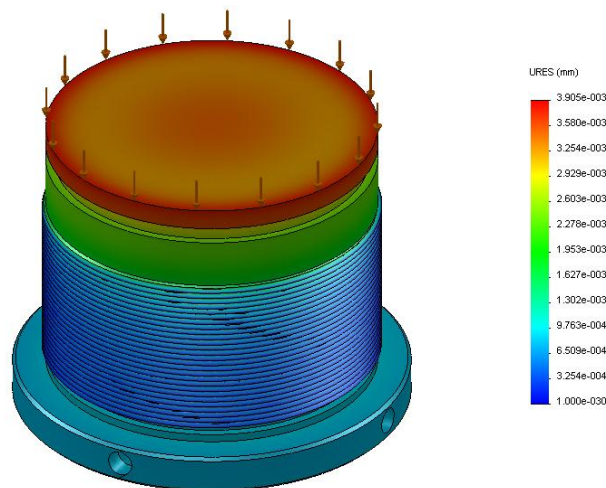
**Figura 60 Dimensiones tapa superior**  
Referencia autores del proyecto





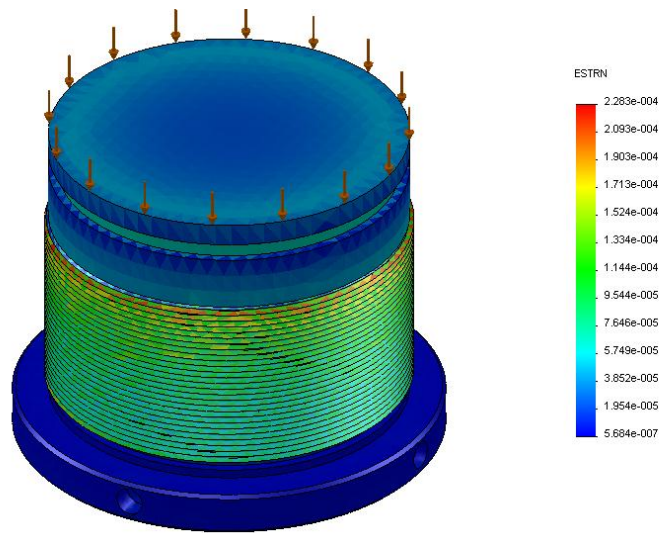
**Figura 62 Análisis de tensiones en las tapas**  
Referencia autores del proyecto

En la figura 64. Se puede observa el analisis hecho para calcular los desplazamientos generados en las tapas cuando se aplica la carga de diseño. Los resultados obtenidos de este analisis se encuentran en la tabla 10.



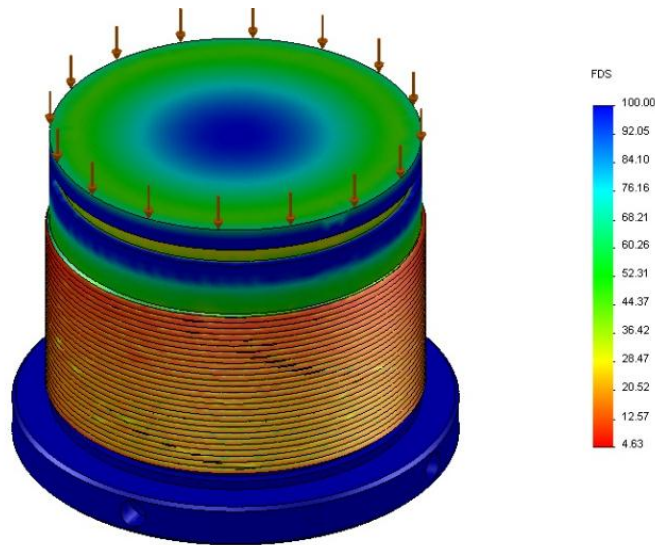
**Figura 63 Análisis de desplazamientos en las tapas**  
Referencia autores del proyecto

El análisis hecho para el cálculo de deformaciones unitarias por carga estática, se observa en la figura 65, el rango de oscilación de estas deformaciones se encuentra en la tabla 10 donde se muestran la deformación máxima y la mínima presentada en las tapas.



**Figura 64 Análisis de deformaciones en las tapas**  
Referencia autores del proyecto

La figura 66 representa el factor de seguridad para las tapas del acumulador. Se puede apreciar que las zonas más críticas se presentan en la rosca cuyo valor de factor de seguridad es de 4,67.



**Figura 65 Factor de seguridad en las tapas**  
Referencia autores del proyecto

En la tabla 10, se encuentran los resultados obtenidos del análisis realizado a las tapas para calcular tensiones, desplazamientos y deformaciones unitarias, realizado por el método de elementos finitos.

**Tabla 10 Análisis por carga estática – tapas**

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
<b>Tensiones</b>	VON: Tensión de von Mises	24.9725 psi Nodo: 186512	(0.628406 in, 0.791792 in, -2.41352 in)	16471.7 psi Nodo: 7514	(-2.42658 in, 2.36012 in, -0.810005 in)
<b>Desplazamientos</b>	URES: Desplazamiento resultante	0 in Nodo: 5616	(-2.54846 in, -3.42134e-015 in, -0.223035 in)	0.000163619 in Nodo: 8857	(-1.09935 in, 3.99984 in, -2.24535 in)
<b>Deformaciones unitarias</b>	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	1.63072e-006 Elemento: 39767	(1.30498 in, 2.42584 in, -2.15836 in)	0.000232493 Elemento: 49578	(1.20722 in, 2.22167 in, -2.21778 in)

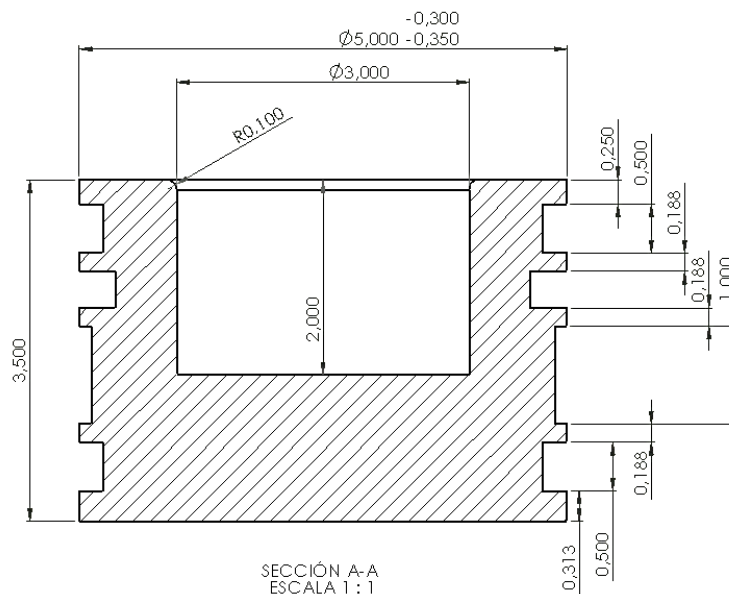
#### 4.5 DISEÑO DEL PISTÓN

El diseño del pistón para el acumulador hidroneumático, se fundamentó en un proceso iterativo, basándose en los métodos científicos y tecnológicos, con el uso de modelos matemáticos, técnicas de expresión gráfica, mecánica de los materiales, válidos para determinar y establecer los índices y parámetros tecnológicos.

Los índices tecnológicos considerados, fueron la fiabilidad, la rigidez, estabilidad del pistón, y la resistencia mecánica en el estado de esfuerzos y deformaciones.

El material seleccionado para la construcción del pistón fue un acero al carbono AISI 1045, pues debido a sus propiedades tiene las cualidades adecuadas para responder satisfactoriamente a las condiciones de carga a las que es sometido. La rapidez de desplazamiento del pistón, depende de su tamaño y el porcentaje de aceite que fluya dentro del cilindro, por consiguiente para dimensionarlo se realizó un diseño de respuesta rápida, en el cual se usó un perfil cóncavo que proporciona una capacidad extra de gas mientras mantiene la estabilidad del pistón, permitiendo un mayor volumen de fluido utilizable con un diseño liviano del mismo.

Las dimensiones del pistón se representan en la figura 67 (cotas en pulgadas)



**Figura 66 Dimensiones para el pistón**  
**Referencia autores del proyecto**

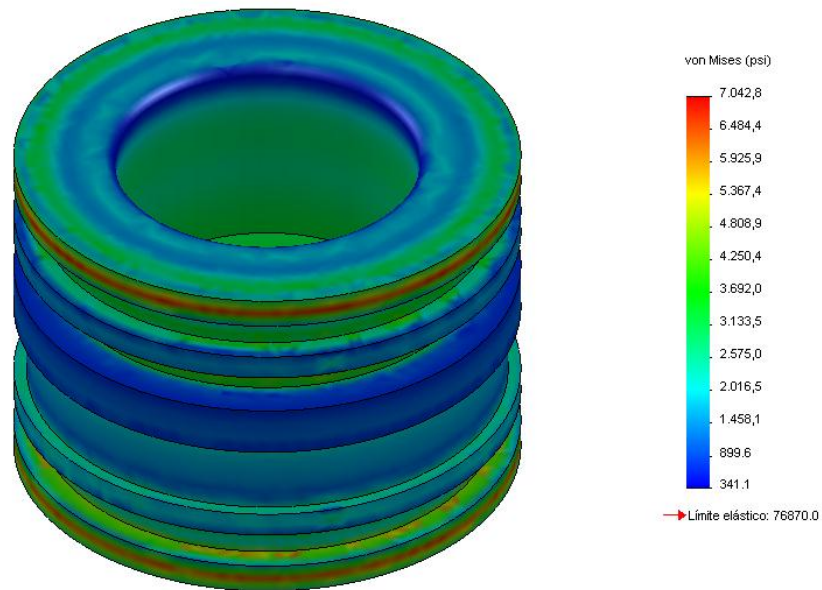
**Tabla 11 Propiedades acero AISI 1045 para el pistón**

N°	Nombre de sólido	Material	Masa	Volumen
1	PISTON	AISI 1045 Acero	13.6181 lb	48.0186 in <sup>3</sup>
<b>Nombre de material:</b>		AISI 1045 Acero		
<b>Tipo de modelo del material:</b>		Isotrópico elástico lineal		
<b>Criterio de error predeterminado:</b>		Tensión máxima de von Mises		
Nombre de propiedad	de	Valor	Unidades	Tipo de valor
Módulo elástico		2.9733e+007	psi	Constante
Coefficiente de Poisson		0.29	NA	Constante
Módulo cortante		1.1603e+007	psi	Constante
Densidad		0.2836	lb/in <sup>3</sup>	Constante
Límite de tracción		90649	psi	Constante
Límite elástico		76870	psi	Constante
Coefficiente de dilatación térmica		6.3889e-006	/Fahrenheit	Constante
Conductividad térmica		0.00066606	BTU/(in.s.F)	Constante
Calor específico		0.1161	Btu/(lb.F)	Constante

**Tabla 12 Información de malla para el pistón**

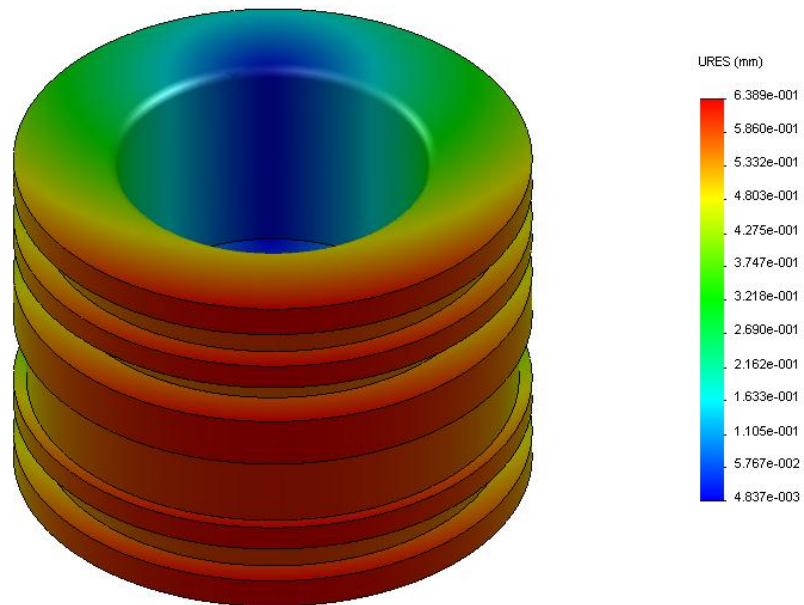
<b>Tipo de malla:</b>	<b>Malla sólida</b>
<b>Mallador utilizado:</b>	Malla estándar
<b>Verificación jacobiana:</b>	4 Points
<b>Tamaño de elementos:</b>	0.18178 in
<b>Tolerancia:</b>	0.0090889 in
<b>Calidad:</b>	Alta
<b>Número de elementos:</b>	52974
<b>Número de nodos:</b>	79288

El análisis realizado para el cálculo de tensiones en el pistón bajo el criterio de Von Mises, cuando se encuentra en su condición más crítica, se representa en la figura 68. Los esfuerzos máximos y mínimos se encuentran en la tabla 13.



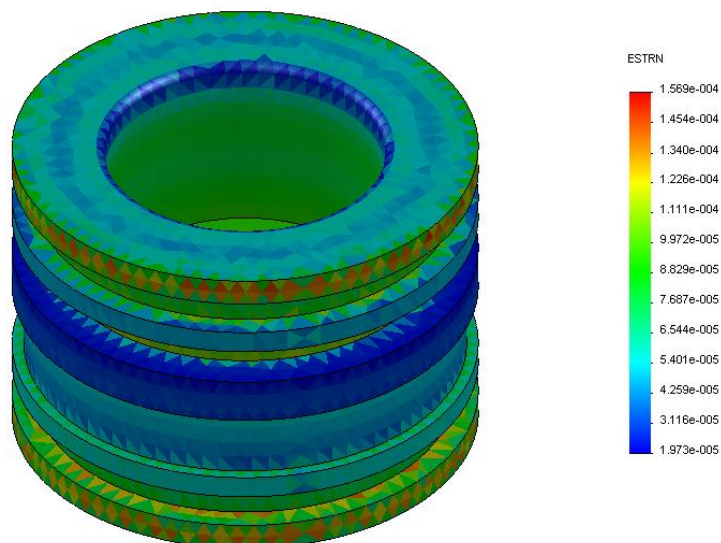
**Figura 67** Análisis de tensiones en el pistón  
Referencia autores del proyecto

En la figura 69 se puede observar el análisis realizado para calcular los desplazamientos generados en el pistón cuando se aplica la carga de diseño. Los resultados obtenidos de este análisis se encuentran en la tabla 13.



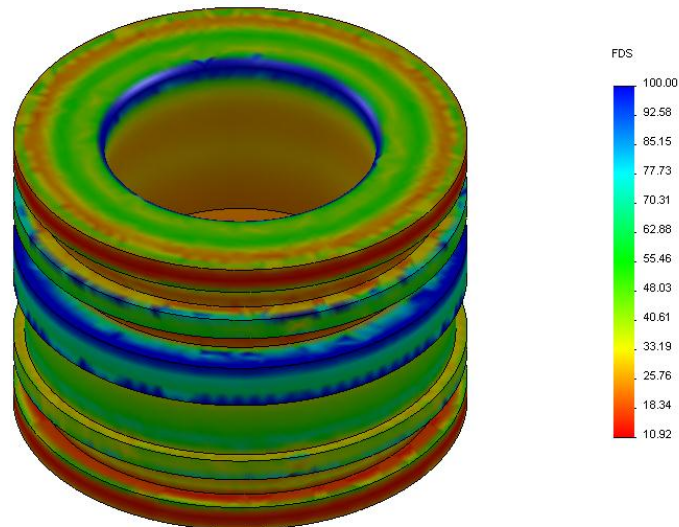
**Figura 68 Análisis de desplazamientos en el pistón**  
Referencia autores del proyecto

El análisis hecho para el cálculo de deformaciones unitarias por carga estática, se observa en la figura 70 del cual se puede deducir que las deformaciones generadas son muy pequeñas como se indica en la tabla 13.



**Figura 69 Análisis de deformaciones en el pistón**  
Referencia autores del proyecto

El factor de seguridad del pistón se representa en la figura 71. Se observa que su zona más crítica está ubicada en la pestaña superior e inferior creada por la presión interna, cuyo valor mínimo de factor de seguridad es de 10,92.



**Figura 70 Factor de seguridad del pistón**  
Referencia autores del proyecto

En la tabla 13, se encuentran los resultados obtenidos del análisis hecho para carga estática por el método de elementos finitos en el que se calcularon tensiones, desplazamientos y deformaciones unitarias en el pistón

**Tabla 13 Análisis por carga estática para el pistón**

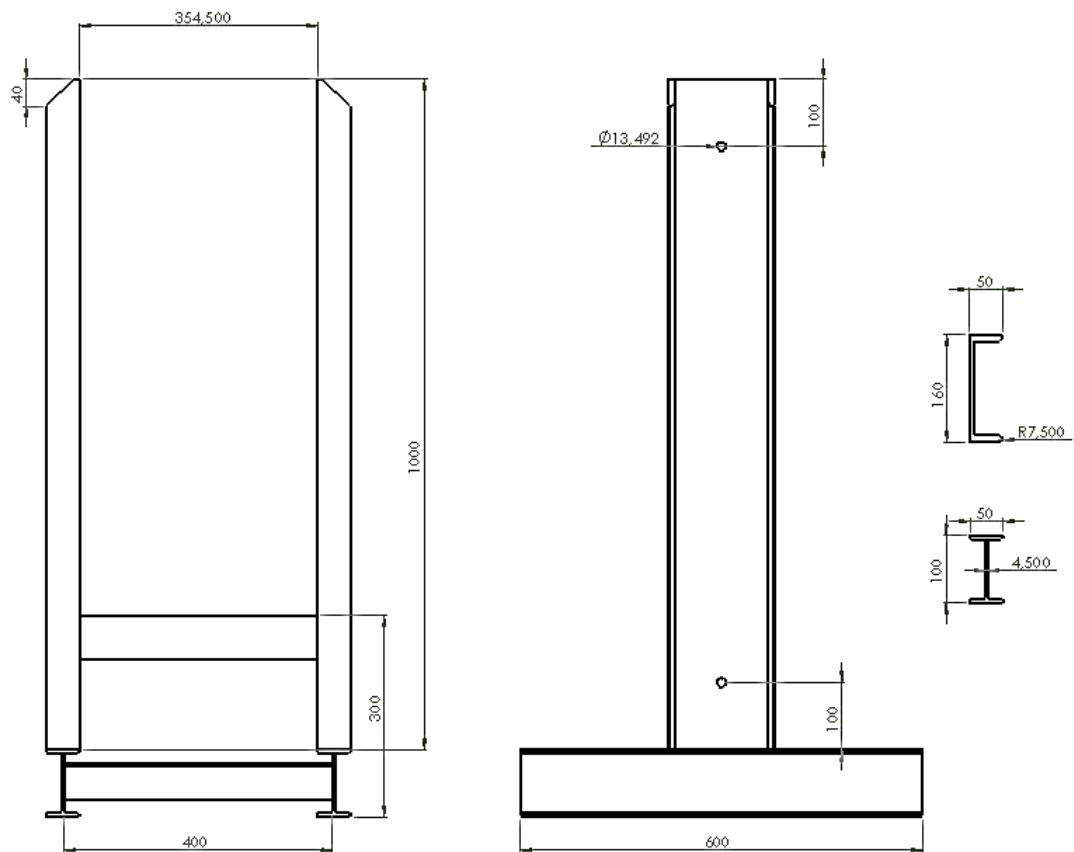
Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
<b>Tensiones</b>	VON: Tensión de von Mises	341.096 psi Nodo: 78847	(1.24165 in, 3.39986 in, 0.838973 in)	7042.84 psi Nodo: 65014	(2.20994 in, 3.35 in, -1.15024 in)
<b>Desplazamientos</b>	URES: Desplazamiento resultante	0.00495291 mm Nodo: 45859	(-1.03181 in, 0.36536 in, -0.985596 in)	0.639355 mm Nodo: 73546	(1.79774 in, 1.75833 in, 1.73758 in)
<b>Deformaciones unitarias</b>	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	1.97209e-005 Elemento: 22837	(1.16313 in, 3.41675 in, -1.01223 in)	0.000156892 Elemento: 8477	(-1.43992 in, 3.22768 in, -1.79418 in)

#### 4.6 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA

La estructura soporte para el acumulador, se basó en un diseño que permitiera soportar el peso de cada uno de los componentes, que ocupara poco espacio y que a su vez proporcionara la estabilidad necesaria.

Teniendo en cuenta estos aspectos, se seleccionó un perfil en I de 100 mm para la base de la estructura, y para los soportes laterales un perfil en U de 160mm, ambos de acero ASTM A36 debido a que este material presenta la resistencia adecuada y proporciona estabilidad estructural. Las propiedades del acero ASTM A36 se encuentran en la tabla 14.

Las dimensiones de la estructura se presentan en la figura 72 cotas en milímetros.

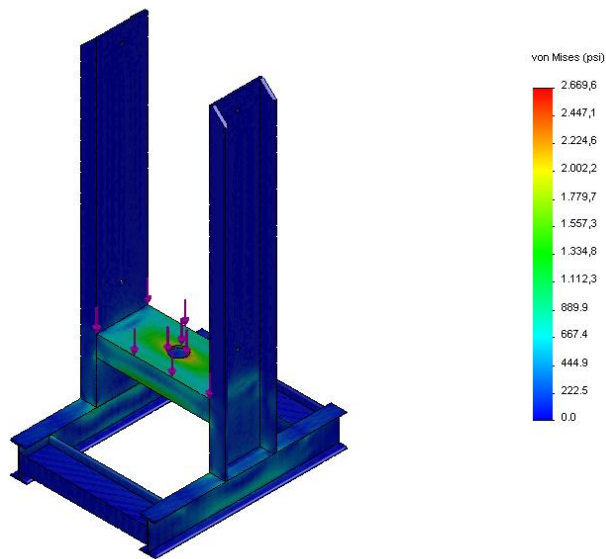


**Figura 71 Dimensiones estructura-soporte del acumulador  
Referencia autores del proyecto**

**Tabla 14 Propiedades acero ASTM A36 para la estructura soporte**

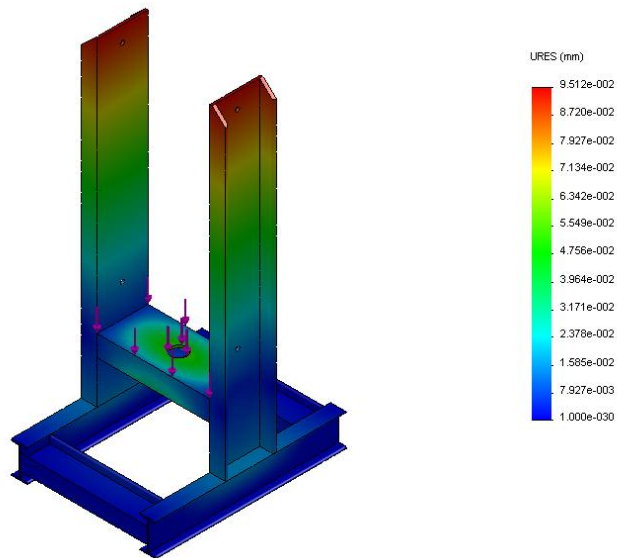
N°	Nombre de sólido	Material	Masa	Volumen
1	Estructura	ASTM A36 Acero	118.8447 lb	419.07 in <sup>3</sup>
<b>Nombre de material:</b>		ASTM A36 Acero		
<b>Tipo de modelo del material:</b>		Isotrópico elástico lineal		
<b>Criterio de error predeterminado:</b>		Tensión máxima de von Mises		
Nombre de propiedad	Valor	Unidades	Tipo de valor	
<b>Módulo elástico</b>	2.9008e+007	psi	Constante	
<b>Coefficiente de Poisson</b>	0.26	NA	Constante	
<b>Módulo cortante</b>	1.1502e+007	psi	Constante	
<b>Densidad</b>	0.2836	lb/in <sup>3</sup>	Constante	
<b>Límite de tracción</b>	58015	psi	Constante	
<b>Límite elástico</b>	36259	psi	Constante	

El análisis hecho para cálculo de tensiones bajo el criterio de Von Mises para la estructura se representa en la figura 73.



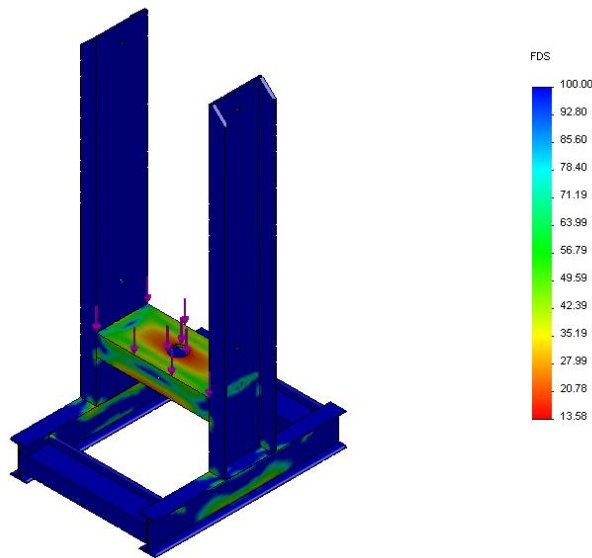
**Figura 72 Análisis de tensiones en el pistón**  
Referencia autores del proyecto

En la figura 74 Se puede observa el analisis realizado para calcular los desplazamientos generados en la estructura cuando soporta el acumulador.



**Figura 73 Análisis de desplazamientos en el pistón**  
Referencia autores del proyecto

El factor de seguridad de la estructura se representa en la figura 75. La zona más crítica se encuentra ubicada en la base sobre la que se apoya el acumulador con un valor de factor de seguridad igual a 15.



**Figura 74 Factor de seguridad de la estructura  
Referencia autores del proyecto**

En la tabla 15 se encuentran los resultados que se obtuvieron del análisis por carga estática para la estructura-soporte, en la que se evaluó las tensiones, desplazamientos y deformaciones unitarias.

**Tabla 15 Análisis por carga estática para la estructura**

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
<b>Tensiones</b>	VON: Tensión de von Mises	0.00457735 psi Nodo: 46138	(1.07527 mm, 1021.66 mm, 313.998 mm)	2669.57 psi Nodo: 33143	(206.61 mm, 239.947 mm, 293.426 mm)
<b>Desplazamientos</b>	URES: Desplazamiento resultante	0 mm Nodo: 10872	(-45.1747 mm, -52.5527 mm, -2.27596e-011 mm)	0.0951248 mm Nodo: 47635	(359.23 mm, 1047.44 mm, 380 mm)
<b>Deformaciones unitarias</b>	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	1.716e-010 Elemento: 29862	(362.983 mm, 1022.87 mm, 319.973 mm)	4.68947e-005 Elemento: 16323	(212.757 mm, 240.777 mm, 290.797 mm)

## SISTEMA DE SELLOS

Uno de los puntos críticos en el diseño, es la selección del sistema de sellado dentro del acumulador, en el cual se debe prestar mucha atención, pues de fallar en este aspecto, se obtendrá un sellado ineficaz, que no permitirá una buena hermeticidad ni funcionamiento y podrían ser la causa principal en la falla del acumulador.

Buscando un sistema de sellado eficiente, se analizó detalladamente este aspecto dentro del proyecto por el impacto que representa en su desarrollo. Partiendo de los diversos sellos encontrados para sistemas hidráulicos, descritos en el capítulo 2 fueron seleccionados los sistemas de sellado más adecuados para las tapas y el pistón del acumulador.

## SISTEMA DE SELLADO PARA LAS TAPAS.

La selección de los sellos en las tapas superior e inferior del acumulador, se realizó con base a la presión interna de diseño (3000 psi) y las condiciones de trabajo de cada fluido, en este caso nitrógeno y aceite mineral.

A continuación en la figura 76 se muestran los sellos seleccionados y su ubicación en las tapas.

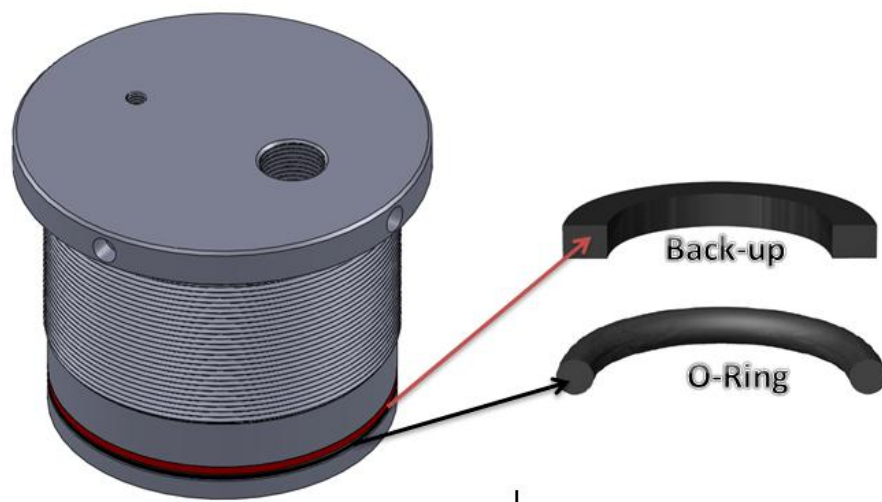


Figura 75 Sistema de sellado para las tapas.  
Referencia autores del proyecto

## SISTEMA DE SELLADO DEL PISTÓN

La selección de un sistema óptimo y adecuado para el sellado del pistón, se realizó sobre las condiciones de servicio. Criterios importantes como una presión nominal de 2200 PSI, diferencia de presión aplicable de 1200 PSI, un movimiento recíprocante del pistón, y la velocidad del pistón son lo que exige un excelente sistema de estanqueidad.

En la figura 77 se muestran los sellos seleccionados y su distribución a lo largo del pistón.

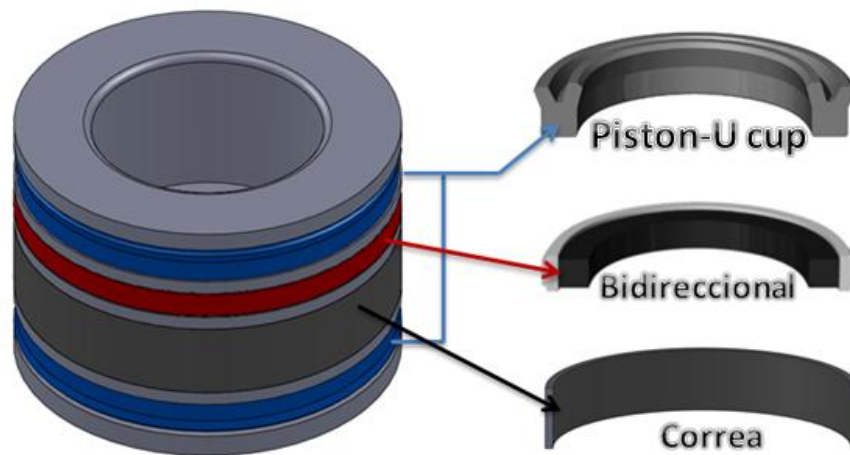
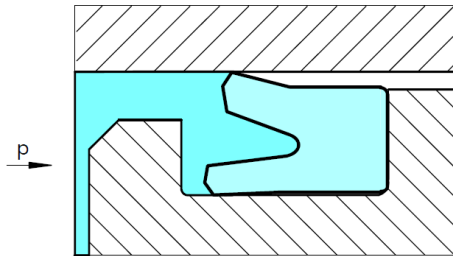


Figura 76 Sistema de sellado del pistón  
Referencia autores del proyecto

## DESCRIPCIÓN PISTON U-CUP

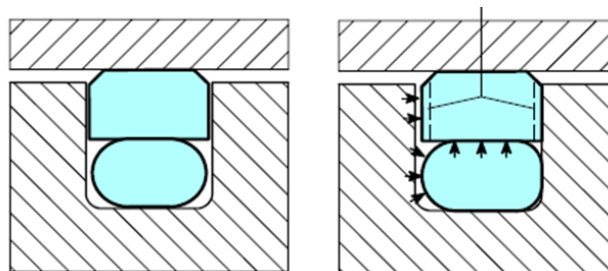
El U-Cup es un sello para pistón de acción simple, está compuesto de un labio robusto de sellado dinámico y una amplia área de contacto de los labios, lo que garantiza un posicionamiento efectivo en la ranura. El perfil es adecuado para una presión de hasta 4000 PSI siempre que la brecha de extrusión se adapta al nivel de presión. Gracias a la elasticidad del material de poliuretano, el pistón U-cup puede ser fácilmente instalado en ranuras cerradas.



**Figura 77 Descripción pistón U-cup**  
Referencia [www.busakshamban.com](http://www.busakshamban.com)

### DESCRIPCIÓN BIDIRECCIONAL

Es un medio muy eficaz y confiable de baja fricción, especialmente adecuado como un sello de pistón en sistemas en los que se trabaja niveles de presión alto y bajo. El doble efecto es una combinación de dos sellos, que produce un ajuste de interferencia, que junto con el apriete del sello interno asegura un buen efecto de sellado, incluso a baja presión. A las presiones superiores el sello externo es energizado por el fluido y empujando contra la cara de sellado con mayor fuerza.



**Figura 78 Descripción bidireccional**  
Referencia [www.busakshamban.com](http://www.busakshamban.com)

Relacionado con la distribución y comercialización respecto a los diferentes sellos utilizados en aplicaciones hidráulicas y neumáticas, se optó por la selección a partir del catálogo de Martin Fluid Power, el cual presta su servicio en Bogotá. En las figuras (80, 82, 84, 86) se encuentran los sellos disponibles y en las figuras (81, 83, 85 ,87) su selección a partir de las especificaciones de trabajo.





















<b>O-RINGS</b>	OR			O-RING NBR (NITRILE)	<b>BN70</b> BUNA N (Nitrile) <b>BN90</b> BUNA N (Nitrile) <b>HSNG-70</b> Highly Saturated Nitrile - Green
	OR			O-RING FKM (VITON®, AFLAS®)	<b>VT75</b> Viton® <b>BV75</b> Viton® - Brown <b>VT90</b> Viton® <b>BV90</b> Viton® - Brown <b>AF83</b> Aflas®
	OR			O-RING OTHER MATERIALS	<b>C70</b> Neoprene <b>EP70</b> Ethylene Propylene (FDA) <b>S70</b> Silicone (FDA) <b>UR92</b> Cast urethane
	OR			O-RING TEFLON®	<b>PTFE</b> Virgin Teflon® <b>TES</b> FEP / Silicone <b>TEV</b> FEP / Viton®
	SR			SQUARE CUT RING	<b>BN70</b> Nitrile
	XR			X-RING	<b>BN70</b> Nitrile
	SFS			SPLIT FLANGE SEALS	<b>DUAL DUROMETER URETHANE</b>
	ORC			EXTRUDED O-RING CORD STOCK	<b>BN70</b> Nitrile <b>BN90</b> Nitrile <b>VT75</b> Viton®
	SRC			EXTRUDED SQUARE CUT CORD STOCK	<b>BN70</b> Nitrile
	XRC			EXTRUDED X-RING CORD STOCK	<b>BN70</b> Nitrile

Figura 79 O-rings  
Referencia Martin Fluid Power

## O-RINGS - NBR (NITRILE)

### O-RING PROFILE



### MFP PART NUMBERS

**OR-010**

TYPE OF SEAL    DASH NUMBER    MATERIAL

#### MFP SEAL MATERIAL

MFP COMPOUND	MATERIAL	DUROMETER	TEMPERATURE RANGE
<b>BN70</b>	BUNA N (Nitrile)	70	-40°F to +250°F
<b>BN90</b>	BUNA N (Nitrile)	90	-40°F to +250°F
<b>HSNG-70</b>	Highly Saturated Nitrile - Green	70	-10°F to +250°F

DASH NUMBER	NOMINAL SIZE			MFP LIST		
	ID	OD	C/S	BN70	BN90	HSNG70
OR-001	1/32	3/32	1/32	\$0.04	\$0.05	\$0.05
OR-002	3/64	9/64	3/64	\$0.04	\$0.05	\$0.05
OR-003	1/16	3/16	1/16	\$0.04	\$0.05	\$0.05
OR-004	5/64	13/64	1/16	\$0.04	\$0.05	\$0.05
OR-005	3/32	7/32	1/16	\$0.04	\$0.05	\$0.05
OR-244	4-1/4	4-1/2	1/8	\$0.60	\$0.75	\$2.60
OR-245	4-3/8	4-5/8	1/8	\$0.64	\$0.80	\$2.86
OR-246	4-1/2	4-3/4	1/8	\$0.69	\$0.87	\$2.94
OR-247	4-5/8	4-7/8	1/8	\$0.71	\$0.89	\$2.98
OR-248	4-3/4	5	1/8	\$0.76	\$0.95	\$3.02
OR-249	4-7/8	5-1/8	1/8	\$0.82	\$1.03	\$3.06
<b>OR-250</b>	<b>5</b>	<b>5-1/4</b>	<b>1/8</b>	<b>\$0.86</b>	<b>\$1.08</b>	<b>\$3.23</b>
OR-251	5-1/8	5-3/8	1/8	\$0.91	\$1.14	\$3.39
OR-252	5-1/4	5-1/2	1/8	\$1.01	\$1.27	\$3.41

DASH NUMBER	NOMINAL SIZE			MFP LIST		
	ID	OD	C/S	BN70	BN90	HSNG70
OR-037	2-1/2	2-5/8	1/16	\$0.24	\$0.30	\$0.71
OR-038	2-5/8	2-3/4	1/16	\$0.25	\$0.32	\$0.76
OR-039	2-3/4	2-7/8	1/16	\$0.27	\$0.34	\$0.84
OR-040	2-7/8	3	1/16	\$0.28	\$0.35	\$0.89
OR-041	3	3-1/8	1/16	\$0.32	\$0.40	\$1.03
OR-317	15/16	1-5/16	3/16	\$0.22	\$0.28	\$1.25
OR-318	1	1-3/8	3/16	\$0.24	\$0.30	\$1.36
OR-319	1-1/16	1-7/16	3/16	\$0.24	\$0.30	\$1.38
OR-320	1-1/8	1-1/2	3/16	\$0.26	\$0.33	\$1.44
OR-321	1-3/16	1-9/16	3/16	\$0.26	\$0.33	\$1.58
OR-322	1-1/4	1-5/8	3/16	\$0.27	\$0.34	\$1.63
OR-323	1-5/16	1-11/16	3/16	\$0.28	\$0.35	\$1.70
OR-324	1-3/8	1-3/4	3/16	\$0.29	\$0.37	\$1.76
OR-325	1-1/2	1-7/8	3/16	\$0.29	\$0.37	\$1.80

Figura 80 Selección del o-ring  
Referencia Martin Fluid Power

<b>BACK-UP</b>	BU	 CONTOURED    SPLIT    SOLID	BACK-UP RING	<b>BN90</b> Nitrile <b>VT90</b> Viton® <b>UR95</b> Cast Urethane <b>STFE</b> Virgin Teflon® <b>PTFE</b> Virgin Teflon®
	576	 576 BACK-UP RING	576 BACK-UP RING	<b>DELTRIN® / NYLON®</b>
<b>BACK-UP</b>	TBU	 TBU BACK-UP RING	TBU BACK-UP RING	<b>TEFLON®</b>
	HBU	 HBU BACK-UP RING	HBU BACK-UP RING	<b>HYTREL®</b>
		 MODULAR BEARING	MODULAR BEARING	<b>URETHANE</b>

Figura 81 Back-up  
Referencia Martin Fluid Power

# MODULAR BEARING

## MODULAR BEARING PROFILE



Square section back-up ring, designed for space filler, and extrusion gap filler with Polyseals and Poly O's.

## MFP PART NUMBERS

# 125-00.250MB

CROSS SECTION      ID      TYPE OF SEAL

## MFP SEAL MATERIAL

MATERIAL	DUROMETER	TEMPERATURE RANGE
URETHANE	55 Shore D	-60°F to +200°F

## 1/4" CROSS SECTION

PART NUMBER	ID	OD	HT	MFP LIST	PART NUMBER	ID	OD	HT	MFP LIST
250-00.750MB	3/4	1-1/4	1/4	\$4.73	250-03.500MB	3-1/2	4	1/4	\$11.77
250-01.000MB	1	1-1/2	1/4	\$4.91	250-03.625MB	3-5/8	4-1/8	1/4	\$12.12
250-01.250MB	1-1/4	1-3/4	1/4	\$5.17	250-03.750MB	3-3/4	4-1/4	1/4	\$12.54
250-01.375MB	1-3/8	1-7/8	1/4	\$5.59	250-04.000MB	4	4-1/2	1/4	\$13.24
250-01.500MB	1-1/2	2	1/4	\$5.87	250-04.500MB	4-1/2	5	1/4	\$14.75
250-01.750MB	1-3/4	2-1/4	1/4	\$6.57	250-04.625MB	4-5/8	5-1/8	1/4	\$15.11
250-01.875MB	1-7/8	2-3/8	1/4	\$6.91	250-04.750MB	4-3/4	5-1/4	1/4	\$15.49
250-02.000MB	2	2-1/2	1/4	\$7.29	250-05.000MB	5	5-1/2	1/4	\$16.23
250-02.250MB	2-1/4	2-3/4	1/4	\$8.02	250-05.500MB	5-1/2	6	1/4	\$17.72
250-02.500MB	2-1/2	3	1/4	\$8.80	250-06.000MB	6	6-1/2	1/4	\$19.27
250-02.625MB	2-5/8	3-1/8	1/4	\$9.42	250-09.625MB	9-5/8	10-1/8	1/4	\$30.32
250-02.750MB	2-3/4	3-1/4	1/4	\$9.54	250-09.750MB	9-3/4	10-1/4	1/4	\$30.81
250-03.000MB	3	3-1/2	1/4	\$10.27					

Figura 82 Selección Back-up  
Referencia Martin Fluid Power














<b>PISTON U-CUPS</b>	KP			K-SEAL PISTON U-CUP	<b>UR95</b> Urethane
	DE			DE PISTON U-CUP	<b>NBR</b> (Nitrile)
	GPW			GPW (2 PC.) PISTON U-CUP	<b>LIP</b> NBR (Nitrile) <b>BASE</b> Fabric & Rubber <b>BEARING RING</b> Acetal
	H607			H607 PISTON U-CUP	<b>URETHANE</b>
	H659			H659 PISTON U-CUP	<b>URETHANE</b>
	PUC			PUC PISTON U-CUP	<b>URETHANE</b>

Figura 83 Piston U-cup  
Referencia Martin Fluid Power

**PUC PISTON U-CUP**



Non-symmetrical U-Cup for piston applications.  
Max Pressure 6,000 PSI. Max Speed 3 ft./second.

**MFP PART NUMBERS**  
**PUC-2000x1500x375**

*MFP STYLE    BORE DIAMETER    ID    SEAL HEIGHT*

---

**MFP SEAL MATERIAL**

MATERIAL	DUROMETER	TEMPERATURE RANGE
<b>URETHANE</b>	93 Shore A	-50°F to +230°F

PART NUMBER	BORE	ID	SEAL HT	MFP LIST	PART NUMBER	BORE	ID	SEAL HT	MFP LIST
PUC-0750X0375X312	3/4	3/8	5/16	\$5.36	PUC-4000X3250X500	4	3-1/4	1/2	\$16.25
PUC-1125X0750X312	1-1/8	3/4	5/16	\$5.90	PUC-4000X3250X625	4	3-1/4	5/8	\$16.25
PUC-1500X1125X250	1-1/2	1-1/8	1/4	\$5.90	PUC-4000X3375X500	4	3-3/8	1/2	\$16.51
PUC-1500X1250X250	1-1/2	1-1/4	1/4	\$6.26	PUC-4000X3500X250	4	3-1/2	1/4	\$16.59
PUC-1750X1500X250	1-3/4	1-1/2	1/4	\$8.44	PUC-4000X3500X312	4	3-1/2	5/16	\$16.59
PUC-2000X1375X500	2	1-3/8	1/2	\$6.87	PUC-4000X3500X375	4	3-1/2	3/8	\$16.59
PUC-2000X1500X375	2	1-1/2	3/8	\$8.14	PUC-4000X3625X375	4	3-5/8	3/8	\$17.42
PUC-2000X1625X187	2	1-5/8	3/16	\$8.14	PUC-4250X3750X375	4-1/4	3-3/4	3/8	\$17.82
PUC-2000X1625X312	2	1-5/8	5/16	\$8.14	PUC-4500X4750X625	4-1/2	3-3/4	5/8	\$17.82
PUC-2000X1625X375	2	1-5/8	3/8	\$8.14	PUC-4500X4000X375	4-1/2	4	3/8	\$18.47
PUC-2250X1750X375	2-1/4	1-3/4	3/8	\$8.24	PUC-4750X4379X275	4-3/4	4.379	.275	\$13.54
PUC-2250X1875X375	2-1/4	1-7/8	3/8	\$8.24	PUC-5000X4250X375	5	4-1/4	3/8	\$27.39
PUC-2500X1625X500	2-1/2	1-5/8	1/2	\$9.80	PUC-5000X4250X500	5	4-1/4	1/2	\$28.77
PUC-2500X1875X500	2-1/2	1-7/8	1/2	\$9.80	PUC-5000X4250X625	5	4-1/4	5/8	\$27.39
PUC-2500X2000X250	2-1/2	2	1/4	\$9.80	PUC-5000X4500X250	5	4-1/2	1/4	\$27.97
PUC-2500X2000X375	2-1/2	2	3/8	\$10.28	PUC-5000X4500X375	5	4-1/2	3/8	\$29.36
PUC-2500X2125X250	2-1/2	2-1/8	1/4	\$9.91	PUC-5000X4500X562	5	4-1/2	9/16	\$27.97
PUC-2500X2125X312	2-1/2	2-1/8	5/16	\$9.91	PUC-5250X4500X500	5-1/4	4-1/2	1/2	\$27.97
PUC-2500X2125X375	2-1/2	2-1/8	3/8	\$10.41	PUC-5500X4750X625	5-1/2	4-3/4	5/8	\$29.46
PUC-3000X2250X455	3	2-1/4	.455	\$12.25	PUC-6000X5250X375	6	5-1/4	3/8	\$38.17

**Figura 84 Selección Piston U-cup  
Referencia Martin Fluid Power**



























<b>ASSEMBLIES</b>	GTR			GT RINGS ROD SEAL	<b>BN70</b> Buna N (Nitrile)
	GTP			GT RINGS PISTON SEAL	<b>BN70</b> Buna N (Nitrile)
	CR			CROWN SEAL ROD SEAL	<b>UR95</b> Urethane 95
	CP			CROWN SEAL PISTON SEAL	<b>UR95</b> Urethane 95
	H775			H775 (2 PC.) PISTON SEAL	<b>POLYESTER</b>
	PS			SQUARE (2 PC.) PISTON SEAL	<b>T</b> Filled Teflon® <b>U</b> Urethane 60D
	PM			MIDSIZE (2 PC.) PISTON SEAL	<b>T</b> Filled Teflon® <b>U</b> Urethane 60D
	PR			RECTANGULAR (2 PC.) PISTON SEAL	<b>T</b> Filled Teflon® <b>BFT</b> Bronze Filled Teflon® <b>U</b> Urethane 60D
	PPR			RECTANGULAR (2 PC.) PISTON SEAL	<b>POLYESTER</b>
	PT			PT (2 PC.) PISTON SEAL	<b>BFT</b> Bronze Filled Teflon®
	SCP			STEP CUT (2 PC.) PISTON SEAL	<b>FILLED NYLON®</b>
	PSQ			PSQ (3 PC.) PISTON SEAL	<b>BRONZE FILLED PTFE</b>
	RS10			RS10 (2 PC.) ROTARY ROD SEAL	<b>BFT</b> Bronze Filled Teflon®

Figura 85 Assemblies Seal  
Referencia Martin Fluid Power

## RECTANGULAR RING (2 PC.) - PISTON



Rectangular Polyester Piston Rings are a compact, low friction seal for light to medium duty hydraulic cylinders. The red polyester elastomer will stretch sufficiently without using the cone needed with PTFE piston rings, square expander.

### MFP PART NUMBERS

## MFP-PPR-200

MATERIAL      TYPE OF SEAL      BORE

MFP COMPOUND	MFP SEAL MATERIAL	
	MATERIAL	TEMPERATURE RANGE
POLYESTER	Nitrile	-40°F to +220°F

PART NUMBER	BORE	SEAL HT	GLAND C/S	ID	HT	MFP LIST
MFP-PPR-100	1	.118	.070	.691	.129	\$5.53
MFP-PPR-125	1-1/4	.118	.070	.941	.129	\$5.68
MFP-PPR-150	1-1/2	.118	.070	1.191	.129	\$5.83
MFP-PPR-175	1-3/4	.118	.070	1.441	.129	\$5.83
MFP-PPR-200	2	.118	.070	1.691	.129	\$6.30
MFP-PPR-225	2-1/4	.118	.070	1.941	.129	\$8.47
MFP-PPR-250	2-1/2	.118	.070	2.191	.129	\$8.53
MFP-PPR-275	2-3/4	.118	.070	2.441	.129	\$8.66
MFP-PPR-300	3	.271	.090	2.462	.283	\$8.76
MFP-PPR-325	3-1/4	.271	.090	2.712	.283	\$9.35
MFP-PPR-350	3-1/2	.271	.090	2.962	.283	\$9.53
MFP-PPR-375	3-3/4	.271	.090	3.212	.283	\$10.27
MFP-PPR-400	4	.271	.090	3.462	.283	\$10.40
MFP-PPR-425	4-1/4	.271	.090	3.712	.283	\$11.54
MFP-PPR-450	4-1/2	.271	.090	3.962	.283	\$11.99
MFP-PPR-475	4-3/4	.271	.090	4.212	.283	\$12.72
<b>MFP-PPR-500</b>	<b>5</b>	<b>.271</b>	<b>.090</b>	<b>4.462</b>	<b>.283</b>	<b>\$15.51</b>
MFP-PPR-525	5-1/4	.364	.142	4.504	.378	\$19.79
MFP-PPR-550	5-1/2	.364	.142	4.754	.378	\$20.31
MFP-PPR-575	5-3/4	.364	.142	5.004	.378	\$22.10
MFP-PPR-600	6	.364	.142	5.254	.378	\$22.35
MFP-PPR-625	6-1/4	.364	.142	5.504	.378	\$22.82
MFP-PPR-650	6-1/2	.364	.142	5.754	.378	\$23.25
MFP-PPR-700	7	.364	.142	6.254	.378	\$23.80
MFP-PPR-725	7-1/4	.364	.142	6.504	.378	\$24.51

Figura 86 Selección Assemblies Seal  
Referencia Martin Fluid Power

## 5. CONSTRUCCION, MONTAJE Y PRUEBAS.

### 5.1 INCORPORACIÓN DE ACUMULADORES AL BANCO DE MALACATE

El fin de adaptar acumuladores al banco de malacate, es ofrecer una herramienta que permita observar las ventajas que se pueden obtener en un circuito hidráulico con este tipo de dispositivos, como en reserva de energía, ganancia en potencia y velocidad. Además permite que se realice una validación de los datos teóricos con las pruebas que en este se realicen. Esta adaptación se realizó en dos etapas en las cuales se hizo el análisis del circuito hidráulico y el montaje de cada uno de sus componentes, la primera consistió en incorporar el acumulador tipo pistón (construido) y la segunda en incorporar el acumulador tipo vejiga.

#### 5.1.1 Incorporación acumulador tipo pistón

##### Análisis circuito hidráulico

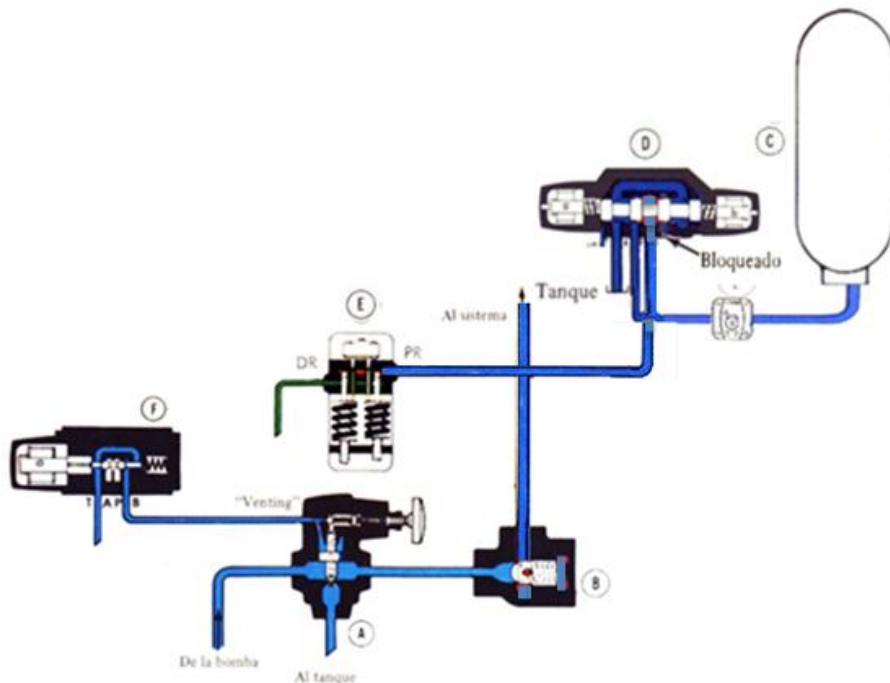


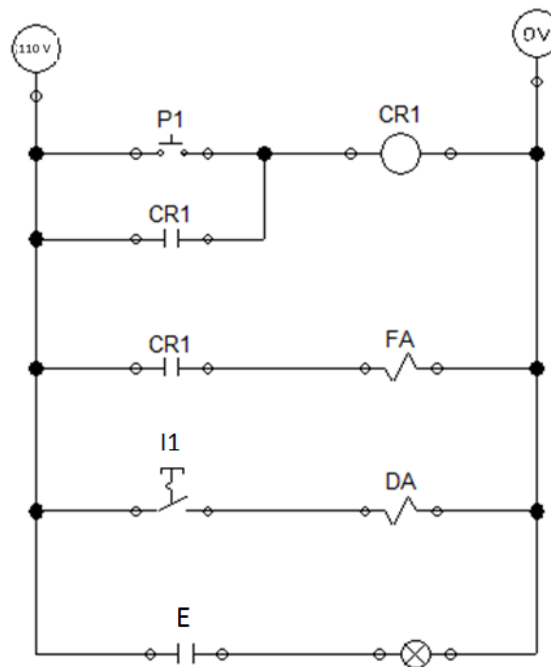
Figura 87 Circuito hidráulico acumulador tipo pistón  
Referencias manual de oleo hidráulica Vickers y autores del proyecto

El acumulador tipo pistón se utiliza para suministrar caudal conjuntamente con la bomba al sistema hidráulico que cuenta con un cilindro de 5 in de diámetro interno, una carrera de 18 in, que durante su carrera trabaja con una carga que exige entre 1000-2000 psi.

En la figura 88 el circuito muestra un sistema que permite conectar y desconectar el acumulador hidroneumático para poder realizar una comparación y tener una apreciación física del uso de este dispositivo en el sistema como fuente de energía. Además este circuito permite que en una aplicación práctica el operario tenga un indicador visual cuando el acumulador se encuentra completamente cargado.

El circuito está compuesto por una válvula de seguridad (A), una válvula anti retorno (B), un acumulador (c), una válvula direccional (D), un presostato (E), una válvula direccional (F), y una válvula reguladora compensada por presión en serie(G).

El ajuste de la válvula de seguridad (A) debe ser mayor que el ajuste del presostato (E).



**Figura 88 Circuito eléctrico acumulador tipo pistón**  
Referencias manual de oleo hidráulica Vickers y autores del proyecto

El circuito eléctrico se muestra en la figura 89 y realizara las siguientes operaciones:

Excitar el solenoide (Da) cuando se accione el interruptor del panel, es decir cuando se incorpora el acumulador en el circuito hidráulico.

Desexcitar el solenoide (Da) cuando no este accionado el interruptor del panel.

Excitar el solenoide (Fa) cuando el motor eléctrico se pone en marcha.

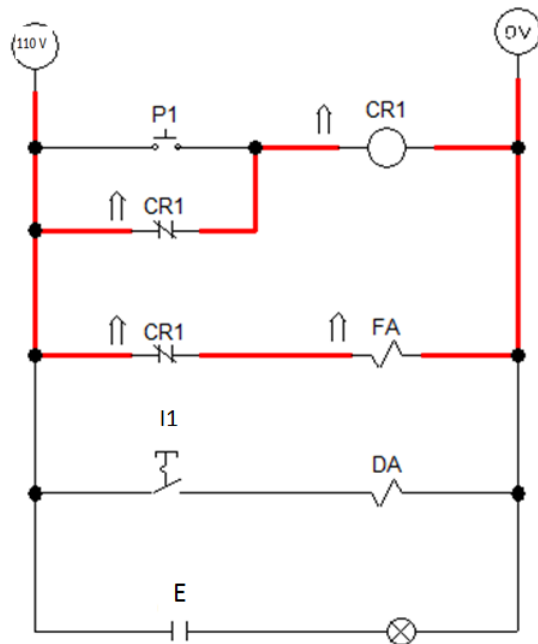
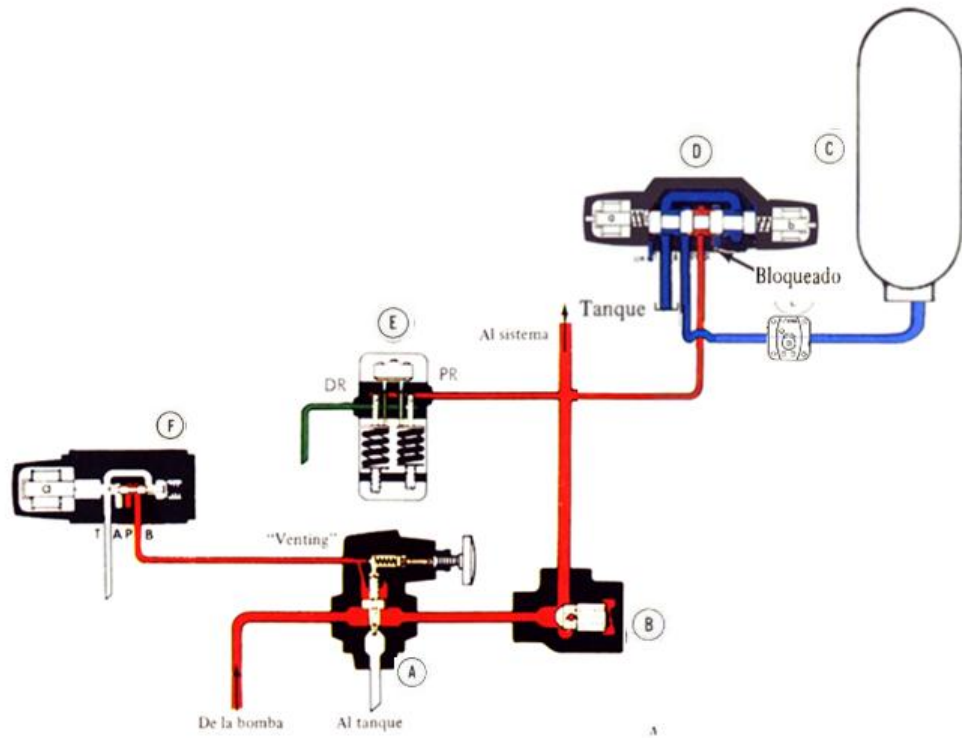
Encender el indicador de carga del acumulador cuando este alcanza la presión máxima de carga.

Desexcitar el solenoide (Fa) cuando se para el motor eléctrico.

En la vista A (figura 88 y 89) se muestra cuando el acumulador no se encuentra conectado al circuito hidráulico, el solenoide (Fa) esta desexcitado, uniendo el orificio de “venting” de la válvula (A) a tanque, haciendo que el caudal de la bomba descargue libremente a tanque a través de la válvula (A).

En la vista B el cilindro recibe únicamente el caudal que proviene de la bomba. El solenoide (Fa) esta excitado haciendo que la válvula (F) bloquee la conexión de “venting” de la válvula (A). Así el caudal de la bomba es dirigido a través de la válvula antirretorno (B) hacia el sistema.

En La vista c se muestra cuando el acumulador es conectado con el circuito hidráulico mediante la válvula (D).El solenoide (Da) es accionado para incorporar el acumulador al circuito, este empieza a ser cargado por el fluido hidráulico, la presión del sistema es inferior al ajuste del presostato (D). El acumulador (C) se carga mientras el actuador no demanda caudal de la bomba.



**Figura 89 Vista B**  
**Referencias manual de oleo hidráulica Vickers y autores del proyecto**

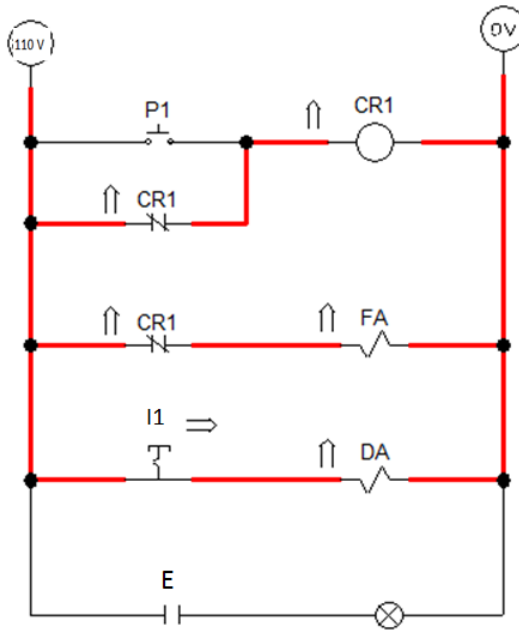
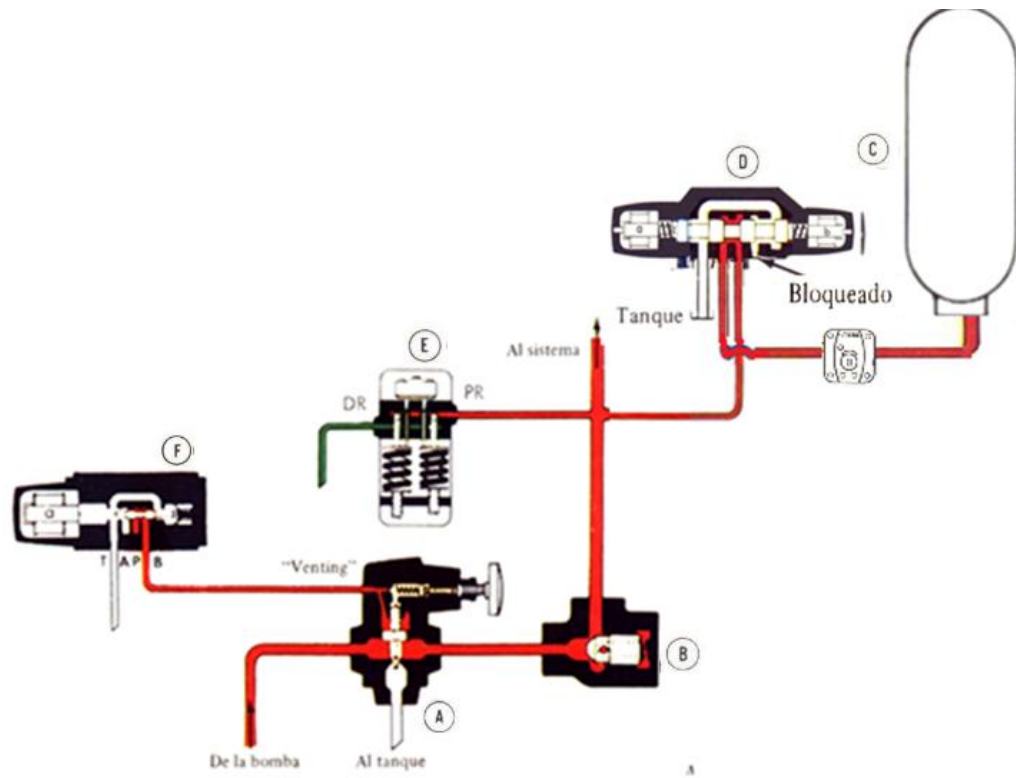


Figura 90 Vista C  
 Referencias manual de oleo hidráulica Vickers y autores del proyecto

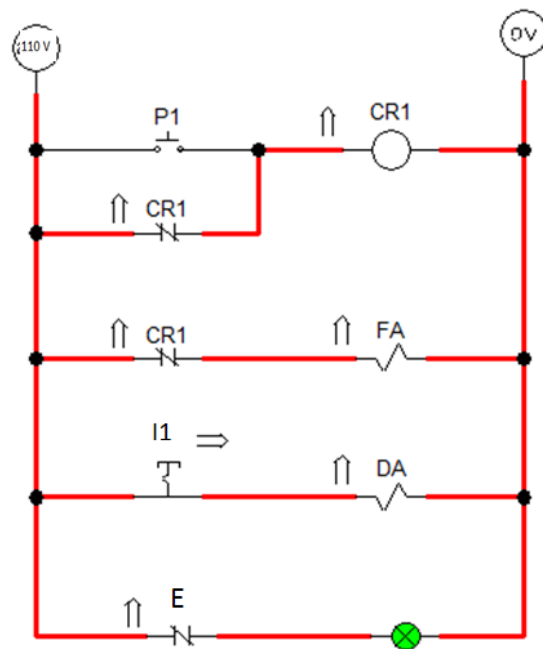
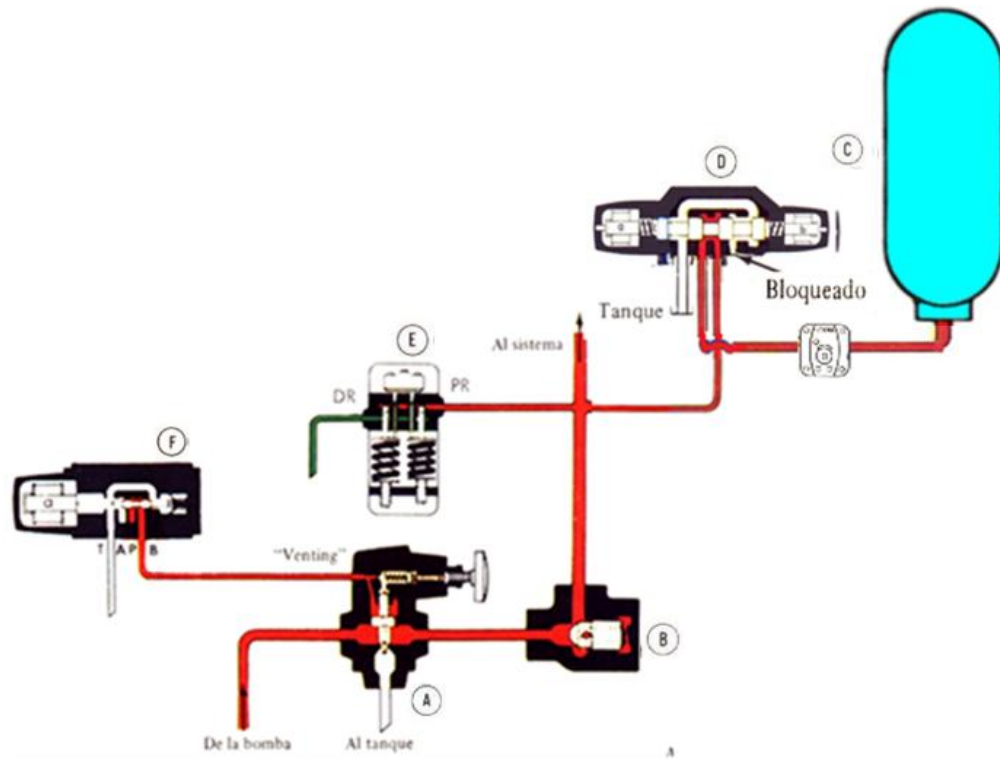
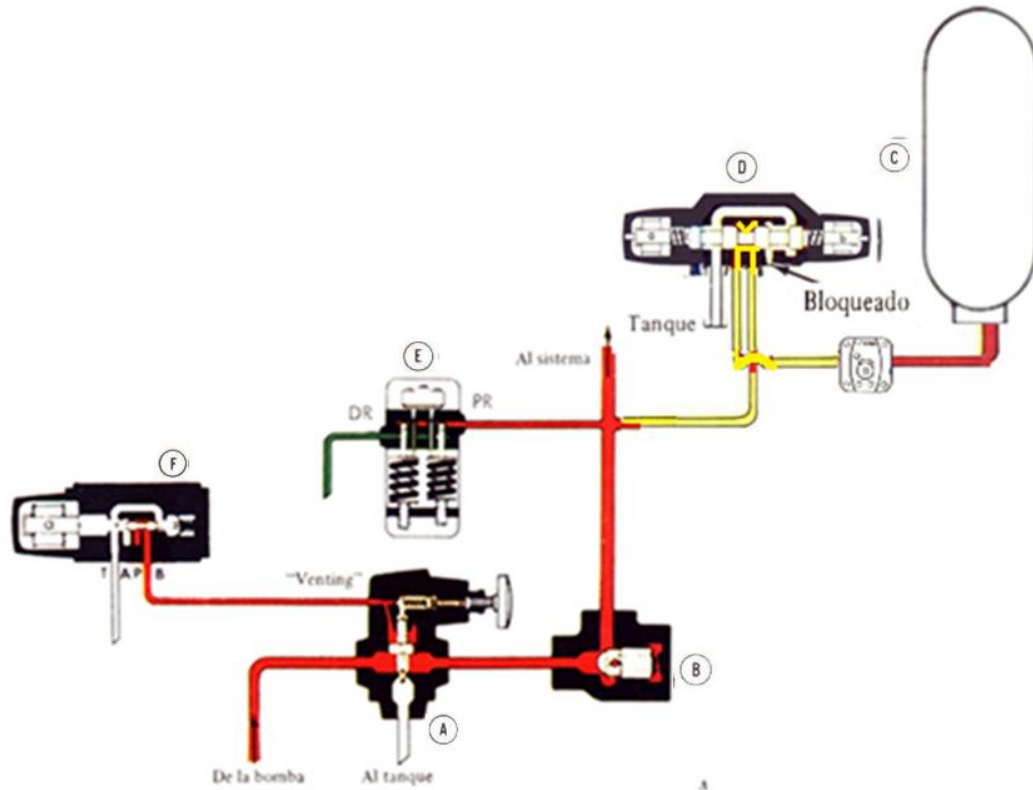


Figura 91 Vista D  
Referencias manual de oleo hidráulica Vickers y autores del proyecto

En la vista D se muestra el acumulador cargado habiendo alcanzado la presión del sistema y el ajuste superior del presostato (E). En el momento en que la presión máxima es alcanzada por el acumulador, es censada por el presostato (E) que a su vez cierra el circuito eléctrico y enciende el indicador de carga completa.



**Figura 92 Vista E**  
**Referencias manual de oleo hidráulica Vickers y autores del proyecto**

En la vista E se muestra el instante en que el acumulador y la bomba entregan simultáneamente el caudal al sistema para mover el actuador, el circuito cuenta con una válvula reguladora de caudal compensada en serie por presión (G), cuya función es que el acumulador entregue un flujo constante al sistema independientemente de la variación de presión del acumulador.

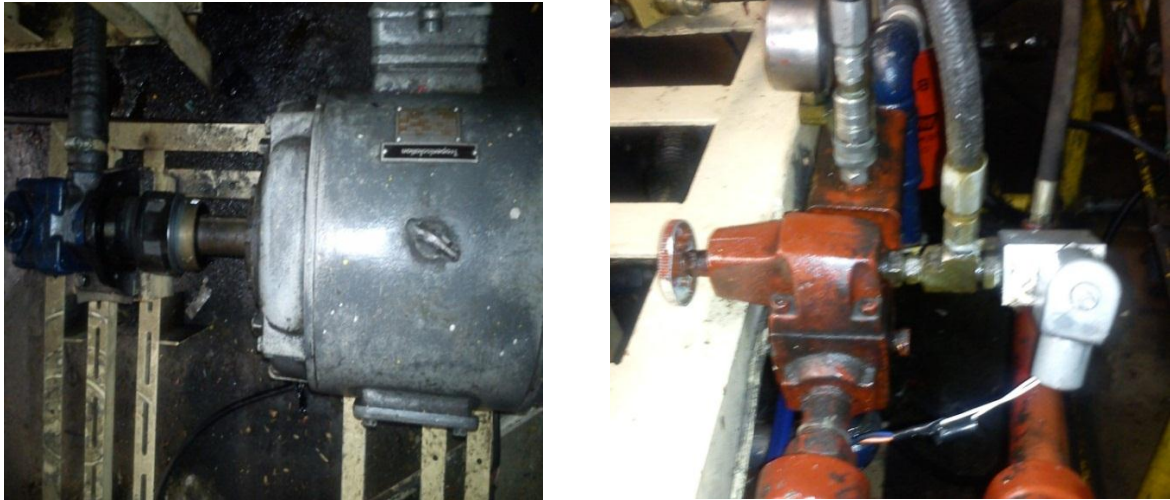
Mediante el empleo del acumulador se puede reducir la potencia de la bomba a una demanda media. La operación montada en el banco requiere aumentar 4 veces la velocidad nominal (1,33 cm/seg) del vástago del cilindro en su carrera sin trabajo y durante el proceso de trabajo cuando se eleva la presión. Para lograr lo anteriormente propuesto, se realizó el montaje de cada uno de los elementos del circuito que se nombran a continuación y cumplen un papel importante para que el este pueda funcionar de forma correcta.

En la figura 94 se observa el acumulador hidráulico tipo pistón (construido), incorporado en el circuito, éste cuenta con una capacidad de almacenamiento de 15 litros aproximadamente y entrega caudal al sistema con una presión de 900 PSI, a su lado derecho se observa el cilindro hidráulico (actuador), que se utilizó para realizar el montaje del circuito. El cilindro tiene un diámetro interno de 5 pulg y una carrera de 22 pulg.



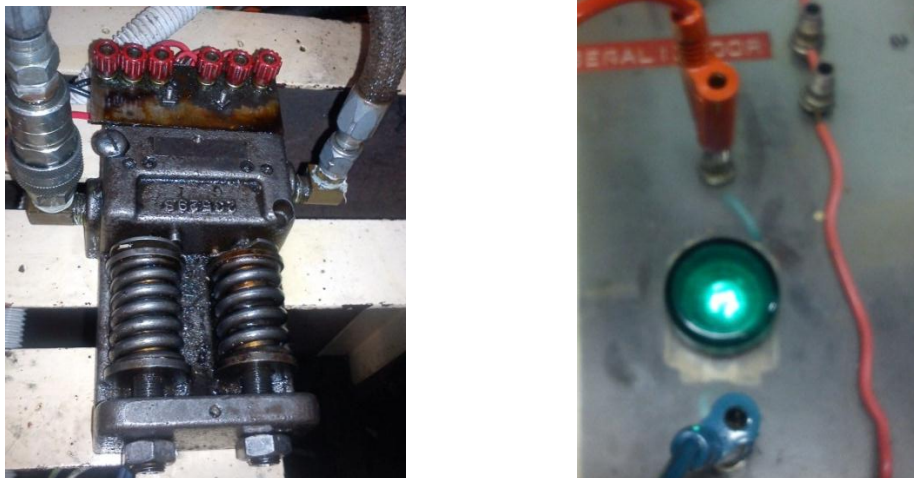
**Figura 93 Montaje acumulador y cilindro hidráulico  
Referencia autores del proyecto**

La figura 95 muestra la bomba y la válvula de seguridad. En el circuito se utiliza una bomba Vickers V20 que está entregando un caudal que oscila entre 2,5 y 3 GPM. La válvula de seguridad maneja un segundo nivel de presión que permite realizar el venteo del circuito.



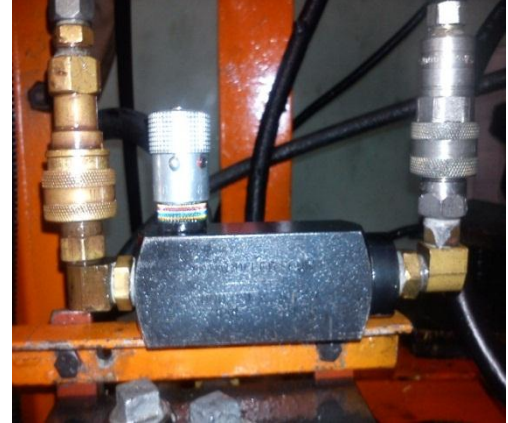
**Figura 94 Bomba hidráulica y válvula de seguridad**  
Referencia autores del proyecto

En la figura 96 se observa el presostato y el indicador de carga completa del acumulador. Cuando el presostato censa que el acumulador se encuentra a la presión de carga máxima se enciende el indicador.



**Figura 95 Presostato y el indicador de carga completa**  
Referencia autores del proyectos

Para evitar que cuando el acumulador este cargado y el sistema esté en reposo se descargue por la línea de presión, el circuito cuenta con una válvula antirretorno (figura 97 izquierda) de ½ pulg para 3000 psi de presión, además cuenta con una válvula reguladora de caudal compensada por presión en serie (figura 97 derecha) PARKER PCCM600S, que permite que el acumulador entregue un caudal constante al sistema.



**Figura 96 Válvula antirretorno y válvula reguladora de caudal compensada**  
Referencia autores del proyecto

Las válvulas utilizadas para conectar el acumulador con el circuito hidráulico y posicionar el cilindro hidráulico fueron una PARKER D1VHW004CNYWF (figura 98 derecha) y una ATOS DK1-1713 (Figura 98 izquierda) respectivamente.



**Figura 97 Válvula direccional PARKER y ATOS**  
Referencia autores del proyecto



En este circuito se muestra un sistema para poner a descargar la bomba cuando el acumulador está completamente cargado. Consiste en una válvula de seguridad (A), una válvula antirretorno (B), un acumulador (C), un presostato (D) y una válvula direccional (E). El ajuste de presión de la válvula(A) debe ser superior al de mayor ajuste (D).

El circuito eléctrico realiza las siguientes operaciones:

Excitar el solenoide (Ea) cuando el motor eléctrico se pone en marcha.

Desexcitar el solenoide (Ea) cuando la presión del sistema alcanza el ajuste superior del presostato.

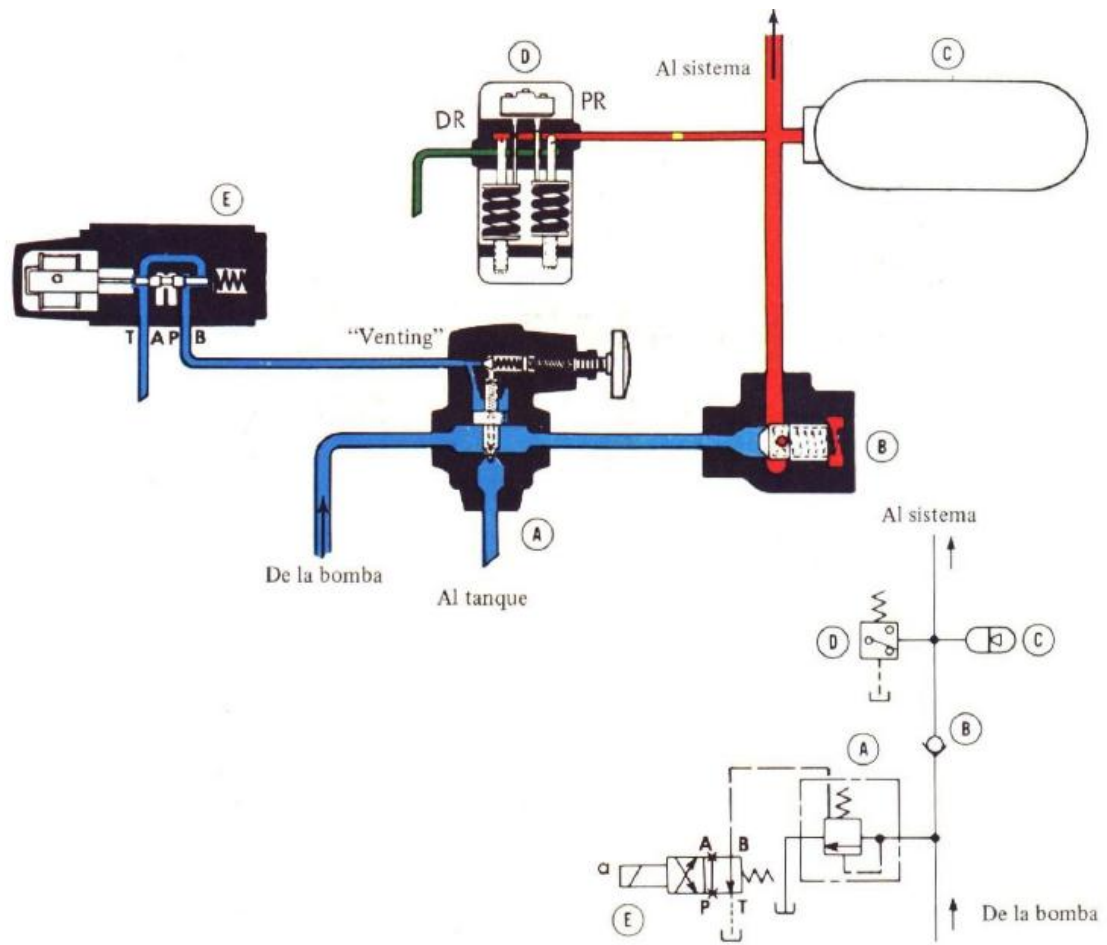
Excitar el solenoide (Ea) cuando la presión del sistema se reduce al ajuste inferior del presostato.

Desexcitar el solenoide (Ea) cuando se para el motor eléctrico.

En la vista F muestra el circuito cuando la presión del sistema es inferior al ajuste inferior de (D). El solenoide (Ea) está excitado haciendo que la válvula (E) bloquee la conexión de venting de la válvula (A). Así, el caudal de la bomba es dirigido a través de (B) al sistema. El acumulador (C) se carga si la demanda de caudal del sistema es inferior al caudal de la bomba.

En la vista G muestra el acumulador cargado habiendo alcanzado la presión del sistema el ajuste superior del presostato.

El solenoide (Ea) esta desexcitado, uniendo el orificio de venting de la válvula (A) a tanque y haciendo el caudal de la bomba descargue libremente a tanque a través de la válvula (A).

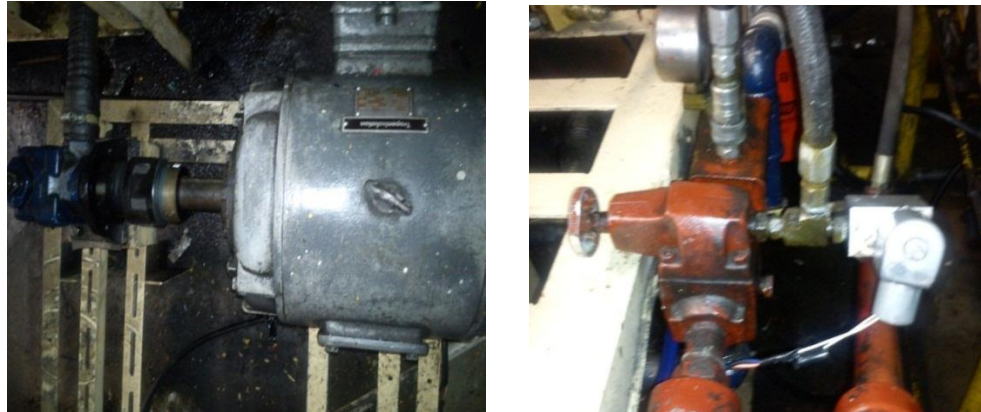


**Figura 99 Vista G**  
**Referencias manual de oleo hidráulica Vickers**

La válvula antirretorno (B) está cerrada, permitiendo que el acumulador aplique caudal y presión al sistema. La alimentación y la descarga del sistema continúan automáticamente hasta que el motor eléctrico se para. Los límites máximo y mínimo de presión, vienen determinados por el presostato (D) que establece también los regímenes de trabajo de la bomba en carga o en descarga.

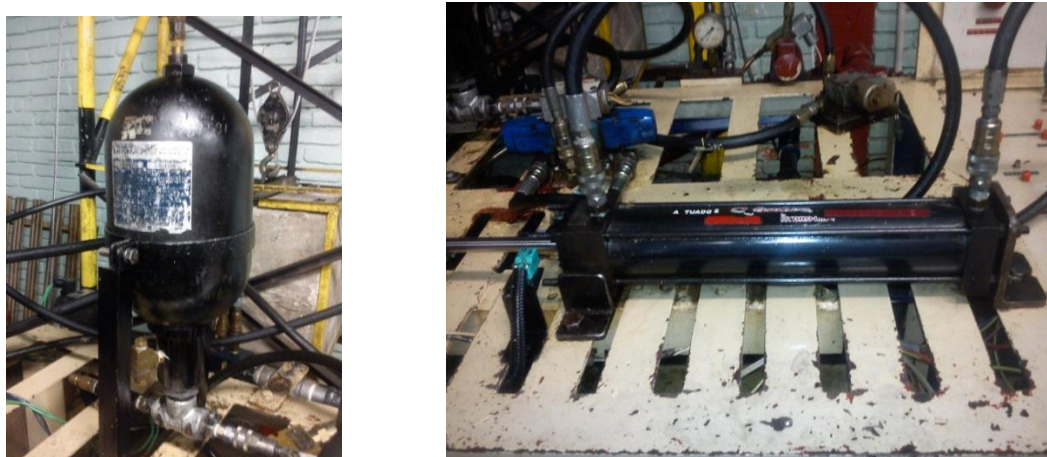
La válvula (A) protege el sistema contra las sobrecargas y su ajuste de presión es superior al mayor ajuste del presostato (D)

Los elementos utilizados para montar el circuito con el acumulador tipo vejiga se muestran a continuación. La figura 101 muestra la bomba y la válvula de seguridad. En el circuito se utiliza una bomba Vickers V20 que está entregando un caudal que oscila entre 2,5 y 3 GPM. La válvula de seguridad maneja un segundo nivel de presión permite realizar el venteo y poner a descansar la bomba cuando el acumulador alcanza la presión máxima de operación.



**Figura 100 Bomba hidráulica y válvula de seguridad**  
Referencia autores del proyecto

En la figura 102 se observa el acumulador hidráulico tipo pistón vejiga, incorporado en el circuito, a su lado derecho se observa el cilindro hidráulico (actuador), que se utilizó para realizar el montaje del circuito.



**Figura 101 Acumulador tipo vejiga y cilindro hidráulico**  
Referencia autores del proyecto

El circuito se dotó con una válvula antirretorno de 3/8 de pulg (figura 103) que permite mantener cargado el acumulador de vejiga cuando la bomba está descansando, proporcionando una fuente de energía adicional que se puede utilizar en caso de emergencia, además cuenta con una válvula direccional, que permite posicionar el actuador.



**Figura 102 Válvula antirretorno y válvula direccional**  
Referencia autores del proyecto

Debido a que el banco está compuesto por otras pruebas distintas a la que se realiza con el acumulador, fue necesario instalar acoples rápidos tipo aguja y esfera que facilitarían la conexión y desconexión de algunos de sus elementos. Además estos acoples permiten incorporar sencillamente el acumulador al circuito y así realizar su respectiva comparación.

## **5.2 CARACTERIZACIÓN ACUMULADORES**

La caracterización de los acumuladores incorporados en el banco de malacate, se enfatizó en los aspectos físicos de estos dispositivos, en la cual se identifican cada uno de sus principales componentes. Además se determinan algunos aspectos generales que permiten tener una mejor percepción en el momento de usarlos en un sistema hidráulico.

En la figuras 104 y 105 se representa el ciclo de funcionamiento del acumulador tipo vejiga y tipo pistón respectivamente, en los cuales:

- A. El acumulador está vacío, las cámaras de gas y de aceite no se encuentran presurizadas.
- B. El acumulador es precargado.
- C. El sistema hidráulico es presurizado, la presión del sistema excede la presión de precarga y el aceite fluye dentro del acumulador.
- D. El sistema alcanza su máxima presión, el acumulador alcanza la máxima capacidad de volumen que puede almacenar, cualquier incremento de presión debería ser controlada por la válvula de seguridad del sistema.
- E. La presión del sistema disminuye, la presión de precarga del acumulador, obliga a que el aceite fluya hacia el sistema.

### **ACUMULADOR HIDRONEUMÁTICO TIPO VEJIGA**

En la tabla 16 se encuentran las características generales del acumulador tipo vejiga incorporado en el laboratorio de potencia fluida. En la figura 104 se puede apreciar las partes características de este dispositivo.



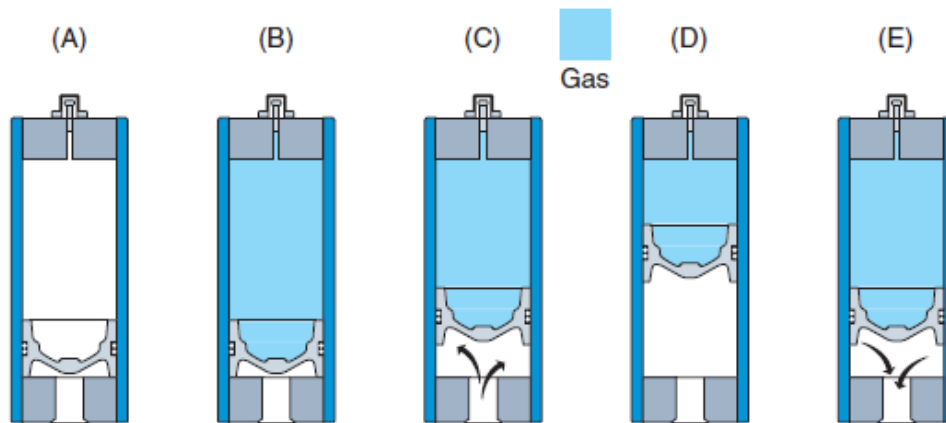
Figura 103 Funcionamiento del acumulador tipo vejiga  
Referencia OLAER



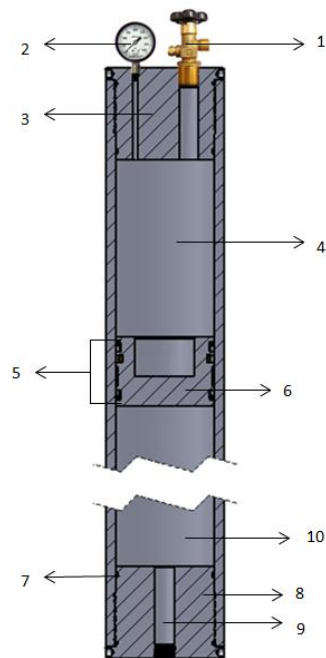
**Figura 104 Partes acumulador tipo vejiga**  
**Referencia OLAER**

- |                                  |                                   |
|----------------------------------|-----------------------------------|
| 1. Kit de vejiga                 | 5. Montaje del puerto del fluido. |
| 2. Montaje de la vejiga.         | 6. Anillo de antiextrusión.       |
| 3. Montaje de la válvula de gas. | 7. Tapón de protección.           |
| 4. Tapa de la válvula de gas.    | 8. Kit de sellos.                 |

El acumulador hidroneumático tipo pistón construido, que se encuentra instalado el banco de malacate del laboratorio de potencia fluida, en la figura 91 se representan sus componentes y en la tabla 16 las características generales.



**Figura 105 Funcionamiento del acumulador tipo pistón**  
**Referencia OLAER**



**Figura 106 Partes acumulador tipo pistón**  
**Referencia autores del proyecto**

- |                               |                                      |
|-------------------------------|--------------------------------------|
| 1. Válvula de precarga.       | 7. Sellos de las tapas.              |
| 2. Manómetro.                 | 8. Tapa inferior.                    |
| 3. Tapa superior.             | 9. Puerto entrada-salida del fluido. |
| 4. Cámara de nitrógeno.       | 10. Cámara aceite mineral.           |
| 5. Kit sellos para el pistón. |                                      |
| 6. Pistón.                    |                                      |

**Tabla 16 Características generales acumuladores tipo vejiga y pistón.**

Tipo	Acumulador hidroneumático de vejiga	Acumulador hidroneumático de pistón
Presión de servicio	2200 PSI	2200 PSI
Presión de hinchado	Siempre con nitrógeno. Entre 0,9 de la presión mínima de servicio y 0,25 de la presión máxima de servicio.	Siempre con nitrógeno. Entre 0,9 de la presión mínima de servicio y 0,25 de la presión máxima de servicio.
Temperatura de servicio	Entre $-15^{\circ}$ C y $80^{\circ}$ C para construcciones estándar.	Entre $-40^{\circ}$ C y $210^{\circ}$ C para construcciones estándar.
Conexión	Por rosca, dispone de bridas para acoplar a la rosca de conexión.	Dispone de una rosca de $1/2$ pulgada NPT para acoplar a la rosca de conexión.
Montaje	Preferiblemente en posición vertical. Para otras posiciones consulten con el fabricante.	Siempre en posición vertical.
Fijaciones	Está terminantemente prohibido soldar cualquier fijación en el cuerpo.	Con abrazaderas de 6 plg de diámetro interno acopladas a la estructura soporte.
Caudal	4,8 GPM	7,8 GPM
Volumen efectivo	1,2 litros	4,82 litros

### 5.3 PROCESO DE MECANIZADO

#### ACUMULADORES DE PISTÓN

Es un acumulador hidroneumático con un pistón que se mueve libremente y actúa de separador entre la reserva de gas que se puede comprimir y el líquido de servicio. El acumulador tipo pistón construido, consta de un cilindro mecanizado cuidadosamente por su superficie interna, con tapas roscadas en los extremos, y un pistón con un sistema especial de sellado.

En primera instancia se inició su montaje en el torno de 2,5 metros de largo y su posterior alineación para el mecanizado.



Se hizo un refrentado y rectificado a los dos extremos del cilindro para realizar los canales de los sellos y la descarga de la rosca.



En la siguiente figura se muestra la rosca y canales ya terminados, además la materia prima de las tapas y el pistón del acumulador hidráulico.



Se realizó un desbaste en la tapas para mecanizar la rosca tipo withword cónica fina para los dos extremos del cilindro.



Comprobación de la rosca del cilindro y de la tapa correspondiente, además de 4 agujeros en la periferia que permiten realizar el apriete de cada tapa.



Se diferencian los dos tipos de tapas, la tapa inferior (lado de la recamara del aceite mineral) se encuentra con un acople NPT para permitir un mejor sellado y un codo a 90° el cual facilita conectar el acumulador al sistema hidráulico, en la tapa superior se encuentra instalado un manómetro y una válvula CGA 580 que permite la recarga y descarga del gas nitrógeno.



Para el mecanizado del pistón se le realizó un desbaste en la parte interna para darle una forma cóncava que permite la estabilidad del mismo, en la parte externa se mecanizó los canales para los diferentes sellos utilizados.



Comprobación e instalación de los sellos del pistón.



Los materiales utilizados para el soporte del acumulador hidráulico fueron perfiles en I y en U los cuales dan las medidas y resistencias adecuadas para soportarlo.



Se utilizaron 2 abrazaderas y 4 tornillos que permiten la sujeción del acumulador



## 5.4 PRUEBA HIDROSTATICA

Las pruebas hidrostáticas, son pruebas de presión que se deben realizar a los tanques sujetos a presión, como lo son compresores, calderas por citar algunos. Previamente se debió elaborar un plano, en el cual se determinó la presión a la que se deberá someter el tanque para garantizar la seguridad del mismo durante la operación por los trabajadores o estudiantes.

La prueba consiste en presurizar al equipo sin estar en funcionamiento y desenergizado, desconectado en sus partes mecánicas y neumáticas a una temperatura no mayor de 40 grados centígrados, con un manómetro calibrado conectando al equipo, hasta una presión de prueba que debe ser al menos 10% arriba de la presión de calibración del dispositivo de seguridad, con un fluido incompresible cuyo comportamiento al incremento de la presión no genere riesgos.

Además de esta prueba hidrostática, que se aplica a los recipientes sujetos a presión, también podemos realizar pruebas para revisar fugas en las tuberías nuevas y probar su hermeticidad.

Equipos para la prueba:

Manómetro

Bomba

Mangueras

Cronometro

Con la bomba manual de una Prensa hidráulico y la utilización de aceite mineral se realizado la prueba hidrostática a una presión de 3000 PSI durante un periodo de 7 horas con muestreos de presión cada hora.

La prueba deberá realizarse al menos 1.3 veces la presión máxima de trabajo (Código ASME sección VIII división 1 párrafo UG-99 (b)).



**VERIFICACIÓN DE PRESIÓN REQUERIDA PARA LA PRUEBA.**



Hora 10 am.  
Presión 3000 psi.



Hora 11 am.  
Presión 3000 psi.



Hora 12 m.  
Presión 3000 psi.



Hora 1 pm.  
Presión 3000 psi.



Hora 2 pm.  
Presión 3000 psi.



Hora 3 pm.  
Presión 3000 psi.



Hora 4 pm.  
Presión 3000 psi.

Se concluye con la prueba hidrostática, que el recipiente soporto los requerimientos de trabajo del acumulador, dado que no se presentaron fugas o filtración que afectaran la presión de prueba. Implícitamente se observa que la selección de sellos y sus funcionamientos son los correctos.

## 5.4 PRUEBAS DE LABORATORIO

En la etapa de pruebas, se compararon los cálculos teóricos con los medidos en la práctica, con el fin de resaltar los beneficios de los acumuladores en sus respectivos circuitos, además verificar si el funcionamiento de cada uno de sus dispositivos y accesorios se comporta de acuerdo a lo planeado.

El estudio realizado en el banco fue hecho con el fin de hacer una comparación teórica y tener una percepción práctica de la diferencia que se tiene cuando se realiza una operación de trabajo en el circuito sin acumulador y con acumulador.

El estudio realizado en el banco se hizo en dos etapas:

1. Pruebas en el circuito del acumulador tipo pistón.
2. Pruebas en el circuito del acumulador tipo vejiga.

### CIRCUITO DEL ACUMULADOR TIPO PISTÓN

En el capítulo 4, se calcularon los parámetros de diseño característico del acumulador tipo pistón, tales como volumen efectivo, caudal, presiones de operación y tiempo de carga, necesarios para aumentar la velocidad del actuador instalado en el banco figura 108, la etapa de pruebas proporciona una visión amplia de cuanto difieren los cálculos teóricos con los proporcionados realmente en el circuito hidráulico. El cilindro hidráulico instalado, tiene las siguientes características:

$$\text{diametro interno} = \phi_{int} = 5 \text{ pulg}$$

$$\text{carrera} = 20 \text{ pulg}$$

$$\text{presion de operacion} = 870 \text{ PSI}$$



**Figura 107 Cilindro hidráulico**  
**Referencia autores del proyecto**

Para realizar la prueba, se hizo necesario ajustar la válvula de seguridad del banco a 2300 PSI (Aprox 160 bar) como se muestra en la figura 109 para que de esta manera, se realice la carga del acumulador a su presión máxima de operación 2200 PSI (Aprox 150 bar) figura 110.

La energía disponible que se transmite por medios hidráulicos debe estar siempre dirigida y bajo completa regulación. Si no está bajo regulación, el trabajo no se podrá convertir en trabajo útil o en su defecto se podría dañar algún equipo o elemento de la instalación. De acuerdo con lo anterior, durante la práctica se decidió estudiar el efecto de entregar el caudal proporcionado por parte del acumulador con y sin regulación.



**Figura 108 Manómetro válvula de seguridad  
Referencia autores del proyecto**



**Figura 109 Manómetro acumulador tipo pistón  
Referencia autores del proyecto**

Durante la prueba se realizaron cuatro tomas de datos para diferentes situaciones en el circuito, que permitieran realizar la comparación. La primera fue la conexión del cilindro hidráulico cuando recibe únicamente el caudal que proviene de la bomba. En la segunda se realizó la conexión del acumulador al circuito cuando éste entrega el caudal sin regular conjuntamente con la bomba y la tercera se realizó regulando el caudal proporcionado por el acumulador con dos tipos de válvulas diferentes.

En la tabla 17 aparecen los datos de tiempos de extensión y retracción del vástago del cilindro durante la prueba. En la primera columna se aprecia el tiempo sin acumulador, en la segunda columna aparecen el tiempo con acumulador sin válvula de regulación instalada, la tercera columna representa el tiempo con acumulador y válvula reguladora de caudal compensada en serie (completamente abierta), por último la cuarta columna muestra el tiempo con acumulador y válvula de regulación no compensada (completamente abierta).

**Tabla 17 Tiempos de operación circuito - acumulador tipo pistón**

	<b>SIN ACUMULADOR</b>	<b>CON ACUMULADOR SIN REGULACIÓN</b>	<b>CON ACUMULADOR Y REGULACIÓN COMPENSADA</b>	<b>CON ACUMULADOR Y REGULACIÓN NO COMPENSADA</b>
<b>TIEMPO DE EXTENSIÓN DEL VÁSTAGO (seg)</b>	42,95	6,28	12,04	6,93
	39,65	6,10	12,43	6,71
	38,17	6,05	12,36	6,85
Tiempo promedio	40,25	6,15	12,276	6,83
<b>TIEMPO DE RETRACCIÓN DEL VÁSTAGO(seg)</b>	22,51	5,68	8,29	5,91
	22,36	5,62	8,16	5,99
	21,57	5,58	8,13	5,89
Tiempo promedio	22,14	5,62	8,19	5,93

De los datos expuestos en la tabla 17 se puede observar la gran diferencia en el tiempo que tarda el cilindro en completar la carrera en cada uno de los cuatro

montajes. La discrepancia en los tiempos del sistema cuando el caudal es proporcionado por el acumulador conjuntamente con la bomba, representados en las columnas dos, tres y cuatro, muestra las ventajas y desventajas de cada instalación en lo que tiene que ver con tiempos de operación.

De los resultados obtenidos se concluye que el acumulador cumple con el propósito de disminuir los tiempos que demora el cilindro en realizar la extensión y retracción del vástago con una apreciable diferencia.

En la tabla 18 se encuentran los datos tomados para el tiempo real de carga del acumulador.

**Tabla 18 Tiempo de carga acumulador tipo pistón**

	CON ACUMULADOR sin regulación	CON ACUMULADOR Y regulación COMPENSADA	CON ACUMULADOR Y regulación NO COMPENSADA
<b>TIEMPO DE CARGA DEL ACUMULADOR (seg)</b>	10,94	30,28	15,8
	11,59	29,24	15,79
	9,62	29,88	15,72
Tiempo promedio	10,71	29,8	15,77

Al no tener regulación en el sistema, el acumulador tiene una carga más rápida como se observa en la tabla 18, la diferencia con la regulación se debe al tamaño de la antirretorno incorporada en cada una de las válvulas reguladoras.

Con los datos obtenidos de los tiempos de operación se calcularon los caudales y las velocidades obtenidas en el sistema (Tabla 19)

$Q_{bomba}$  = caudal de la bomba

$Q_{acum}$  = caudal del acumulador

$Q_{cilindro}$  = caudal del cilindro

$v_{cilindro}$  = velocidad del cilindro

Con la ecuación (5.1) se calculó la velocidad real del cilindro hidráulico, en función de la carrera del pistón y los tiempos de operación de la tabla 19.

$$v = \frac{\text{carrera}}{\text{tiempo}} \quad (5.1)$$

$$v = \frac{20 \text{ pulg} * (2,54 \text{ cm/pulg})}{40,25 \text{ seg}}$$

$$v = 1,388 \text{ cm/seg}$$

De la ecuación (3.1) se calculó del caudal para cada una de las situaciones propuestas.

$$v = \frac{Q_B}{A_P} \quad (3.1)$$

$$Q_B = v_{\text{cilindro}} * A_P$$

$$Q_B = 1,388 \text{ cm/seg} * \pi/4(5 \text{ pulg} * 2,54)^2$$

$$Q_B = 175,86 \text{ cm}^3/\text{seg}$$

$$Q_B = 2,4 \text{ GPM}$$

**Tabla 19 Velocidades y caudales reales**

Valor	Teórico	Real sin regulación	Real con regulación compensada	Real con regulación no compensada
$v_{cilindro}$ sin acum	1,49 cm/seg	1,388 cm/seg	1,388 cm/seg	1,388 cm/seg
$v_{cilindro}$ con acum	5,978 cm/seg	9,08 cm/seg	5,25 cm/seg	7,43cm/seg
$Q_{bomba}$	3 GPM	2,4 GPM	2,4 GPM	2,4 GPM
$Q_{acum}$	7,86 GPM	15,21 GPM	6,55 GPM	15 GPM
$Q_{cilindro}$ sin acum	3 GPM	2,4 GPM	2,4 GPM	2,4 GPM
$Q_{cilindro}$ con acum	10,86 GPM	17,53 GPM	8,887 GPM	17,4 GPM

El propósito de este proyecto consistió en aumentar cuatro veces la velocidad nominal del actuador (1,388 cm/seg), por esto fue necesario regular el caudal proporcionado por el acumulador a 7 GPM aproximadamente para cumplir el objetivo. En caso contrario cuando el caudal del acumulador no fue regulado, este proporciono 15,21 GPM lo que permitió tener un aumento en la velocidad del actuador hasta 9,08 cm/seg, lo cual representa una notoria ganancia de velocidad pero que no permite tener ningún tipo de control en el sistema.

Mediante el empleo del acumulador tipo pistón se puede reducir la potencia de la bomba a una demanda media. A continuación se calcula la potencia requerida por el actuador para cumplir con el objetivo de aumentar su velocidad nominal cuatro veces cuando el sistema demanda una presión de 870 PSI.

Con la ecuación 5.1 se calcula la potencia de salida en el cilindro cuando se utiliza el acumulador en el sistema.

$$Pot = \frac{Q_{cilindro} * p_1}{1714} \quad (5.1)$$

$$Pot_{salida} = \frac{9,4 \text{ GPM} * 870 \text{ PSI}}{1714}$$

$$Pot_{salida} = 4,77 \text{ HP}$$

De la ecuación 5.1 se calcula la potencia entregada por la bomba para el cilindro

$$Pot_{bomba} = \frac{2,4 \text{ GPM} * 870 \text{ PSI}}{1714}$$

$$Pot_{bomba} = 1,22 \text{ HP}$$

Con la ecuación 5.2 se calcula la potencia almacenada por el acumulador.

$$Pot_{acumulador} = \frac{Q_{acum} * \frac{(p_1 + p_2)}{2}}{1714} \quad (5.2)$$

$$Pot_{acumulador} = \frac{7 \text{ GPM} * \frac{(870 \text{ PSI} + 2200 \text{ PSI})}{2}}{1714}$$

$$Pot_{acumulador} = 6,27 \text{ HP}$$

De las pruebas realizadas y de los datos obtenidos anteriormente se puede concluir que el acumulador está aportando aproximadamente el 74 % de la potencia requerida para aumentar la velocidad del cilindro, además este se encuentra operando entre los rangos de presiones establecidos durante su diseño.

## CIRCUITO ACUMULADOR TIPO VEJIGA

Con el fin de realizar un análisis completo del acumulador tipo vejiga, en la práctica se partió de los parámetros característicos del acumulador, los cuales se nombran a continuación:

*volumen efectivo =*

*caudal =*

*presión de precarga = 900 PSI*

*presión máxima de operación = 3000PSI*

*presión mínima de operación = 1000 PSI*

*tiempo de carga = 4,34 seg*

El cilindro hidráulico (figura 111) con el que se va a realizar la prueba, cuenta con las siguientes características.

*diametro interno =  $\phi_{int} = 2,5$  pulg*

*carrera = 11 pulg*

*presión de operación = 500 PSI*



**Figura 110 Cilindro hidráulico  
Referencia autores del proyecto**

El aceite disponible en el acumulador varía entre el 25% y el 75 % de la capacidad total, según las condiciones de funcionamiento. Trabajando por fuera de estos límites, la vejiga podría comprimirse o dilatarse demasiado, limitando su duración.

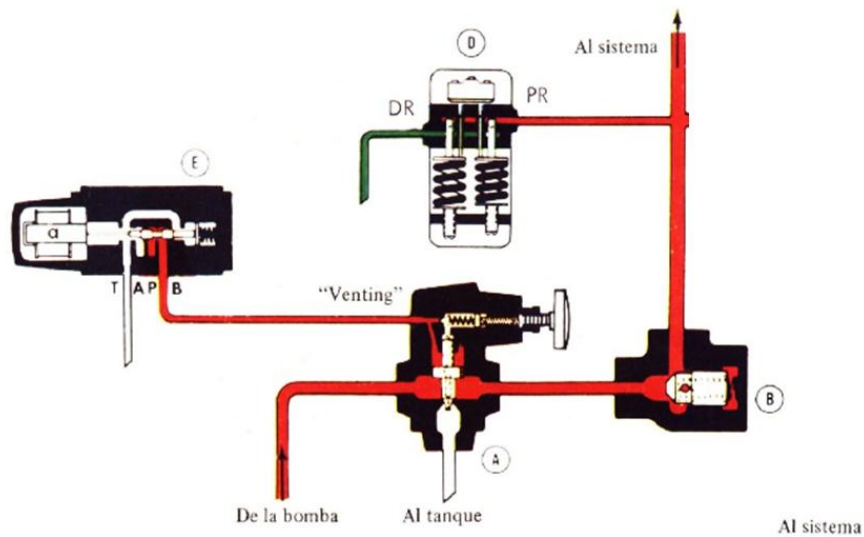
Durante la prueba se realizaron tres tomas de datos para diferentes situaciones en el circuito, que permitieran realizar la comparación. La primera fue la conexión del cilindro hidráulico cuando recibe únicamente el caudal que proviene de la bomba. En la segunda se realizó la conexión del acumulador al circuito cuando éste entrega el caudal conjuntamente con la bomba y la tercera se realizó entregando el caudal proporcionado por el acumulador.

En la tabla 20 aparecen los datos de tiempos de extensión y retracción del vástago del actuador 2 durante la prueba. En la primera columna se aprecia el tiempo cuando solo funciona la bomba, en la segunda columna aparecen el tiempo con acumulador sin válvula de regulación instalada, la tercera columna representa el tiempo con acumulador y válvula reguladora de caudal compensada en serie (completamente abierta), por último la cuarta columna muestra el tiempo con acumulador y válvula de regulación no compensada (completamente abierta).

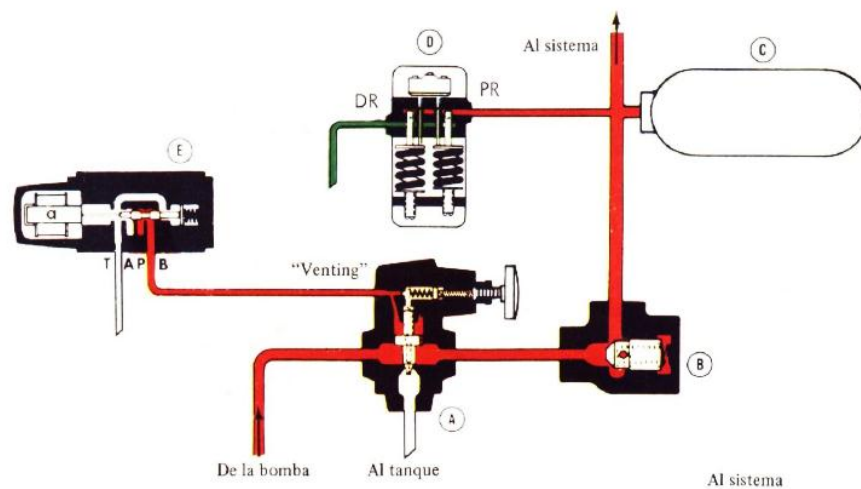
**Tabla 20 tiempos de operación acumulador – vejiga**

	<b>BOMBA</b>	<b>BOMBA Y ACUMULADOR</b>	<b>ACUMULADOR</b>
<b>TIEMPO DE EXTENSIÓN</b>	2,58	2,66	2,98
	2,6	2,58	3,04
	2,47	2,57	3,03
Tiempo promedio	2,58	2,60	3,02
<b>TIEMPO DE RETRACCIÓN (Seg)</b>	2,71	2,8	4,24
	2,66	2,68	4,14
	2,67	2,73	4,04
Tiempo promedio	2,68	2,73	4,14

En la tabla 20 se muestran los tiempos de operación del sistema para cada una de las situaciones planteadas anteriormente. En esta se puede apreciar la similitud de tiempos en la primera (figura 112) y la segunda columna (figura 113), por lo que se puede deducir que el aporte en velocidad por parte del cilindro no es significativo lo cual da una primera apreciación que el acumulador no sirve para reducir los tiempos de la carrera.

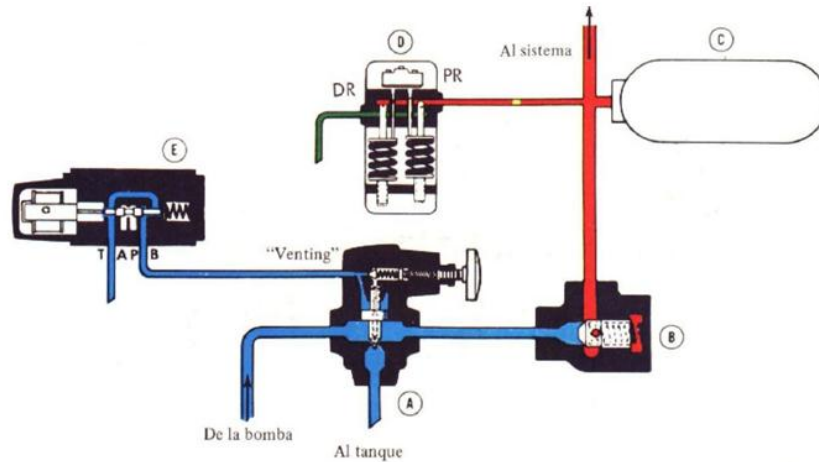


**Figura 111 Circuito hidráulico solo bomba**  
Referencia autores del proyecto



**Figura 112 Circuito hidráulico bomba y acumulador**  
Referencia autores del proyecto

El tiempo que tarda el acumulador en realizar un ciclo de trabajo (tercera columna- figura 114) es mayor en comparación con las otras situaciones debido a la caída de presión en el acumulador.



**Figura 113 Circuito hidráulico solo acumulador**  
Referencia autores del proyecto



El ahorro energético es el argumento más importante para la utilización de acumuladores como reserva de energía. Al emplear el acumulador como órgano

de seguridad durante el servicio normal de la instalación el acumulador no trabaja como fuente de energía, pero está siempre unido directamente a la bomba hidráulica.

**Tabla 21 velocidad y caudal real**

<b>Valor</b>	<b>Real</b>
$v_{cilindro\ bomba}$	10,82 cm/seg
$v_{cilindro\ bomba + acumulador}$	10,74 cm/seg
$v_{cilindro\ acumulador}$	9,28 cm/seg
$Q_{bomba}$	4,8 GPM
$Q_{acum}$	4,2 GPM
$Q_{cilindro\ sin\ acum}$	4,8 GPM
$Q_{cilindro\ con\ acum}$	4,8 GPM

Gracias al montaje realizado en el circuito, la energía del acumulador se puede mantener casi ilimitadamente, estando disponible en caso de demanda.

Unas de las posibles aplicaciones que se pueden observar del acumulador en el circuito son:

- ✓ Accionamientos de emergencia para que realicen tareas determinadas en caso de fallos.
- ✓ Reserva de energía.
- ✓ Compensación de fugas.
- ✓ Amortiguación de golpes y vibraciones.

## CONCLUSIONES

La incorporación de los dos tipos de acumuladores hidroneumáticos con elemento separador en el banco de malacate del laboratorio de potencia fluida, cumplió con los resultados esperados:

- ✓ Se logró explicar el principio de funcionamiento de los acumuladores en un circuito hidráulico.
- ✓ Se obtuvo la ganancia en velocidad que se pretendía con la incorporación del acumulador tipo pistón en el circuito y con ello una potencia almacenada equivalente a un tamaño de bomba mayor, que se necesitaría para satisfacer esta necesidad.
- ✓ Se dotó el laboratorio de potencia fluida de la escuela de Ingeniería Mecánica una práctica en la que los estudiantes interactúan y se familiarizan con el uso de los acumuladores en un circuito hidráulico.
- ✓ Para tener un sistema controlable, se adecuó una entrega de caudal regulada por parte del acumulador tipo pistón.
- ✓ La incorporación del acumulador tipo vejiga proporciona un control de fugas y almacenamiento de energía en circuito.
- ✓ La falta de un sistema de refrigeración para el banco, ocasiona que el caudal y la presión proporcionado por la bomba varíe con el tiempo generando errores en la toma de datos.

## BIBLIOGRAFÍA

- ✓ **A.S. HALL A.R. HOLOWENCO Y H.G. LAUGHLIN**, serie Schaum, diseño de máquinas Mc Grawn-hill.
- ✓ **ASME Boiler and pressure Vessel Code** (2010), section VIII, DIVISION 1. Rules for Construction of Pressure Vessel.
- ✓ **Diseño Y Fabricación De Un Cilindro Hidráulico: SEGUNDA GENERACION** / Yesid Leonardo Camacho Padilla; director Abel Parada C.
- ✓ **HAMROCK, BERNARD J.** (2000) elementos de maquina (primera Ed), México, Mc Grawn-hill.
- ✓ **Mannesmann Rexroth Goimendi.**(1991) Fundamentos y componentes de la oleo-hidráulica, compendio1.
- ✓ **MOTT, ROBERT L.** (2006) Diseño de elementos de máquinas (cuarta Ed), México, Pearson educación.
- ✓ **PARKER HANNIFIN CORPORATION.** Threaded Cartridge Valves and Integrated Hydraulic Products.
- ✓ **VICKERS** (1995) *Manual de Oleo-hidráulica Industrial*, (Tercera Ed) Barcelona: Blume, *sine facta*.
- ✓ [www.hydac.com](http://www.hydac.com)
- ✓ [www.olaer.com](http://www.olaer.com)
- ✓ [www.tobul.com](http://www.tobul.com)

## ***ANEXOS***

**Anexo A**  
***Manual de uso y mantenimiento***  
***Acumuladores hidráulicos***

***Manual de uso y mantenimiento***  
***Acumuladores hidráulicos***



**Introducción**

Para un funcionamiento óptimo y para prevenir un uso incorrecto de los acumuladores de pistón y tipo vejiga, lea por favor este manual atentamente y cumpla todas las recomendaciones de seguridad antes de poner en servicio el acumulador

Tenga siempre el manual a mano. Reemplace un manual extraviado lo antes posible.

La instalación y los trabajos de mantenimiento deben ser realizados únicamente por personal calificado.

### **Definición de los Niveles de Advertencia**

Todos los avisos referentes a la seguridad del personal se clasifican según sigue, dependiendo de la severidad de las consecuencias de un posible incidente.



#### **Peligro**

Esto advierte de una acción o procedimiento que, si se lleva acabo incorrectamente, ocasionará un daño corporal severo o muerte.



#### **Aviso**

Esto advierte de una acción o procedimiento que, si se lleva acabo incorrectamente, es probable que ocasione daño corporal o muerte.



#### **Precaución**

Esto advierte de una acción o procedimiento que, si se lleva acabo incorrectamente, es probable que ocasione un accidente con daño corporal.



## 1. Información General



Recipiente a presión

• Siempre trate al acumulador de pistón como si estuviera cargado a no ser que se pruebe lo contrario.

Tome medidas preventivas para evitar la existencia de una presión residual no deseada.

**Detenga el desmontaje si:**

- ✓ El gas silba o se detecta una fuga de aceite.
- ✓ es difícil desenroscar las tapas, la válvula de carga de gas, conectores ciegos o accesorios.
- ✓ hay alguna sospecha de que el acumulador pueda estar presurizado.
- ✓ Cualquier trabajo en el acumulador de pistón debe ser realizado por personal competente con suficiente conocimiento y experiencia en acumuladores.
- ✓ No permanecer delante de las tapas del acumulador – p.e. durante el desmontaje de las tapas, pistón, válvula de carga de gas, disco de rotura u otros accesorios- si no es absolutamente necesario.

## 2. Instalación



Usar equipos de protección individual apropiados cuando se manipulen acumuladores pesados para prevenir daños corporales.



**Peligro**

Manipular los acumuladores con precaución, ya que pueden ser muy pesados. Si la unidad empieza a moverse, puede causar daños personales o materiales a los equipos cercanos.

No soldar abrazaderas o soportes etc... al cuerpo del acumulador. El acumulador puede estar presurizado con nitrógeno.

Poner la máxima precaución al conectar las tuberías y otros equipos en el lado gas del acumulador, ya que existe la posibilidad de que el acumulador este presurizado.

### **Precarga**



**Peligro**

Presurizar el acumulador únicamente con gas nitrógeno (N<sub>2</sub>). Nunca usar oxígeno o Aire. Riesgo de explosión! Nunca usar sustancias o gases inflamables, explosivos, tóxicos o agresivos para cargar el acumulador de pistón.

### **Mantenimiento**



**Peligro**

Comprobar que el acumulador esta despresurizado en el lado gas y en el lado fluido, antes de iniciar cualquier trabajo de mantenimiento en el acumulador.



**Precaución**

Las tapas y el pistón son muy pesados en acumuladores de gran volumen. Usar las herramientas/útiles apropiados.

**Montaje**



**Peligro**

***Instalación en el sistema***

Precaución al manipular los acumuladores, ya que pueden ser muy pesados y pueden causar daños personales o materiales a los equipos cercanos si la unidad empieza a balancearse. Precaución, el acumulador puede estar cargado con nitrógeno gas.

No soldar abrazaderas o soportes etc... al cuerpo del acumulador.

El acumulador de pistón puede montarse en todas las posiciones. Para reducir el desgaste y rozaduras debido a contaminación, el acumulador debería montarse en posición vertical, boca de aceite abajo. Ver imagen 2.

**Conexión al sistema**

***Tipo de rosca/brida***

Verificar que el tipo y el tamaño de las conexiones son correctos. Usar:

- ✓ Conexiones, roscas, juntas, etc. apropiadas para sistemas hidráulicos.
- ✓ Pares de apriete correctos.
- ✓ Grasas especiales si hay peligro de dañar una rosca.

## **Medidas de precaución adicionales cuando se instalan accesorios en el lado gas**



### **Peligro**

Extreme la precaución cuando conecte tubos u otros accesorios en el lado gas del acumulador, ya que existe la posibilidad de que el acumulador esté presurizado.

### Dispositivos de seguridad

Se recomienda la instalación de dispositivos de seguridad tanto en el lado fluido como en el lado gas del acumulador. El dispositivo de seguridad reducirá la presión de gas siempre que se exceda la presión máxima de trabajo, de la misma manera, protegerá al acumulador.

## **Precarga**

### **Calidad del gas**



### **Peligro**

Cargar el acumulador únicamente con gas nitrógeno (N<sub>2</sub>). Nunca usar aire u oxígeno. Riesgo de explosión.

La calidad del gas nitrógeno es un factor crítico, que afecta tanto a la vida del acumulador como a su funcionamiento. El gas nitrógeno estándar de aplicación industrial (N<sub>2</sub>) es suficiente bueno. Si el gas nitrógeno se produce localmente, el contenido en agua no debe superar 10 PPM. Comprobar que la mezcla de oxígeno no supera el 0,5%-1%.



### ***Presión de precarga***

Verificar que la presión de trabajo del acumulador (PS) corresponde con el marcado en el cuerpo. Usar una válvula reductora de presión si la presión de trabajo está tarada por debajo de la presión de la fuente de nitrógeno.

### ***Presión de precarga recomendada***

La presión de precarga recomendada solo debe tomarse como guía bajo condiciones normales de trabajo. La presión de trabajo puede variar dependiendo del tipo de instalación.

## **3. Puesta en marcha**

### ***Inspección previa a la puesta en presión***

No cargar el acumulador si hay riesgo de usar roscas inapropiadas en las conexiones.

Comprobar que:

- ✓ El acumulador esta correctamente instalado
- ✓ Todos los accesorios y partes tales como la válvula de gas, el disco de rotura están completamente apretados.
- ✓ Todos los conectores en el lado gas y en el lado aceite están completamente apretados.

### ***Inspección después de la puesta en presión***

- Verificar fugas. En caso de fuga, apretar con precaución la conexión en cuestión. Si la fuga persiste, revisar todas las juntas en busca de contaminación o daños. Limpiar e intentar otra vez.
- Revisar el acumulador y accesorios en busca de signos anormales o visibles de deformación. En caso de deformación, descargue la presión de gas.



#### **4. Mantenimiento periódico**

##### ***Verificación de la presión de hinchado***

Una manera adecuada de mantener el acumulador es verificar la carga de gas, ver Precarga -Procedimiento. Realizar verificaciones de la precarga un par de veces durante la primera semana de funcionamiento. Las siguientes verificaciones deberían realizarse con una periodicidad de 6 meses bajo condiciones normales de funcionamiento y cada mes si el uso del equipo es en continuo.

##### ***Fugas de gas***

Durante el mantenimiento periódico pueden detectarse fugas. El fluido puede fugar por el lado gas y el gas puede fugar por el lado fluido. Una presión demasiado baja de precarga de gas puede ser el resultado de un fuga de gas por el lado fluido.

##### ***Fugas de gas internas***

Una presión excesiva de gas puede ser el resultado de una fuga de fluido hacia el lado gas. Una presión demasiado baja de gas puede ser el resultado de una fuga de gas hacia el lado fluido.

Las fugas internas pueden ser resultado de:

- ✓ Juntas del pistón dañadas  
Sustituir las juntas del pistón
- ✓ Superficie interna del cuerpo dañada Esto debe ser evaluado por una persona competente. La tolerancia y la calidad de la superficie especificada en el plano debe mantenerse después de la reparación.



### **Fugas de gas externas**

Una presión de gas demasiado baja puede ser el resultado de tener fugas externas. El fluido puede fugar hacia el lado fluido y el gas hacia el lado gas.

Las fugas externas pueden ser el resultado de:

- ✓ Juntas de las tapas deterioradas.  
Sustituir las juntas de las tapas.
  
- ✓ Deterioro de las juntas entalladas en las tapas. Esto debe ser evaluado por personal competente. La tolerancia y la calidad de la superficie especificada en el plano debe mantenerse después de la reparación.
  
- ✓ Deterioro de cuerpo en las juntas.
  
- ✓ Fuga en la válvula de gas. Seguramente una válvula dañada o mal cerrada. Siempre reemplazar una válvula dañada.

### **Corrosión**

- ✓ La corrosión interna es rara debido al hecho que se emplea gas nitrógeno en el lado gas y fluido hidráulico en el lado fluido. La corrosión podría ser debida a un alto contenido de agua en el nitrógeno gas o si el acumulador ha permanecido abierto por un largo periodo de tiempo. p.e. durante trabajos de mantenimiento. La corrosión interna puede causar fugas internas.
  
- ✓ Corrosión externa. No está permitida. Una corrosión superficial mínima puede repararse mediante limpieza o pintado.



## **Mantenimiento**

### **Desmontaje**



#### **Peligro**

Asegúrese de que el acumulador está sin presión y vacío en el lado gas así como también en el lado gas antes de comenzar ningún trabajo de mantenimiento.



#### **Aviso**

Nunca descargar el gas quitando la válvula de gas u otras conexiones en el lado gas.

### **Tapas**



#### **Precaución**

Las tapas y el pistón de los acumuladores grandes son extremadamente pesados. Usar las herramientas apropiadas!

Se recomienda usar una herramienta con palanca para el desmontaje de las tapas.

Las tapas pueden desmontarse también usando las herramientas apropiadas junto con tornillos montados en los agujeros roscados. Para facilitar el desmontaje, golpear fuertemente en la superficie de las tapas con un maza suave. Tenga cuidado con las conexiones! Golpee hasta que las tapas se muevan. Girar en el sentido contrario a las agujas del reloj para quitar las tapas. Tenga cuidado de no dañar las roscas. Usar guantes de protección para evitar corte.

## **Pistón**



### **Peligro**

Los pistones son extremadamente pesados en los acumuladores grandes. Usar herramientas apropiadas!

Usar una camisa de desmontaje roscada para quitar el pistón. Esta camisa de desmontaje protegerá al pistón y a las juntas durante el montaje y desmontaje.



### **Aviso**

No situarse delante de las tapas del acumulador! El exceso de presión confinada en los pistones con doble junta (p.e. Juntas de alto rendimiento, HPS) se escapará instantáneamente en el momento que la primera junta salga por el espacio libre de la rosca o cuando salga por la camisa de desmontaje.

## **A Disco de rotura**



### **Peligro**

Asegurarse de que el acumulador está vacío antes de quitar el disco de rotura

El disco de rotura normalmente puede quitarse sin tomar ninguna precaución en particular.

### **Control externo del cuerpo**

Inspeccionar la superficie en busca de daños. Golpes, arañazos, etc.. pueden derivar en corrosión. Inspeccionar la junta y uniones roscadas de las conexiones en busca de rayadas y daños. Señales profundas de golpes o marcas profundas



debidas a objetos cortantes pueden afectar seriamente a la resistencia del acumulador.

### **Control interno del cuerpo**

Inspeccionar la superficie interna del cuerpo en busca de rayadas o daños, que pudiesen causar fugas corrosión o afectar a la resistencia del acumulador. Comprobar también zonas roscadas. Cualquier daño debe ser valorado por personal cualificado.

### **Control interno de las tapas**

Inspeccionar las tapas en busca de rayadas o daños que pudiesen generar fugas, corrosión o afectar a la resistencia del acumulador. También comprobar las roscas. Cualquier daño debe ser valorado por personal calificado.

### **Juntas**

En el caso de que las juntas estén gastadas más allá del desgaste normal, p.e. con marcas o cortes, identificar las causas para evitar que se repita el daño en el futuro.

Comprobar también la zona roscada. Las juntas pueden perder su elasticidad por exceso de temperatura, o si se usan fluidos inapropiados. Después del desmontaje de un acumulador, cambiar las juntas siempre.

### **Pistón**

Reemplazar el pistón si esta gastado, con cortes o presenta signos de deterioro.

### **Accesorios**

Inspeccionar visualmente todos los accesorios en busca de corrosión, deformaciones y daños en la superficie. Comprobar también su funcionamiento.



### **Importante**

Las juntas son hechas de plástico y de material elastómero y pueden dañarse fácilmente. No usar nunca herramientas con filo.

### **Montaje**



#### **Precaución**

Las tapas y el pistón son extremadamente pesados. Use las herramientas apropiadas.

### **Pistón**

1. Montar las juntas del pistón.
2. Insertar la camisa de montaje en el cuerpo del acumulador.
3. Engrasar el pistón con un lubricante compatible con el fluido del sistema.
4. Empujar el pistón a través de la camisa de montaje con la mano.

Asegurarse de que no se pellizcan o dañan las juntas. Picar con cuidado con un martillo de silicona o semejante, si fuese necesario.

### **Tapas**

1. Montar las tapas, las juntas tóricas y los aros de apoyo o juntas anti extrusión.
2. Engrasar la junta, la superficie interior del acumulador y las roscas con un lubricante compatible con el fluido del sistema.
3. Introducir las tapas con cuidado y a mano. Roscar las tapas.

Usar las herramientas apropiadas. Ver  
Mantenimiento-Desmontaje-Tapas.

### **Accesorios**

A Válvulas de carga de gas Asegurarse de que la superficie del acumulador alrededor de la conexión y la superficie de la junta de la válvula de gas están limpias y sin daño alguno. Montar la válvula de carga de gas, ver Precarga-



Válvulas de carga de gas. Aplicar un par de apriete de máximo de 12Nm en las válvulas estándar.

#### **B Disco de rotura**

Asegurarse de que la superficie del acumulador alrededor de la conexión y la superficie de la junta del disco de rotura están limpias y sin daño alguno. Algunos discos de rotura tienen roscas cónicas.

Asegúrese de que estas están limpias y secas antes de aplicar Loctite o similares.

Aplicar un par de apriete según el estándar.

#### **Importante**

Montar el acumulador de pistón en posición vertical, conexión fluido abajo, si se emplea el indicador de pistón.

#### **Importante**

Engrasar todas las roscas con OPTIMOLY PASTE WHITE T o similar para las roscas que soportan la acción de un ácido.

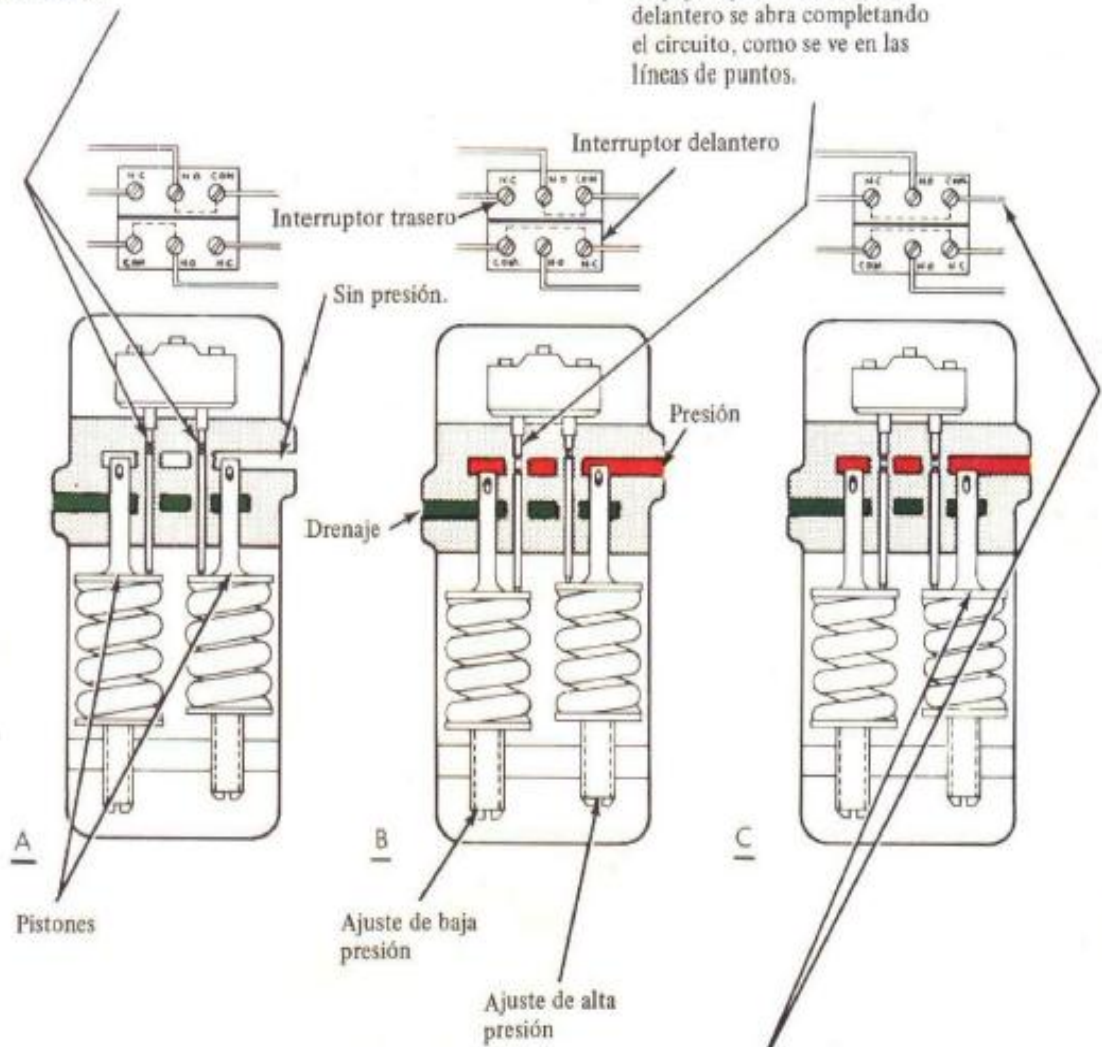
#### **Almacenamiento**

El acumulador debe almacenarse en un ambiente seco. Asegurarse de que el acumulador de pistón está limpio, las conexiones tapadas, y cargado a 900 psi aproximadamente.

**Anexo B**  
***Funcionamiento del presostato***

Sin presión en el orificio, los muelles están completamente extendidos y las varillas actúan los interruptores eléctricos cerrando los contactos (líneas de puntos).

Con el ajuste de baja presión, el pistón comprime el muelle permitiendo que la varilla de empuje baje y el interruptor delantero se abra completando el circuito, como se ve en las líneas de puntos.



Con el ajuste de alta presión este pistón descende para abrir el interruptor trasero completando el circuito, como se ve en la línea de puntos.

**Anexo C**  
***Reguladora de caudal compensada por presión***

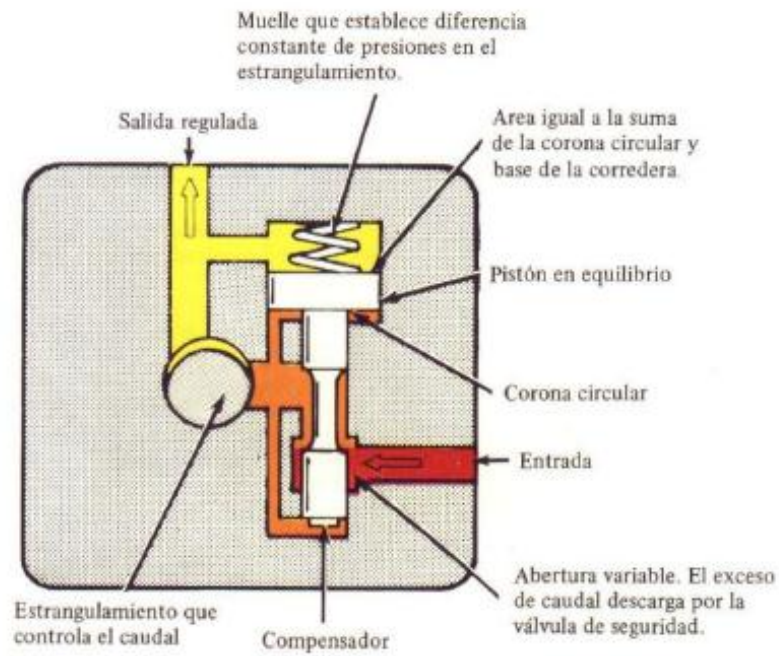


Figura 10-6. Regulador de caudal compensado por presión

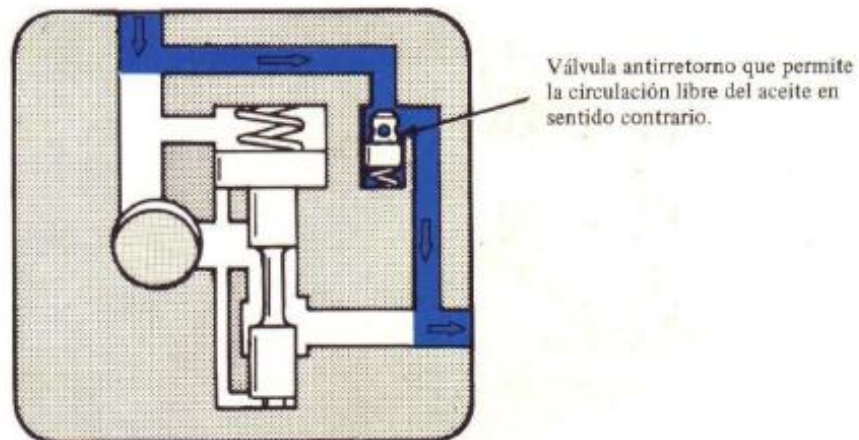


Figura 10-7. Regulador de caudal con antirretorno incorporado