

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE MANIFOLD PARA VÁLVULA
REGULADORA DE CAUDAL CON PRESIÓN COMPENSADA EN
PARALELO O TIPO DERIVACIÓN CON VÁLVULA DE SEGURIDAD
INCORPORADA VENTEABLE**

**LUIS FERNANDO GONZÁLEZ HERRERA
PABLO EMILIO ARTEAGA ZAFRA**

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

2010

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE MANIFOLD PARA VÁLVULA
REGULADORA DE CAUDAL CON PRESIÓN COMPENSADA EN
PARALELO O TIPO DERIVACIÓN CON VÁLVULA DE SEGURIDAD
INCORPORADA VENTEABLE**

**LUIS FERNANDO GONZÁLEZ HERRERA
PABLO EMILIO ARTEAGA ZAFRA**

**Trabajo de Grado presentado como requisito para optar al título de
Ingeniero Mecánico**

**Director
ABEL PARADA CORRALES
Ingeniero Mecánico**

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

2010

DEDICATORIA

*A DIOS POR DARME LA FUERZA PARA PODER LOGRAR TAN IMPORTANTE
OBJETIVO.*

*A MIS PADRES, JOSÉ LUIS Y MARÍA RUTH, POR HABERME BRINDADO SIEMPRE
SU APOYO INCONDICIONAL EN TODO MOMENTO DE MI VIDA.*

*A MIS HERMANOS POR SU AYUDA Y COMPRENSIÓN EN ESPECIAL MI HERMANO
RAFAEL.*

A MI PRIMO GERARDO ÁLVAREZ POR SU GRAN AYUDA.

A MI TÍO ERNESTO POR SU DISPOSICIÓN EN AYUDARME EN TODO MOMENTO.

*DE MANERA MUY ESPECIAL A MI ABUELITO APARICIO (Q.E.P.D), GRACIAS POR
TODO EL CARÍÑO QUE ME DISTE EN VIDA.*

*A LAS DEMÁS PERSONAS PORQUE DE ALGUNA U OTRA FORMA APORTARON
SUS CONOCIMIENTOS Y EXPERIENCIAS PARA LOGRAR MIS OBJETIVOS DE
MOMENTO.*

LUIS FERNANDO GONZÁLEZ HERRERA

DEDICATORIA

A mis padres, Pablo Emilio y Ana Julia, por el apoyo moral y económico entregado a mí para este proyecto, y los demás logros que han llegado a mi vida y que llegaran gracias a toda su colaboración y cariño.

A Dios por darme la fuerza y la capacidad para realizar este proyecto porque sin él no hubiese podido culminarlo.

A mis amigos y compañeros de carrera por todo el apoyo que me han dado para culminar esta aspiración que hoy llega a una etapa muy importante.

A mi compañero de grado por su gran amistad, su dedicación, su perseverancia y su empeño en hacer que las cosas salieran de la mejor manera bien.

A las demás personas porque de alguna u otra forma aportaron sus conocimientos y experiencias para lograr mis objetivos.

PABLO EMILIO ARTEAGA ZAFRA

AGRADECIMIENTOS

Los autores expresan sus agradecimientos a:

Ingeniero y docente ABEL PARADA CORRALES. Por su aporte, conocimiento y colaboración para la realización de este trabajo de grado.

INDUSTRIAS TANUZI por prestar su infraestructura y servicios para la fabricación del manifold. Hacemos referencia a GUSTAVO ANDRÉS LEAL Y ANDRÉS PINZÓN por su gran colaboración y respaldo en la ejecución de esta tarea.

GERARDO ÁLVAREZ por su paciencia, colaboración y aporte en la realización del proyecto.

RUBÉN ALONSO GONZÁLEZ POR su aporte en la realización del proyecto.

LUCIA REYES NAVARRO por su colaboración y asesoría prestada.

La UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER y al grupo de docentes que hacen parte de la Escuela de Ingeniería Mecánica por sus aportes y enseñanzas.

Finalmente, a nuestras FAMILIAS, porque fueron el soporte moral y económico durante todo el proceso de realización de este proyecto.

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	23
1. OBJETIVOS	25
1.1 OBJETIVO GENERAL	25
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	25
2. CONTROLES DE CAUDAL	27
2.1 SISTEMAS DE REGULAR EL CAUDAL	29
2.1.1. Circuito de regulación a la entrada (Alimentación)	29
2.1.2. Circuito de regulación a la salida (Descarga)	31
2.1.3. Circuito de regulación por substracción (Derivación - By-Pass)	33
2.2 GENERACIÓN DE CALOR CON CIRCUITOS DE BY-PASS	35
2.3 Variación de velocidad con circuitos BY-PASS	35
2.4 EVITACIÓN DE SALTOS DE ARRANQUE	37
2.5 TIPOS DE REGULADORES DE CAUDAL	39
2.5.1. Tipo compensación por estrangulamiento en serie	39
2.5.2 Tipo compensación por derivación de caudal (o en paralelo)	41
2.6 VÁLVULA DE ALIVIO PILOTADA PARA CONTROLES DE FLUJO DE TRES VÍAS CON PRESIÓN COMPENSADA	45
2.6.1 Descarga de bomba con by-pass de tres vías con control de flujo	47
2.7 VÁLVULAS DE CARTUCHO	48
2.8 VÁLVULAS DE CARTUCHO PARA ROSCAR COMO CONTROLES DE CAUDAL	49
2.8.1 Válvula de aguja	49
2.8.2 Válvulas reguladoras de caudal compensadas por presión	50
2.8.3 Válvulas compensadoras por presión por derivación del caudal.	52
3. CONTROLES DE PRESIÓN	54
3.1 VÁLVULAS DE SEGURIDAD	55

3.1.1 Válvula de seguridad de acción directa	55
3.1.2 Válvula de seguridad compuesta o pilotada	56
3.1.3 Control remoto de válvulas de alivio por acción piloto	58
3.1.4 Venteo de una válvula de alivio de acción piloto	60
3.2 VALVULAS DE CARTUCHO PARA ROSCAR COMO CONTROLES DE PRESIÓN	62
3.2.1 Válvulas de seguridad	62
4. CONTROL DIRRECCIONAL	65
4.1 POSICIÓN DEFINIDA VALVULAS DIRECCIONALES	65
4.1.1 Características especiales	65
4.2 TIPOS CONSTRUCTIVOS DE VÁLVULAS DIRECCIONALES	66
4.2.1 VALVULAS DIRECCIONALES DE ASIENTO	67
4.3.1 Válvulas direccionales de asiento de mando directo	69
4.3.2 Válvulas direccionales de asiento precomandadas	74
4.3.2.1 Válvulas direccionales de asiento 3/2 vías precomandadas	74
4.4 VÁLVULAS DE CARTUCHO PARA ROSCAR COMO CONTROLES DE DIRECCIÓN	77
4.4.1 Válvulas de control direccional de dos vías	77
5. MANIFOLD	83
5.1 ESTUDIO DE LA APLICACIÓN	83
5.1.1 Montaje del circuito regulación compensado.	84
5.1.2 Funcionamiento del circuito de regulación compensado.	85
5.2 SELECCIÓN DE LOS CARTUCHOS	87
5.2.1 Válvula compensadora de presión	87
5.2.2 Válvula de seguridad venteable	91
5.2.3 Válvula direccional operada por solenoide	92
5.2.4 Válvula de aguja	94
5.3 DISPOSICIÓN DE CONEXIONES ENTRE LOS CARTUCHOS	95
5.4 SELECCIÓN DEL MATERIAL PARA EL MANIFOLD	96
5.5 DISEÑO DEL MANIFOLD	97

5.5.1 Diseño asistido por computador (CAD)	97
5.5.2 Cálculo del factor de seguridad	101
5.5.3 Determinación del régimen de flujo	108
5.5.4 Caída de presión total	110
5.6 SIMULACIÓN ESTRUCTURAL DEL MANIFOLD (CAE)	113
5.6.1 Análisis preliminar	113
5.6.2 Análisis de esfuerzos y factor de seguridad	115
5.7 ANÁLISIS DE FLUJO INTERNO (CAE)	117
6. PRUEBAS Y RESULTADOS OBTENIDOS	121
6.1 MONTAJE DEL SISTEMA HIDRAULICO	121
6.2 PRUEBAS PILOTO	123
6.2.1 Válvula reguladora de caudal compensada en paralelo	124
6.2.2 Válvula reguladora de caudal compensada en paralelo con válvula de seguridad incorporada venteeable	127
6.2.3 Válvula reguladora de caudal compensada en serie	131
6.3 CARACTERIZACIÓN DE LA VÁLVULA REGULADORA DE CAUDAL	134
7. COSTO DEL PROYECTO	136
8. CONCLUSIONES Y OBSERVACIONES	137
BIBLIOGRAFÍA	139
ANEXOS	141

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Válvulas de control de presión y su aplicación	55
Tabla 2. Comparación entre válvulas direccionales de corredera y válvulas direccionales de asiento	76
Tabla 3. Propiedades de utilización	97
Tabla 4. Resultados del porcentaje de error con la válvula reguladora de caudal sin venteo	126
Tabla 5. Resultados del porcentaje de error con la válvula reguladora de caudal compensada en paralelo venteable	130
Tabla 6. Resultados del porcentaje de error con la válvula reguladora de caudal compensada en serie	133
Tabla 7. Descripción del costo del proyecto	136

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Símbolos regulación de caudal	27
Figura 2. Evolución de pérdidas de presión reguladora simple	28
Figura 3. Símbolo para los reguladores de caudal compensados en presión y temperatura	28
Figura 4. Válvula reguladora de caudal variable compensada en presión	29
Figura 5. Regulación de caudal a la entrada	30
Figura 5.a. Regulación en la alimentación	31
Figura 6. Regulación de caudal a la salida	32
Figura 6.a. Regulación en la descarga	32
Figura 7. Regulación de caudal por substracción	33
Figura 7.a. Regulación de derivación (by-pass)	34
Figura 8. Máxima velocidad, arranque sin carga	36
Figura 9. Resultados de velocidad baja con plena carga y temperatura de funcionamiento	37
Figura 10. Válvula reguladora de flujo con limitación mecánica de carrera para evitar saltos de arranque	38
Figura 11. Mantenimiento del compensador de presión en posición cerrada mediante señal hidráulica	39
Figura 12. Regulador de caudal compensado por presión	40
Figura 13. Regulador de caudal con antirretorno incorporado	41
Figura 14. Regulador de caudal en paralelo	42
Figura 15. Válvula reguladora de flujo de 3 vías	43
Figura 16. Válvula reguladora de caudal en paralelo con válvula de Seguridad opcional	46
Figura 17. Válvula reguladora de caudal en paralelo con válvula de seguridad incorporada venteeable	48

Figura 18. Válvula de aguja	49
Figura 19. Válvula reguladora de caudal, no ajustable, compensada por presión	50
Figura 20. Válvula reguladora de caudal compensada por presión con dos cartuchos para roscar	51
Figura 21. Válvula reguladora de caudal compensada por presión por derivación, no ajustable	52
Figura 22. Válvula reguladora de caudal no ajustable, compensada por presión por derivación con dos cartuchos para roscar	53
Figura 23. Válvula de seguridad de mando directo regulable	56
Figura 24. Válvula de seguridad pilotada regulable	57
Figura 25. Válvula de seguridad pilotada descargando a tanque	58
Figura 26. Control de presión remoto con venteo	59
Figura 27. Válvula de alivio de acción directa de tamaño reducido	60
Figura 28. Válvula de alivio de acción directa con venteo	61
Figura 29 Válvula de seguridad de mando directo	63
Figura 30 Válvula de seguridad pilotada	64
Figura 31. Válvula direccional 2/2 vías	66
Figura 32. Válvula direccional 4/3 vías	66
Figura 33. Principio de asiento. Esfera (Izq.), Cono (Medio.) y Plato (Der.)	68
Figura 34. Válvula direccional de asiento 3/2 vías en versión de válvula de 1 esfera	70
Figura 35. Válvula direccional de asiento 3/2 vías de accionamiento eléctrico en versión de válvula de 2 esferas	72
Figura 36. Principio de la válvula direccional de asiento 4/2 vías. A) posición Inicial. B) posición de conmutación.	73
Figura 37. Válvula direccional de asiento 3/2 vías accionada electrohidráulicamente	75
Figura 38. Válvula de dos vías tipo obturador, normalmente cerrada, accionada eléctricamente y pilotada hidráulicamente	78

Figura 39. Válvula de dos vías tipo corredera, normalmente cerrada, accionada eléctricamente	79
Figura 40. Válvula de dos vías tipo obturador, normalmente abierta, accionada eléctricamente y pilotada hidráulicamente	81
Figura 41. Válvula de dos vías tipo corredera, normalmente abierta, de accionamiento directo, accionada eléctricamente	82
Figura 42. Esquema del manifold	84
Figura 43. Circuito esquemático del montaje	85
Figura 44. Funcionamiento del circuito regulación compensada	87
Figura 45. Válvula compensadora de presión FVCA-LAN	89
Figura 46. Válvula de seguridad venteable RAH101V	92
Figura 47. Válvula direccional operada por solenoide GS02 77	93
Figura 48. Válvula de aguja NVH081	95
Figura 49. Distribución de los cartuchos en el manifold	96
Figura 50. Vista fantasma del manifold	99
Figura 51. Vistas isométricas del manifold ensamblado	100
Figura 52. Cilindro de pared gruesa	102
Figura 53. Puntos críticos de operación	103
Figura 54. Vista para el análisis de las caídas de presión	111
Figura 55. Enmallado del manifold	114
Figura 56. Condiciones de carga sobre el manifold	115
Figura 57. Análisis de esfuerzos sobre el manifold	116
Figura 58. Factor de seguridad en el manifold	117
Figura 59. Análisis de velocidades internas en el manifold	119
Figura 60. Líneas de flujo interno en el manifold	120
Figura 61. Grupo de Accionamiento	121
Figura 62. Fuente de alimentación de 110V	122
Figura 63. Circuito esquemático del montaje final	122
Figura 64. Manifold válvula reguladora de caudal compensada en paralelo con válvula de seguridad incorporada venteable	123

Figura 65. Montaje válvula reguladora de caudal compensada en paralelo	124
Figura 66. Rango inicial de compensación	125
Figura 67. Rango intermedio de compensación	125
Figura 68. Rango límite de compensación	126
Figura 69. Curva funcionamiento válvula reguladora sin venteo	127
Figura 70. Montaje válvula reguladora de caudal compensada en paralelo con válvula de seguridad venteable	128
Figura 71. Rango inicial de compensación	128
Figura 72. Rango intermedio de compensación	129
Figura 73. Rango límite de compensación	129
Figura 74. Curva funcionamiento válvula reguladora de caudal con venteo	131
Figura 75. Montaje válvula reguladora de caudal compensada en serie	132
Figura 76. Curva funcionamiento válvula reguladora en serie	134

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
Anexo A. Rotámetro (Flujometro) HEDLAND	142
Anexo B. Bomba de Engranajes DOUBLE A	144
A nexo C. Válvula de Seguridad Ajustable FLUID CONTROLS 1A31-R2	148
Anexo D. Válvula compensadora de presión FVCA-LAN de SUN Hydraulics Corp.	150
Anexo E. Tipos de agujeros de Control Serie 1	152
Anexo F. Detalles para cavidad T-21A de SUN Hydraulics Corp.	153
Anexo G. Serie 1 Tamaño Estándar de Orificios de Control	154
Anexo H. Herramienta de Remover Anillos de Resortes	155
Anexo I. Boletín de Servicio SUNHYDRAULICS Cambio de agujeros de Control	156
Anexo J. Válvula de Seguridad Venteable RAH101V de PARKER	158
Anexo K. Detalles para cavidad 10 Size, 3-Way de PARKER	160
Anexo L. Válvula Direccional Operada por Solenoide GS02 77	161
Anexo M. Detalles para cavidad 08 Size, 2-Way de PARKER	163
A nexo N. Válvula de Aguja NVH081	164
Anexo O. Propiedades Duraluminio Compañía General de Aceros	165
Anexo P. Tabla de Propiedades Duraluminio ANSYS Workbench	166
Anexo Q. Aceite hidráulico Shell Tellus T	167
Anexo R. Registro Fotográfico	169
Anexo S. Planos del manifold	172

GLOSARIO

MANIFOLD: módulo compacto en el cual se insertan válvulas de cartucho y se conectan mediante orificios internos para cumplir con una determinada función.

BOMBA HIDRÁULICA: dispositivo mecánico de un sistema hidráulico que convierte la energía mecánica en transmisión fluida.

TOLERANCIA: es la variación total permitida en el tamaño de una pieza.

SOLENOIDE: es un dispositivo electromagnético que convierte la energía eléctrica en movimiento mecánico lineal.

CIRCUITO: arreglo de partes y componentes interconectados para realizar una función específica dentro de un sistema.

OBTURADOR: dispositivo que acciona el movimiento de la válvula de cartucho mediante una relación de áreas y una determinada presión.

ROTÁMETRO: un rotámetro es un accesorio que sirve para medir la cantidad de flujo del agua dentro de una tubería, un equipo o sistema. Para todo tipo de fluidos, desde agua hasta ácidos.

SPOOL: también conocido como corredera o carrete de la válvula. Consiste en un cilindro de varias secciones que se desliza en ambos sentidos dentro de la válvula. Pueden tener ranuras y orificios mecanizados dependiendo de la función para la que se emplee.

MANÓMETRO: el manómetro es un instrumento utilizado para la medición de la presión en los fluidos, generalmente determinando la diferencia de la presión entre el fluido y la presión local.

TARAJE: es la medida en la cual es graduado el resorte de una válvula con el fin de proporcionar la presión necesaria para la operación requerida.

VENTEO: consiste en poner a descarga el caudal de una línea o sistema a través de una válvula de seguridad, uniendo a tanque el orificio de descarga y manteniendo la presión de venteo en la línea (*venting*).

VÁLVULA DIRECCIONAL DE ASIENTO: son válvulas direccionales en cuyos agujeros de carcasa se han dispuesto de modo móvil uno o varios pistones de asiento adaptados en forma de esfera, cono o plato. Una mayor presión de trabajo produce, en esta construcción, mayor estanqueidad.

RESUMEN

TÍTULO: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE MANIFOLD PARA VÁLVULA REGULADORA DE CAUDAL CON PRESIÓN COMPENSADA EN PARALELO O TIPO DERIVACIÓN CON VÁLVULA DE SEGURIDAD INCORPORADA VENTEABLE.*

AUTORES:

Pablo Emilio Arteaga Zafra
Luis Fernando González Herrera**

PALABRAS CLAVES:

Manifold, válvula reguladora de caudal, cartucho para roscar, compensación, venteable.

DESCRIPCIÓN:

El objetivo de este proyecto de grado es el diseño y construcción del manifold para el montaje de una válvula reguladora de caudal compensada en paralelo con válvula de seguridad incorporada venteable, utilizada para compensar caudal en un sistema hidráulico.

Este sistema se adaptará en un banco del laboratorio de sistemas oleoneumáticos de la escuela de Ingeniería Mecánica, dotando al laboratorio de un elemento para pruebas de compensación de caudal y proporcionándole un sistema de estudio tecnológico.

Una de las razones por la que se realizó este proyecto es darle continuidad al diseño y construcción de válvulas de control en sistemas hidráulicos, específicamente relacionado con la fabricación de la válvula reguladora de caudal de presión compensada en paralelo, cuyo costo es alto en el mercado, y solo se encuentra de alto caudal >25gpm. Se realizó un diseño propio para reducción de costos dando ejemplo de apropiación de tecnología.

Durante el proceso de diseño se optó por la adquisición de válvulas de cartucho para roscar, debido al bajo costo comparado a lo que implica la construcción de la válvula con acabados superficiales de alta calidad y tolerancias exigentes. Características que se pueden obtener sólo con tecnología de primera.

Para la construcción del manifold se partió del diseño a través del modelado con la ayuda de herramientas de simulación en software CAD y CAE. En cuanto al montaje, se dispuso de un banco con un rotámetro, un circuito de alimentación a 110V, válvula limitadora de presión, válvula de seguridad ajustable, manómetros, racores, mangueras y el respectivo manifold, entre otros. Estos elementos conforman el sistema de control hidráulico.

* Proyecto de grado.

** Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Ing. Abel Parada Corrales.

ABSTRACT

TITLE: DESIGN AND CONSTRUCTION OF MANIFOLD FOR MOUNTING A COMPENSATED FLOW CONTROL VALVE IN PARALLEL OR BYPASS TYPE WITH VENTEABLE SAFETY VALVE.*

AUTHORS:

Pablo Emilio Arteaga Zafra
Luis Fernando González Herrera **

KEYWORDS:

Manifold, flow control valve, cartridge for threading, compensation, venteable.

DESCRIPTION:

The objective of this undergraduate project is to build up the design and construction of the manifold for mounting a compensated flow control valve in parallel with venteable safety valve, used to compensate flow into a hydraulic system.

This system will be adapted into a bank in Air-hydraulic systems laboratory at the School of Mechanical Engineering, equipping the laboratory for testing an element flow compensation system and providing a technological study.

One of the reasons for developing this project was to keep going on the design and construction of control valves in hydraulic systems, specifically relating to the manufacture of flow control valve pressure compensated in parallel, which cost is high on the market and only found high flow > 25gpm. A self-designed was developed to reduce the cost by setting an example of appropriation on technology.

During the design process it was decided to purchase valve cartridge for threading, due to low cost compared to what it involves the construction of the valve with high quality surface and exacting tolerances. Features that can be obtained only with technology of first quality.

For the construction of the manifold design it was very helpful to start with the assistance of simulation tools in CAD and CAE software. As the assembly, prepared from a bank with a rotameter, an 110V power supply circuit, pressure relief valve, adjustable relief valve, gauges, fittings, hoses and the respective manifold, among others. These elements form the hydraulic control system.

* Project grade

** Physical-Mechanical Engineering Faculty, Mechanical Engineering School, Eng. Abel Parada Corrales.

INTRODUCCIÓN

Los sistemas oleoneumáticos y oleohidráulicos son actualmente de gran utilidad en la industria, debido a que el uso de la potencia fluida es una de las formas más versátiles conocidas hoy en día para originar o modificar movimientos, y para transmitir potencia. Nos da la posibilidad de generar movimientos rápidos en una parte de la trayectoria y lentos en otras, además de servir como sistema de protección para el circuito contra sobrecargas.

El objetivo de este proyecto de grado, es el diseño y construcción de una válvula reguladora de caudal compensada en paralelo con válvula de seguridad incorporada venteeable para ser utilizado en el laboratorio de sistemas oleoneumáticos de la Escuela de Ingeniería Mecánica dejando al laboratorio una herramienta de estudio tecnológico.

En el diseño se utilizaron: válvula de seguridad venteeable, compensador de presión y válvula direccional 2/2 operada por solenoide tipo cartucho, seleccionadas y adquiridas mediante un diseño propio dando ejemplo de apropiación de tecnología.

El motivo de la adquisición de la tecnología de cartuchos es la disminución de costos al no tener que construirlos, cuyo costo es alto en el mercado, y solo se encuentra de alto caudal >25gpm, en la compañía Vickers.

Otro motivo es el ahorro de potencia que se logra mediante el control remoto instalado en la válvula (venteo).

El diseño del bloque se realizó conforme a las especificaciones recomendadas por las compañías, posteriormente fue simulado y probado bajo el soporte del software CAD y CAE como Solid Edge, Ansys Workbench y Cosmos FlowWorks,

ratificando así el correcto funcionamiento de la válvula antes de recurrir a la etapa de manufactura, reduciendo por lo tanto toda posibilidad de errores funcionales y de diseño.

Esta presentación está organizada en siete capítulos a través de los cuales se muestra la teoría y el desarrollo claro y secuencial de las etapas necesarias para la selección, diseño, construcción, pruebas e instalación de la válvula reguladora de caudal compensada en paralelo, además de los resultados obtenidos y costos.

1. OBJETIVOS

1.1 OBJETIVO GENERAL

- Diseñar y construir un manifold para una válvula reguladora de caudal compensada en paralelo para ser instalada en un banco de pruebas del laboratorio de Sistemas Oleo-neumáticos de la escuela de Ingeniería Mecánica y así contribuir con la misión de ésta en la formación de los estudiantes atendiendo a sus necesidades teórico-prácticas. En esta válvula se implementara la tecnología de cartuchos para roscar que permite la integración de múltiples funciones en un solo bloque logrando una reducción de costos, al evitar la construcción total de los elementos constituidos de la válvula.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

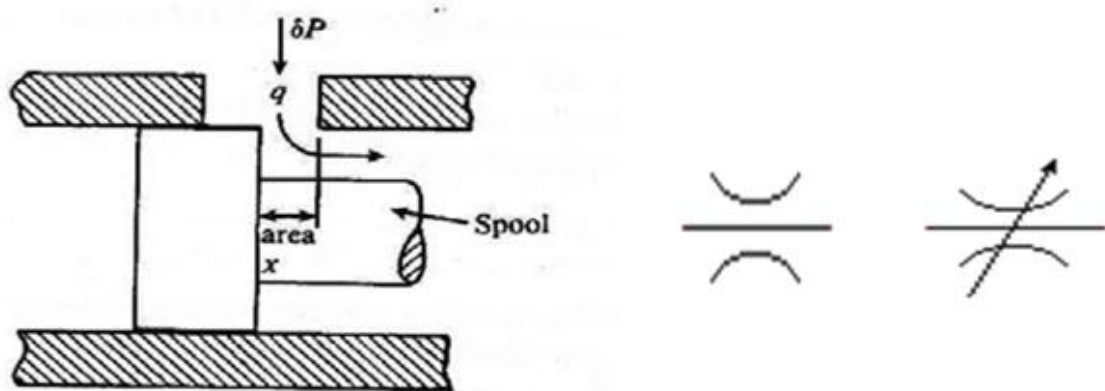
- ✓ Diseñar y construir un manifold para válvula reguladora de caudal de presión compensada en paralelo o tipo derivación. que sea bastante funcional en lo que respecta a instalación, ajuste y mantenimiento, cumpliendo con las siguientes características.
 - ✓ Capacidad de presión máxima 138 bares (2000 psi).
 - ✓ Con grados de ajuste fino deslizante (H7/h6) utilizando el sistema de agujero único.
 - ✓ Buena estabilidad dimensional (bajo peso, menos de 4 kg).
- ✓ Dimensionar adecuadamente el manifold reduciendo el tamaño al mínimo, para economizar costos y que ocupe un espacio reducido dentro del montaje.
- ✓ Aplicar los criterios de presión máxima y esfuerzo en pared gruesa para el proceso de diseño con el propósito de facilitar la construcción del manifold.

- ✓ Diseñar adecuadamente los taladros en el bloque del manifold, para simplificar y reducir costos de maquinado, además se disminuyen las pérdidas internas de presión.
- ✓ Utilizar paquetes de software CAD y CAE (Solid Edge, ANSYS Workbench y Cosmos FlowWorks) como herramientas que permitan a través de simulaciones con fluido presurizado, el análisis de esfuerzos y el estudio de la variación de presión a fin de obtener un diseño óptimo del manifold.
- ✓ Seleccionar y comprar una válvula de aguja tipo cartucho para el manejo de caudal de 37.9 *LPM* (0-10 GPM) con una máxima presión de entrada de 380 Bar (5500PSI).
- ✓ Seleccionar y comprar una válvula compensadora de presión tipo cartucho para el manejo de presión máxima de 245 Bar (3500 PSI) a un caudal de entrada de 56 *LPM* (0-15 GPM) y un caudal de censado de 38 *LPM* (0-10 GPM).
- ✓ Seleccionar y comprar una válvula de alivio con opción de venteo tipo cartucho para el manejo de presión nominal de 138 Bar (2000 PSI) a un caudal de 68 *LPM* (0-18 GPM) con una máxima presión de entrada de 380 Bar (5500PSI).
- ✓ Seleccionar y comprar una válvula direccional con solenoide tipo cartucho para el manejo de caudal de 1 *LPM* (0.26 GPM) con una máxima presión de entrada de 210 Bar (3000PSI).
- ✓ Evaluar a través de pruebas de laboratorio la válvula tipo cartucho para obtener su curva de comportamiento.

2. CONTROLES DE CAUDAL

Permiten regular (limitar) el caudal de aceite que circula por un conducto disminuyendo la sección de paso. Para hacer esto, se inserta una estrangulación de sección creando una pérdida de carga a través de la misma: $Q=k(x) \Delta P^{1/2}$. La sección puede ser fija (no regulable) o variable (regulable). La limitación del caudal provoca que el exceso de caudal respecto al suministrado por la bomba se derive a tanque por la válvula de seguridad. Los símbolos de estos elementos son figura1.

Figura 1. Símbolos regulación de caudal



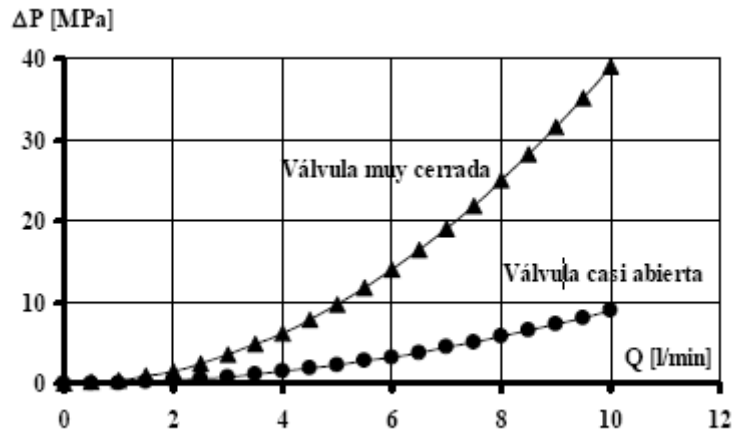
Fuente: Oleohidráulica y neumática. [En línea]. Universidad de Oviedo: Área de mecánica de fluidos. [Citado 10 de septiembre 2010]. Disponible desde internet: http://www.unioviado.es/Areas/Mecanica.Fluidos/docencia/_asignaturas/oleohidraulica_neumatica/Tema_1_Tecnologias_oleohidraulica_y_neumtaica.pdf.

Los reguladores de caudal pueden ser simples o compensados.

Reguladores simples:

Los reguladores simples presentan una evolución de las pérdidas de presión (pérdidas de carga) parabólica (en general potencial) frente al caudal, tal y como se muestra en la figura 2.

Figura 2. Evolución de pérdidas de presión reguladora simple

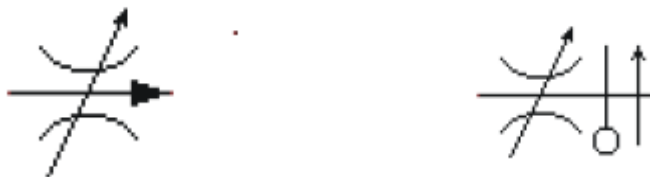


Fuente: Oleohidráulica y neumática. [En línea]. Universidad de Oviedo: Área de mecánica de fluidos. [Citado 10 de septiembre 2010]. Disponible desde internet: http://www.unioviado.es/Areas/Mecanica.Fluidos/docencia/_asignaturas/oleohidraulica_neumatica/Tema_1_Tecnologias_oleohidraulica_y_neumtaica.pdf.

Reguladores compensados:

La compensación consiste en que la regulación se hace independiente de las variables compensadas. En la figura 3 se muestra el símbolo para los reguladores de caudal compensados en presión y temperatura.

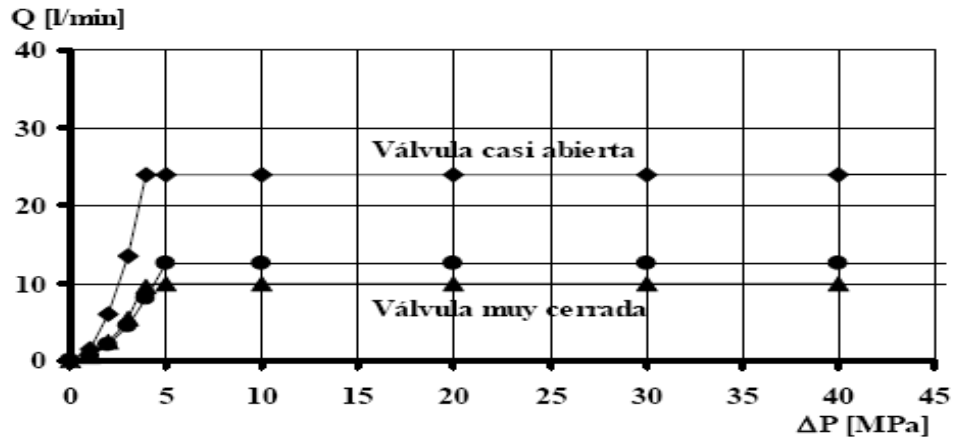
Figura 3. Símbolo para los reguladores de caudal compensados en presión y temperatura



Fuente: Oleohidráulica y neumática. [En línea]. Universidad de Oviedo: Área de mecánica de fluidos. [Citado 10 de septiembre 2010]. Disponible desde internet: http://www.unioviado.es/Areas/Mecanica.Fluidos/docencia/_asignaturas/oleohidraulica_neumatica/Tema_1_Tecnologias_oleohidraulica_y_neumtaica.pdf.

Los reguladores de caudal compensados en presión consiguen regular el caudal de forma independiente a la caída de presión (al menos para un cierto rango de caudales) y la curva de pérdidas de carga adopta la forma que se indica en la figura 4.

Figura 4. Válvula reguladora de caudal variable compensada en presión



Fuente: Oleohidráulica y neumática. [En línea]. Universidad de Oviedo: Área de mecánica de fluidos. [Citado 10 de septiembre 2010]. Disponible desde internet: http://www.unioviado.es/Areas/Mecanica.Fluidos/docencia/_asignaturas/oleohidraulica_neumatica/Tema_1_Tecnologias_oleohidraulica_y_neumticaica.pdf.

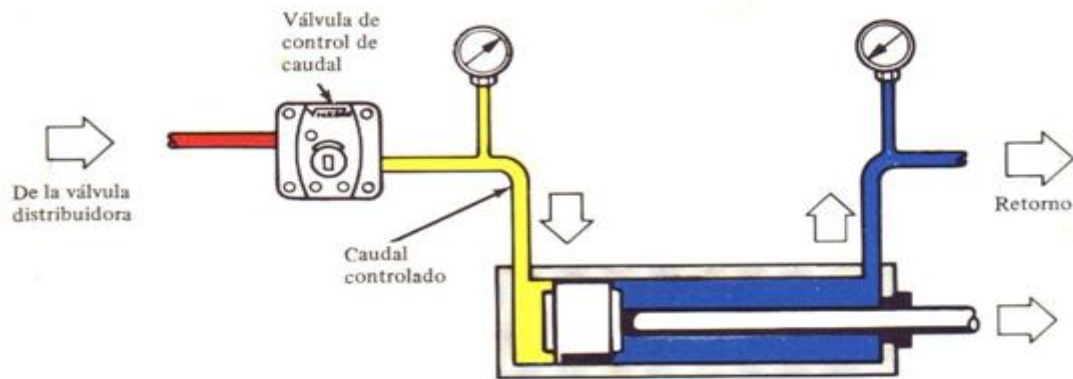
2.1 SISTEMAS DE REGULAR EL CAUDAL

Existen tres métodos básicos para aplicar las válvulas reguladoras de caudal para controlar la velocidad de los actuadores: regulación a la entrada, regulación a la salida y regulación, por sustracción.

2.1.1. Circuito de regulación a la entrada (Alimentación). En este circuito, la válvula reguladora de caudal se coloca entre la bomba y el actuador (figura 5); de esta forma controla la cantidad de fluido que entra en el actuador. El exceso de caudal suministrado de caudal suministrado por la bomba es desviado al tanque a través de la válvula de seguridad.

Con la válvula instalada en la línea de entrada al cilindro, como puede verse en la figura, el caudal es controlado en una sola dirección y debe incorporarse una válvula antirretorno, dentro de la válvula reguladora, o montarla en derivación con la misma, para permitir el retorno libre del fluido. Si se deseara controlar la velocidad en ambas direcciones, el regulador de caudal podría instalarse a la salida de la bomba, antes de la válvula de control direccional.

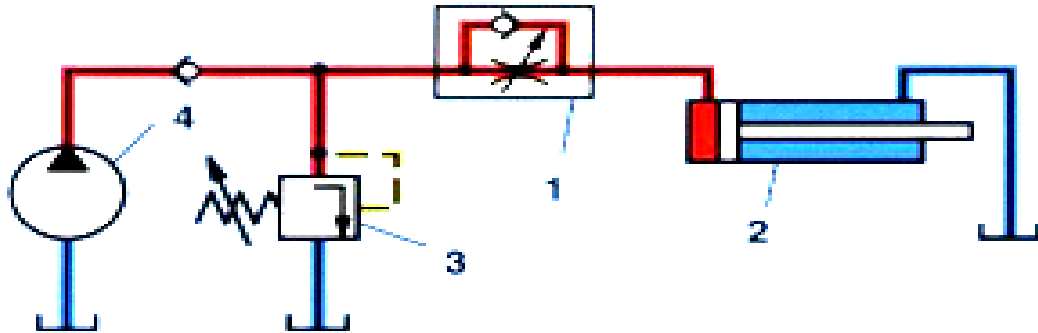
Figura 5. Regulación de caudal a la entrada



Fuente: Vickers. Manual de oleohidraulica industrial. 935100-A. Barcelona. Editorial Blume. p.173

Este método es muy preciso y se utiliza en aquellas aplicaciones donde la carga siempre se opone al movimiento del actuador, tales como la elevación de un cilindro vertical con carga, o empujar una carga a una velocidad controlada.

Figura 5.a. Regulación en la alimentación



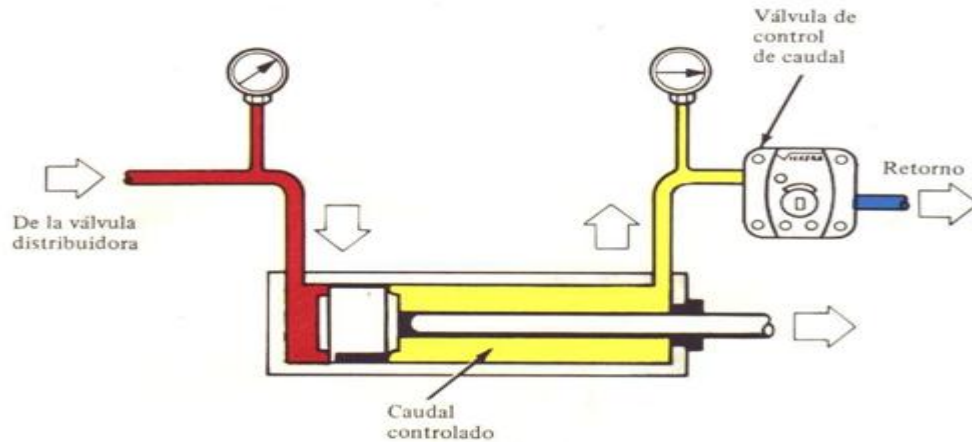
Fuente: H Exner. Engineering mannesmann Rexroth: Fundamentos y componentes de la oleohidraulica. D-97813. Lohr a. Main.p.253

La ventaja de esta conexión (figura 5.a) es que entre la válvula reguladora de flujo (1) y el cilindro de trabajo (2) solo actúa una presión que resulta de la resistencia de trabajo del cilindro. Dado que la carga de presión de la junta del cilindro es menor, también se produce un menor rozamiento de las juntas en el cilindro.

La desventaja radica en que la válvula limitadora de presión (3) delante de la válvula reguladora de flujo debe ajustarse de acuerdo con la mayor presión del consumidor, de modo que la bomba hidráulica (4), también cuando bajo requerimientos de fuerza en el consumidor, entrega siempre contra la presión máxima ajustada.

2.1.2. Circuito de regulación a la salida (Descarga). Este sistema de control (figura 6) se utiliza cuando la carga tiende a huir del actuador, desplazándose en la misma dirección que éste. El regulador de caudal se instala de forma que restrinja el caudal de salida del actuador.

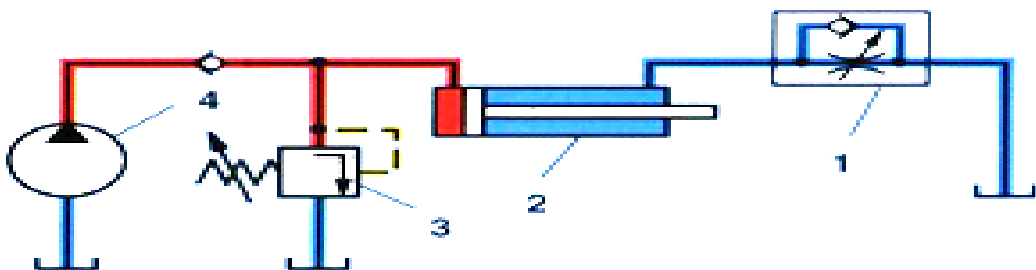
Figura 6. Regulación de caudal a la salida



Fuente: Vickers. Manual de oleohidraulica industrial. 935100-A. Barcelona. Editorial Blume. p.174

Para regular la velocidad en ambas direcciones puede instalarse la válvula en la línea de tanque de la válvula direccional. Frecuentemente hay necesidad de controlar el caudal únicamente en una sola dirección y la válvula se sitúa entre el actuador y la válvula direccional en la línea que corresponde al tanque. Aquí también hace falta una válvula antirretorno que permita el paso libre del caudal en sentido contrario.

Figura 6.a. Regulación en la descarga



Fuente: H Exner. Engineering mannesmann Rexroth: Fundamentos y componentes de la oleohidraulica. D-97813. Lohr a. Main.p.253

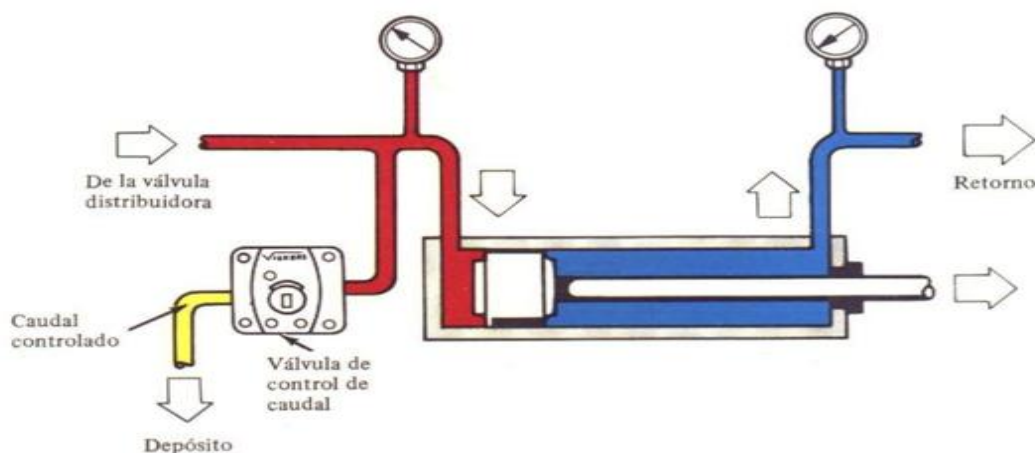
La ventaja radica en que no se requiere una válvula de retención. Además, el calor de estrangulamiento se conduce hacia el tanque (figura 6.a).

La desventaja de esta regulación es que también aquí la válvula limitadora de presión (3) debe ajustarse de acuerdo con la máxima presión del consumidor (desarrollo de calor).

También en marcha en vacío todos los elementos del cilindro están cargados con la máxima presión de servicio (mayor fricción).

2.1.3. Circuito de regulación por substracción (Derivación - By-Pass). En esta aplicación (figura 7), la válvula se coloca en la línea de presión, en la forma indicada en la figura, y la velocidad del actuador se determina, desviando parte del caudal de la bomba al tanque; la ventaja consiste en que la bomba trabaja a la presión, que pide la carga, puesto que el exceso de caudal retorna al tanque a través de la válvula reguladora y no a través de la válvula de seguridad.

Figura 7. Regulación de caudal por substracción

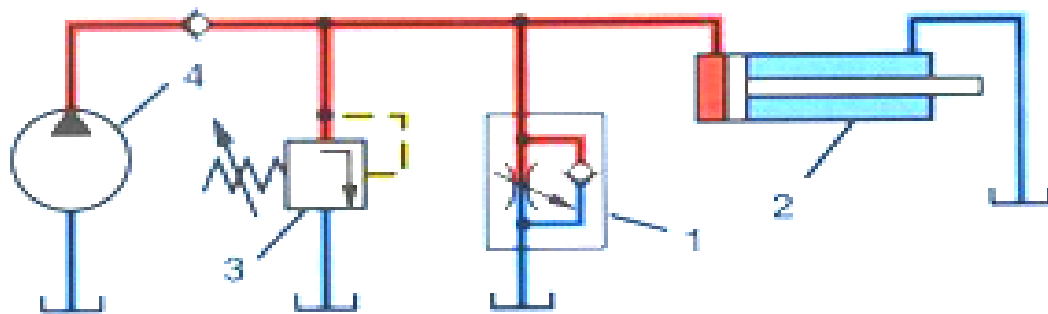


Fuente: Vickers. Manual de oleohidraulica industrial. 935100-A. Barcelona. Editorial Blume. p.175

La desventaja está en la pérdida de precisión, debido a que el caudal regulado va al tanque y no al actuador, y éste último queda sometido a las variaciones de desplazamiento de la bomba al variar la carga del actuador.

Este circuito no debe aplicarse cuando hay posibilidad de que la carga tienda a huir en la misma dirección que el movimiento del actuador.

Figura 7.a. Regulación de derivación (by-pass)



Fuente: H Exner. Engineering mannesmann Rexroth: Fundamentos y componentes de la oleohidraulica. D-97813. Lohr a. Main.p.254

La ventaja radica en que durante la carrera de trabajo solamente se instala la presión necesaria para la carga (figura 7.a).

De modo que se transforma menos potencia en calor. Recien cuando el cilindro llega al tope se alcanza la presión tarada en la válvula limitadora de presión (3).

También en este tipo de regulación se conduce calor de estrangulamiento hacia el tanque.

2.2 GENERACIÓN DE CALOR CON CIRCUITOS DE BY-PASS

Una vez la válvula de seguridad es tarada, todo el caudal de la bomba se divide entre el control de flujo y el actuador. Aunque el sistema se muestra en la condición de velocidad media, se puede ver que, cerrando el control de flujo, incrementamos la resistencia al flujo a través de ella.

El flujo, que ya no puede circular por encima de las restricciones más pequeñas en el control de flujo a la presión de carga, se desvía hacia el cilindro, provocando un aumento en la velocidad. Exactamente lo opuesto sucede cuando abrimos el control de flujo causando una menor resistencia al flujo.

Fácilmente puede observarse que el único calor generado por este sistema es el que proviene del flujo que circula a través del control de flujo de carga a presión inducida. Es lógico, que a velocidades de accionamiento bajas obtenemos generación de calor máximo, a causa del flujo máximo obtenido a través del control de flujo. La ventaja que observamos es que con cargas bajas tenemos baja generación de calor, a diferencia de la generación de calor máximo generado por el control en serie a bajas velocidades y baja carga.

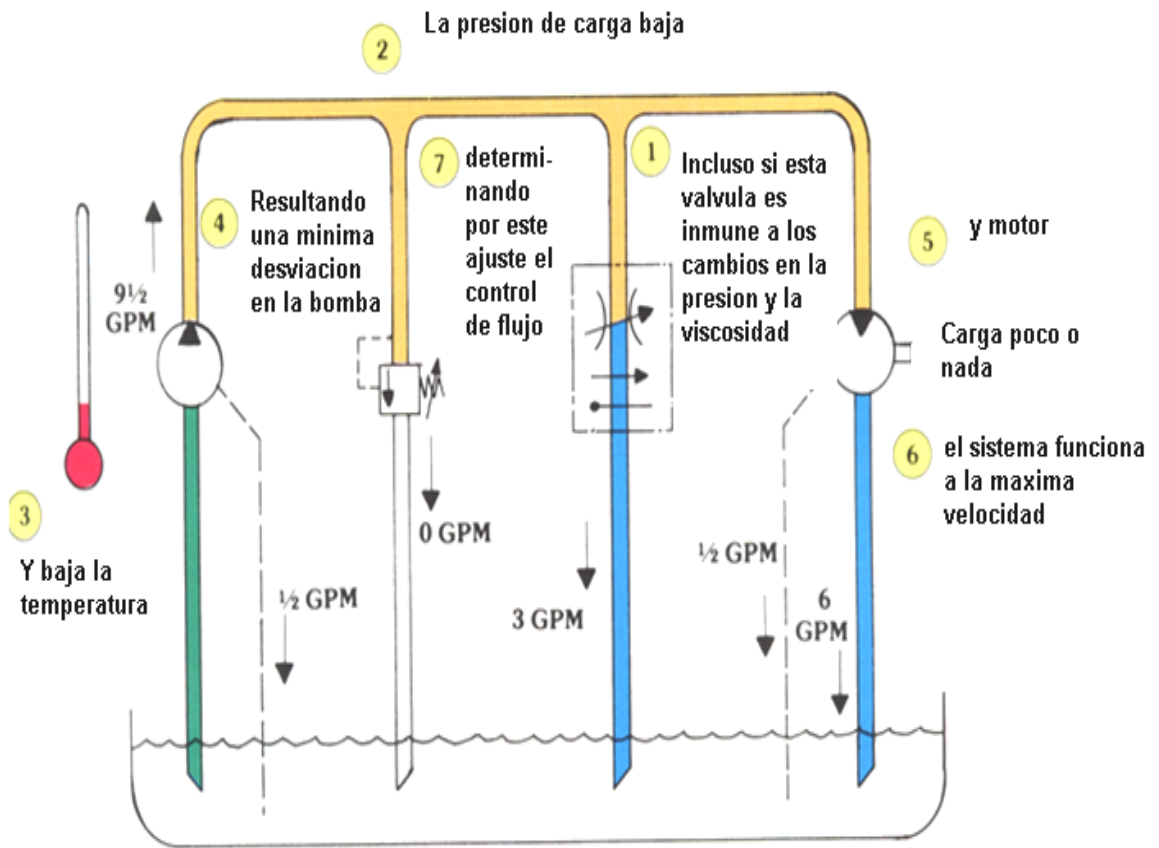
2.3 VARIACIÓN DE VELOCIDAD CON CIRCUITOS BY-PASS

Lamentablemente, el fondo de conservación de energía en los circuitos by-pass son a menudo compensados por su pobre capacidad para mantener la velocidad establecida. Los circuitos By-pass están influenciados por todos los factores que afectan a la variación de velocidad en los circuitos de control de flujo, a saber: la bomba de filtración, fugas del actuador, y los cambios en la caída de presión y viscosidad.

La selección de los componentes puede reducir las variaciones en la velocidad debido a cambios de presión baja y los cambios en la viscosidad, pero incluso los mejores dispositivos de control no eliminarán estos efectos.

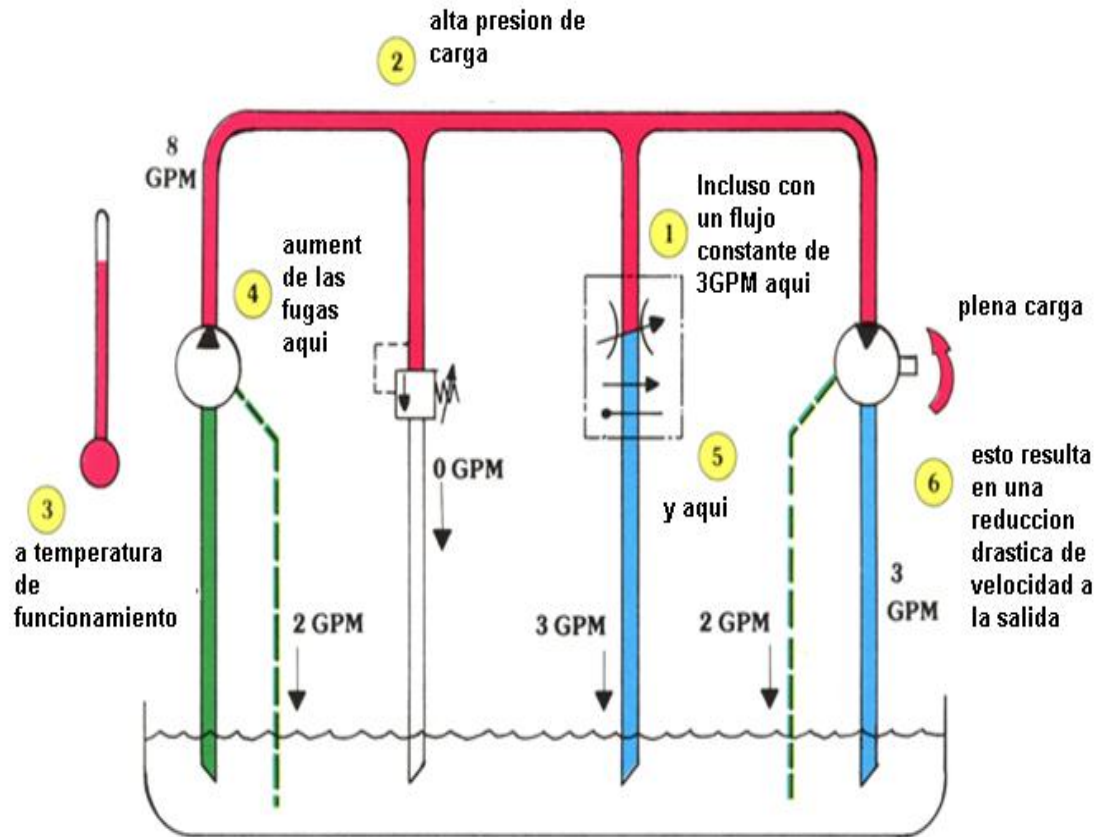
Los siguientes dos esquemas muestran los extremos de variación de velocidad, incluso si una temperatura de presión compensada en el control de flujo es utilizada (figura 8 y figura 9).

Figura 8. Máxima velocidad, arranque sin carga



Fuente: TOM Frankenfield. Rexroth worldwide hydraulics: using industrial hydraulics. Bethlem Pennsylvania. 2 ed. Hydraulics & pneumatics magazine. p.3-23.

Figura 9. Resultados de velocidad baja con plena carga y temperatura de funcionamiento



Fuente: TOM Frankenfield. Rexroth worldwide hydraulics: using industrial hydraulics. Bethlem Pennsylvania. 2 ed. Hydraulics & pneumatics magazine. p.3-24.

Esto no quiere decir que los circuitos by-pass son tan inexactos en la regulación de la velocidad que sus condiciones de ahorro de energía no deben ser consideradas. Sin embargo, los circuitos de by-pass casi siempre usan controles de flujo de presión compensados. Por lo general ellos funcionan mucho mejor cuando se usan con circuitos de cilindros y bombas de alta eficiencia volumétrica.

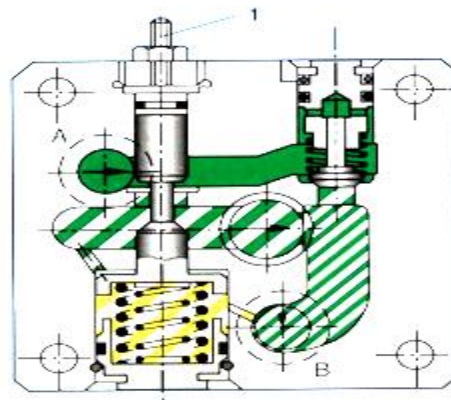
2.4 EVITACIÓN DE SALTOS DE ARRANQUE

En la posición inicial no hay circulación a través de la válvula reguladora de flujo, el compensador de presión está totalmente abierto, cuando comienza a fluir

caudal el pistón del compensador de presión toma una posición de regulación. Hasta que dicho pistón alcance la posición de regulación brevemente puede fluir un gran caudal no regulado a través del diafragma.

En la práctica esta conducta conduce en un cilindro a un salto de arranque. Para evitar dicho efecto se puede mantener el pistón del compensador de presión mecánicamente a través de una limitación de carrera (1) cerca de la posición de regulación (figura 10).

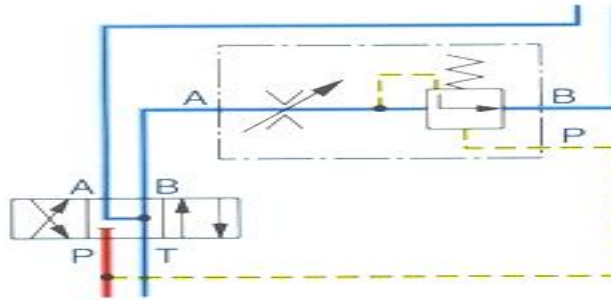
Figura 10. Válvula reguladora de flujo con limitación mecánica de carrera para evitar saltos de arranque



Fuente: H Exner. Engineering mannesmann Rexroth: Fundamentos y componentes de la oleohidraulica. D-97813. Lohr a. Main.p.254

Otra posibilidad de evitar el salto de arranque es mantener el compensador de presión en posición inicial cerrada mediante una conexión especial hidráulica (figura 11).

Figura 11. Mantenimiento del compensador de presión en posición cerrada mediante señal hidráulica



Fuente: H Exner. Engineering mannesmann Rexroth: Fundamentos y componentes de la oleohidraulica. D-97813. Lohr a. Main.p.254

2.5 TIPOS DE REGULADORES DE CAUDAL

Hay dos tipos básicos de válvulas reguladoras de caudal compensadas por presión y no compensadas por presión. Estas últimas se utilizan cuando las presiones permanecen relativamente constantes y las variaciones de velocidad no son demasiado críticas. Puede controlarse el caudal con sistemas tan sencillos como un estrangulamiento fijo o una válvula de aguja variable.

La utilización de las válvulas no compensadas por presión es limitada, puesto que el caudal a través de un orificio es sensiblemente proporcional a la raíz cuadrada de la pérdida de presión (ΔP) a través del mismo, lo que significa que cualquier variación apreciable de la carga afectará el control de la velocidad. Los reguladores de caudal compensados por presión se clasifican en tipos de: compensación por estrangulamiento en serie, y compensación por derivación de caudal. Ambos tipos utilizan un compensador o hidrostato para mantener una caída de presión constante a través de una restricción regulable.

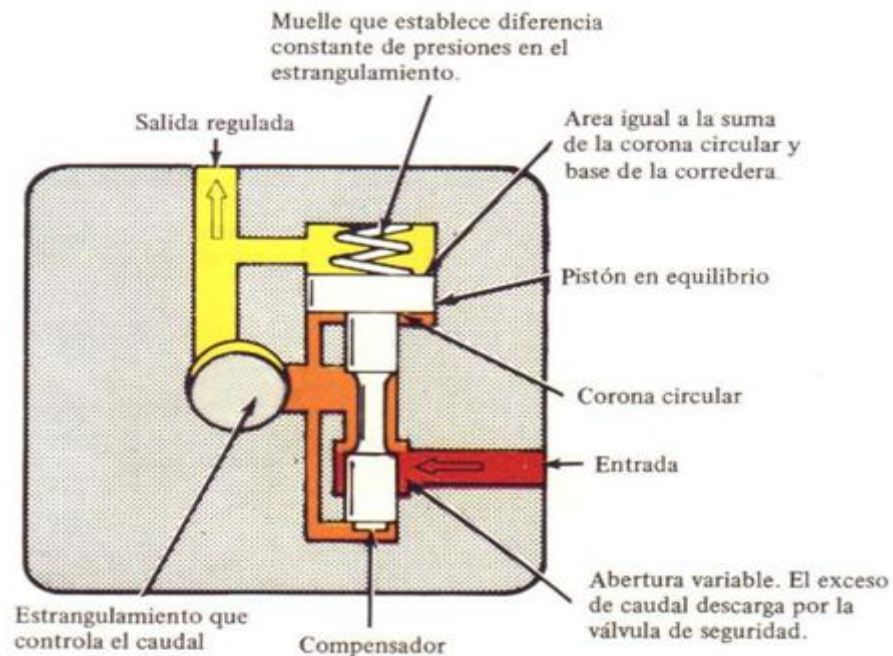
2.5.1. Tipo compensación por estrangulamiento en serie. Esta válvula mantiene una diferencia de presiones de 1.40 kp/cm^2 a través de un estrangulamiento variable mediante un hidrostato (figura 12). En esta válvula, el

hidrostatato está normalmente abierto y tiende a cerrarse, bloqueando el paso al caudal en exceso del taraje de la válvula.

En estas unidades, la presión originada por la carga actúa contra un muelle ligero, situado en la parte superior del hidrostatato, tendiendo a mantenerlo abierto. La presión, a la entrada del estrangulamiento regulable y en la parte inferior del hidrostatato, tiende a cerrarlo, permitiendo que únicamente pase por el estrangulamiento variable el caudal correspondiente a la presión diferencial de 1.40 kp/cm^2 .

Debido a su tendencia a cortar el paso del fluido cuando el caudal tiende a exceder del ajuste, este tipo de válvulas pueden utilizarse en los circuitos de regulación a la entrada, a la salida y por substracción, pueden ser utilizadas dos o más válvulas de este tipo con la misma bomba, puesto que el exceso de caudal pasa a tanque a través de la válvula de seguridad.

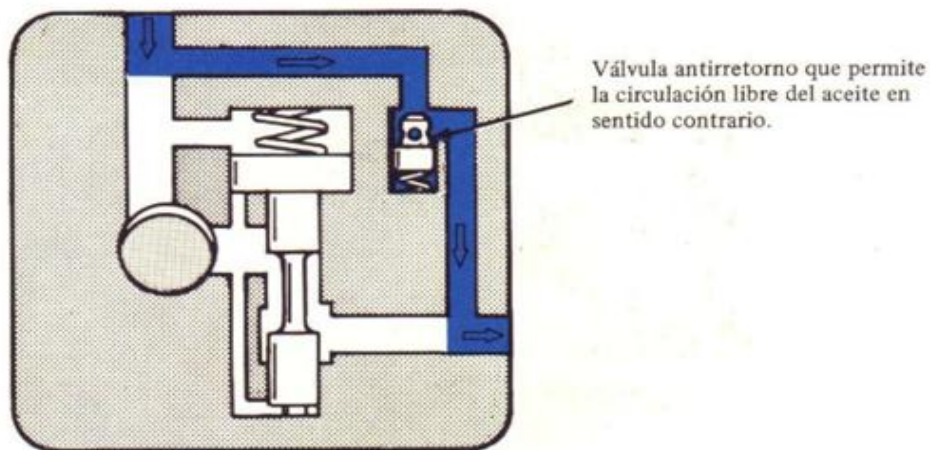
Figura 12. Regulador de caudal compensado por presión.



Fuente: Vickers. Manual de oleohidraulica industrial. 935100-A. Barcelona. Editorial Blume. p.177

Cuando esta válvula se instala a la entrada o salida de un actuador puede utilizarse opcionalmente con una válvula antirretorno incorporada para permitir el paso libre del fluido en el sentido contrario (figura 13). La válvula antirretorno no es necesaria cuando la válvula reguladora de caudal se coloca directamente en la línea de presión antes de la válvula direccional o en un circuito de regulación por substracción.

Figura 13. Regulador de caudal con antirretorno incorporado.



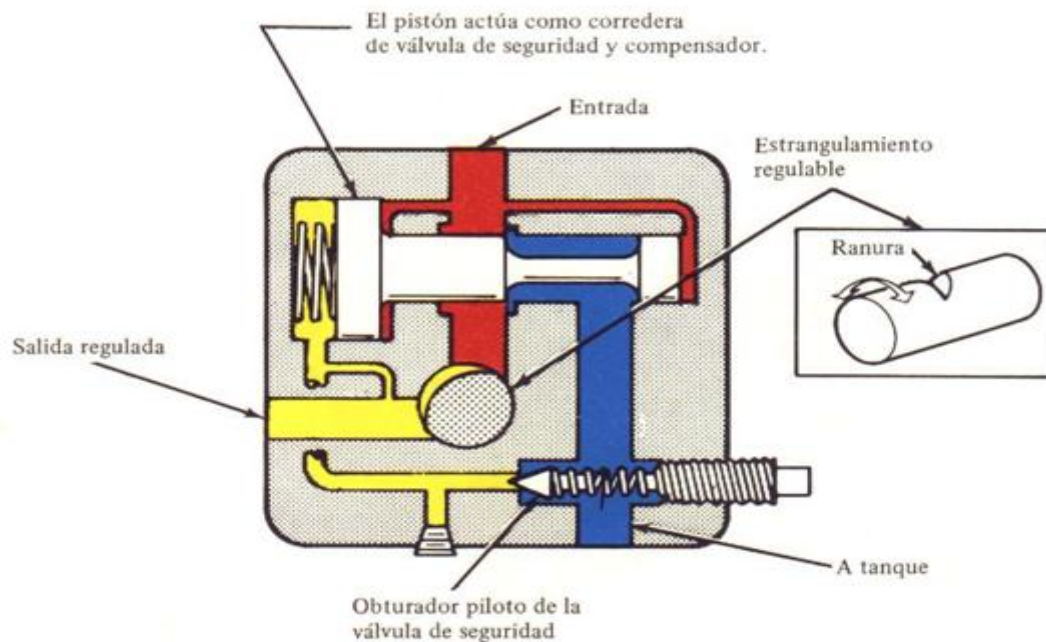
Fuente: Vickers. Manual de oleohidraulica industrial. 935100-A. Barcelona. Editorial Blume. p.177

2.5.2 Tipo compensación por derivación de caudal (o en paralelo). Este tipo combina una protección contra las sobrecargas con una regulación de caudal compensada por presión (figura 14). Lleva incorporado un hidrostato normalmente cerrado, que se abre para desviar al tanque el caudal que excede del taraje de la válvula. La presión necesaria para mover la carga está aplicada en la cámara superior del hidrostato y conjuntamente con la acción de un muelle ligero tiende a mantenerlo cerrado.

La presión en la cámara inferior del hidrostato aumenta debido al estrangulamiento y hace que éste desvíe al tanque el exceso de caudal, cuando la diferencia de presiones es suficiente para vencer el muelle. Obsérvese que el hidrostato está equilibrado hidráulicamente debido a que el área sometida a la acción de la presión, a la salida de la bomba, iguala al área en la parte superior del hidrostato.

La diferencia entre ambas presiones, generalmente 1.40 kp/cm^2 , se mantiene a través del estrangulamiento, suministrando un caudal constante con independencia de las fluctuaciones de la carga. Se ahorra también consumo de energía debido a que la bomba trabaja a una presión que excede únicamente en 1.40 kp/cm^2 a la que pide la carga.

Figura 14. Regulador de caudal en paralelo.



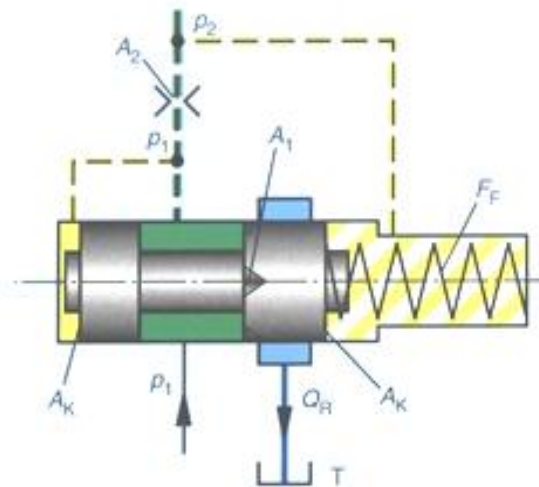
Fuente: Vickers. Manual de oleohidráulica industrial. 935100-A. Barcelona. Editorial Blume. p.176

La protección contra las sobrecargas se obtiene por medio de un obturador actuado por un muelle regulable, que limita la presión máxima en la cámara superior del hidrostato y que actúa como una válvula de seguridad pilotada.

Este tipo de válvula únicamente puede utilizarse en los circuitos con, regulación a la entrada, si se utilizase en un circuito con regulación a la salida, el exceso de caudal que no pudiese pasar por el estrangulamiento sería desviado al tanque, permitiendo la fuga de la carga.

Mediante la adición de un tercer puerto, y la modificación del hidrostato de la válvula de presión compensada de dos vías podemos obtener una función del control de flujo completamente diferente (figura 15).

Figura 15. Válvula reguladora de flujo de 3 vías



Fuente: H Exner. Engineering mannesmann Rexroth: Fundamentos y componentes de la oleohidraulica. D-97813. Lohr a. Main.p.255

Aquí para el estado de equilibrio¹:

$$P_1 \cdot A_K = P_2 \cdot A_K + F_F(1.1)$$

De este modo:

$$\Delta P = P_1 - P_2 = F_F / A_K = \text{Const.}$$

Con $\Delta P = \text{constante}$ aquí también se alcanza

$Q = \text{constante}$.

Hemos dicho que el hidrostato de la válvula compensadora de dos vías era esencialmente una válvula auto-reguladora de presión reducida normalmente abierta. Esta válvula se auto-ajusta para mantener la presión en el orificio de entrada de control principal en un valor constante (45 a 170 PSI) superior a la presión de salida. En realidad, la función de un hidrostato de 3 vías no es tan diferente.

Es lógico que si se puede regular la presión de entrada del orificio de control mediante la reducción de la presión de suministro, también se puede regular esta presión liberando el exceso de flujo a tanque. Un regulador de flujo tipo by-pass de tres vías es básicamente un orificio de control principal montado en serie con la carga y en la parte inferior de una válvula de alivio de hidrostato autoreguladora de presión.

¹ H Exner. Engineering mannesmann Rexroth: Fundamentos y componentes de la oleohidraulica. D-97813. Lohr a. Main.p.255

En la sección operativa, se puede ver que la presión aguas abajo se detecta en una zona del hidrostato, mientras que la presión de entrada se opone a esta fuerza a lo contrario, pero a la misma área del spool. En el momento en que aumenta la presión de entrada hasta el punto que se sobrepase la presión de aguas en la parte inferior más la presión del resorte, el spool se desplaza y libera el exceso de flujo al tanque.

Al comparar este hidrostato con un tipo de spool de seguridad accionado por un mecanismo piloto, todo lo que se necesita sería añadir un dispositivo de seguridad accionado por piloto integrado y de esta manera seremos capaces de llevar a cabo las actividades pertinentes a la seguridad y las funciones de control de flujo con una sola válvula.

2.6 VÁLVULA DE ALIVIO PILOTADA PARA CONTROLES DE FLUJO DE TRES VÍAS CON PRESIÓN COMPENSADA

Dado que un control de flujo de 3 vías pasa el flujo de la bomba a tanque a una presión de aproximadamente 75 PSI mayor que la presión inducida por la carga, el circuito hidráulico sólo puede ser diseñado para realizar una función por bomba.

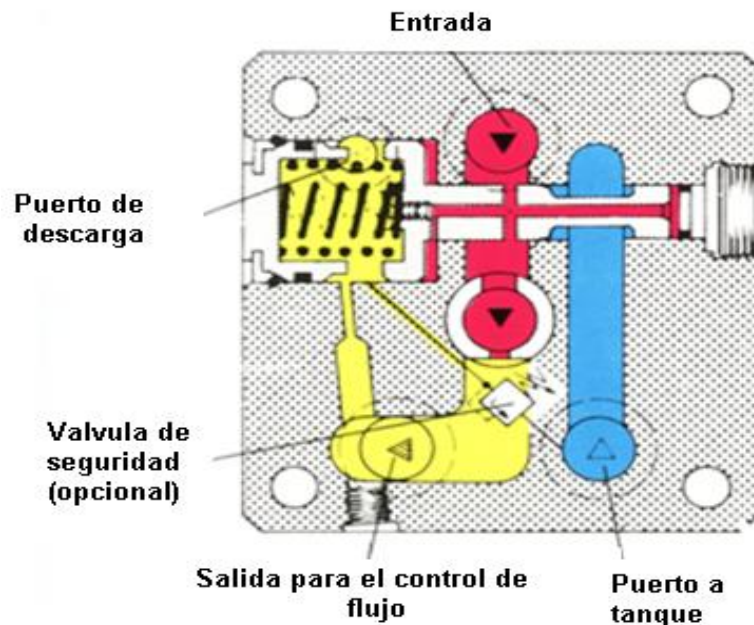
Desde el hidrostato en un by-pass de tres vías de tipo control de flujo de presión compensada se realiza una función básica con la válvula de seguridad, lo cual parece ser repetitivo añadir un sistema de alivio independiente. Por esta razón, dispositivos opcionales de seguridad accionados por piloto integrado son con frecuencia adicionados en el paquete de control de 3 vías.

Se recomienda siempre utilizar un regulador de flujo by-pass 3 vías con un sistema principal de seguridad a menos que el dispositivo de seguridad accionado por piloto integrado opcional sea incluido.

Como se muestra en la (figura 16), el tipo de cartucho de seguridad operado directamente tiene su puerto de presión conectado a un lado de la cámara del resorte del hidrostato. Al limitar la presión en esta cámara, limitamos la fuerza máxima reteniendo el hidrostato en la posición cerrada.

En el momento en que aumenta la presión de entrada hasta el punto que va a superar esta presión limitada en el lado río abajo, los cambios del hidrostato, liberan el caudal de la bomba a tanque. Debido al resorte en el lado de abajo del hidrostato, la bomba libera una presión de 45 a 170 PSI superior a la establecida en el alivio de pilotaje.

Figura 16. Válvula reguladora de caudal en paralelo con válvula de seguridad opcional



Fuente: TOM Frankenfield. Rexroth worldwide hydraulics: using industrial hydraulics. Bethlem Pennsylvania. Second edition. Hydraulics & pneumatics magazine. p.3-25.

2.6.1 Descarga de bomba con by-pass de tres vías con control de flujo.

Básicamente, hay dos medios de descarga del caudal de la bomba a tanque a baja presión durante los períodos de inactividad del ciclo. Una manera de hacerlo es simplemente cerrando completamente la válvula. En algunos circuitos, si queremos cerrar el suministro de aceite en el actuador, la presión aguas abajo del control de flujo se reducirá a cero. Cuando esto sucede, no hay presión en el lado de abajo del hidrostato, así, la presión de entrada se abre hacia el tanque a la presión determinada por la fuerza del resorte desequilibrando el hidrostato.

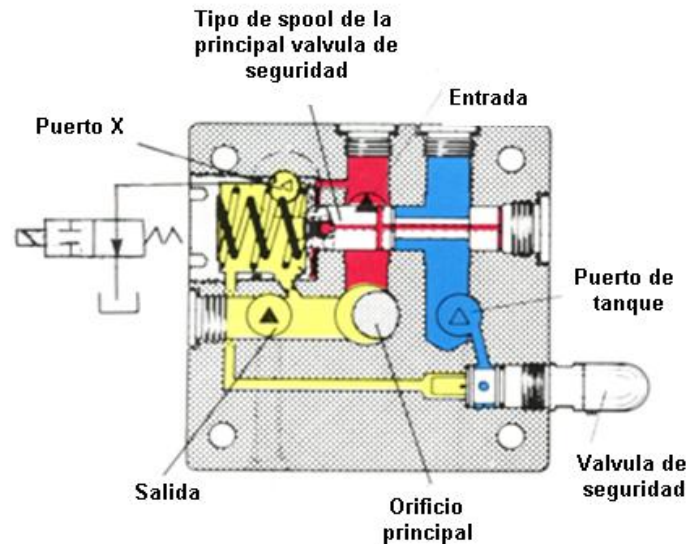
La única precaución que debe ser tomada es que la carga inducida por la presión no puede quedar atrapada entre la válvula y el orificio de cierre en el control de flujo. Este método funciona igual de bien ya sea con un by-pass de tres vías regulador de flujo con un dispositivo integrado en el pilotaje de seguridad, o con la válvula estándar con un sistema de seguridad independiente.

La segunda forma en la que la bomba de descarga puede ser desarrollada en cualquier escenario de flujo es a través de la utilización de la conexión del puerto "X". La mayoría de los controles de flujo de 3 vías están equipados con un puerto distinto, que está conectado a un lado de la cámara del resorte del hidrostato.

Aunque en virtud de la operación normal de la válvula este puerto está conectado, el solenoide de venteo se puede lograr por medio de tuberías en un control de dirección por separado.

Como se muestra en la (figura 17), el puerto "X" se puede utilizar exactamente igual que el puerto "X" de un dispositivo de seguridad accionado por piloto integrado.

Figura 17. Válvula reguladora de caudal en paralelo con válvula de seguridad incorporada venteable



Fuente: TOM Frankenfield. Rexroth worldwide hydraulics: using industrial hydraulics. Bethlem Pennsylvania. Second edition. Hydraulics & pneumatics magazine. p.3-26.

Cuando el solenoide está desactivado, el lado de la cámara del resorte del hidrostato está conectado al tanque, y la descarga de la bomba a la presión mínima. Cuando se le aplica energización, se bloquean el flujo libre del tanque, que carga la bomba y hace que la función normal de 3 vías se produzca. Como en un dispositivo de seguridad accionado por piloto integrado, el puerto “X” también podría utilizarse para el ajuste de presión a distancia o la presión de selección múltiple.

2.7 VÁLVULAS DE CARTUCHO

Una válvula de cartucho se enrosca o se inserta dentro de una cavidad normalizada en un bloque y se mantiene en su lugar con tornillos o con una tapa asegurada con pernos para completar el diseño con válvulas de cartucho. Las válvulas de cartucho para roscar son una buena elección porque pueden ser

elementos tipo obturador o corredera y por ello, brindan una función hidráulica más completa.

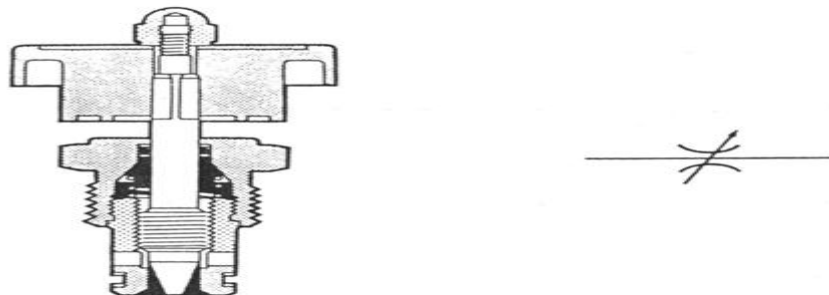
Las válvulas de cartucho para roscar ofrecen un diseño alternativo más que una sustitución de las válvulas convencionales de corredera deslizante. Pueden instalarse en un bloque o utilizarse como conjuntos individuales, el exterior de esta válvula puede llevar rosca que se atornilla.

2.8 VÁLVULAS DE CARTUCHO PARA ROSCAR COMO CONTROLES DE CAUDAL

Además de las funciones de control de la presión y de la dirección, las válvulas de cartucho para roscar pueden también utilizarse para controlar el caudal. Los tipos utilizados incluyen válvulas de aguja, válvulas reguladoras de caudal, válvulas en derivación, válvulas de prioridad y divisores de caudal.

2.8.1 Válvula de aguja. La figura 18 representa una válvula de control del caudal tipo estrangulamiento variable denominada válvula de aguja que lleva una corredera tipo aguja cónica para suministrar un control preciso del caudal o aplicaciones de válvula de paso. No existe compensación por presión en esta válvula el caudal puede ser regulado en ambas direcciones.

Figura 18. Válvula de aguja.

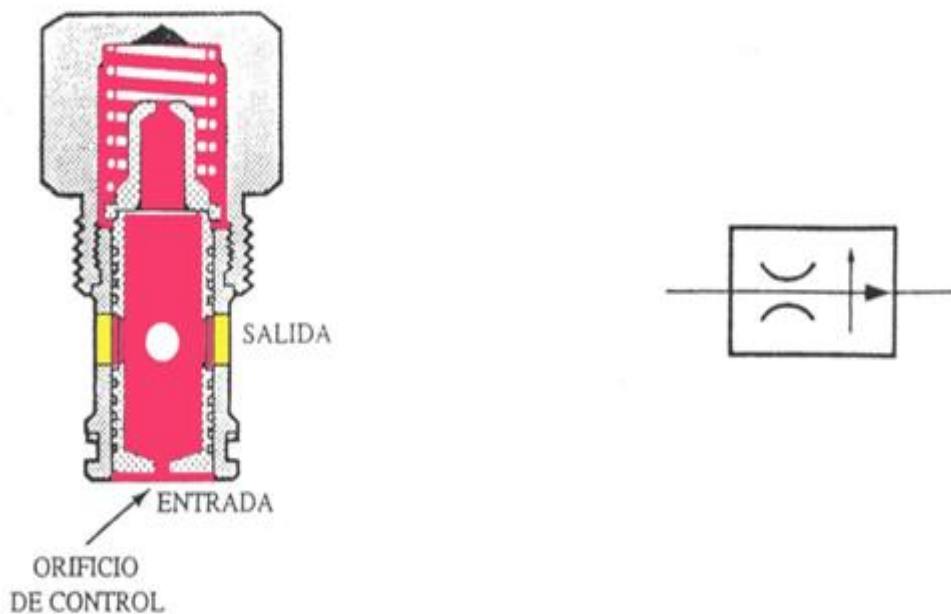


Fuente: Vickers. Manual de oleohidraulica industrial. 935100-A. Barcelona. Editorial Blume. p.320

2.8.2 Válvulas reguladoras de caudal compensadas por presión. La figura 19 muestra una válvula reguladora de caudal no ajustable, tipo estrangulamiento. Esta válvula suministra un caudal constante aunque varíe la presión debida a la carga. Como indica la figura, el caudal compensado por presión circula únicamente desde el orificio de entrada al de salida.

El tamaño del pasaje en el orificio de salida se modula para mantener constante la diferencia de presiones a través del orificio de control. La pérdida de carga en este orificio se fija en fábrica y viene determinada por el muelle de la válvula.

Figura 19. Válvula reguladora de caudal, no ajustable, compensada por presión.

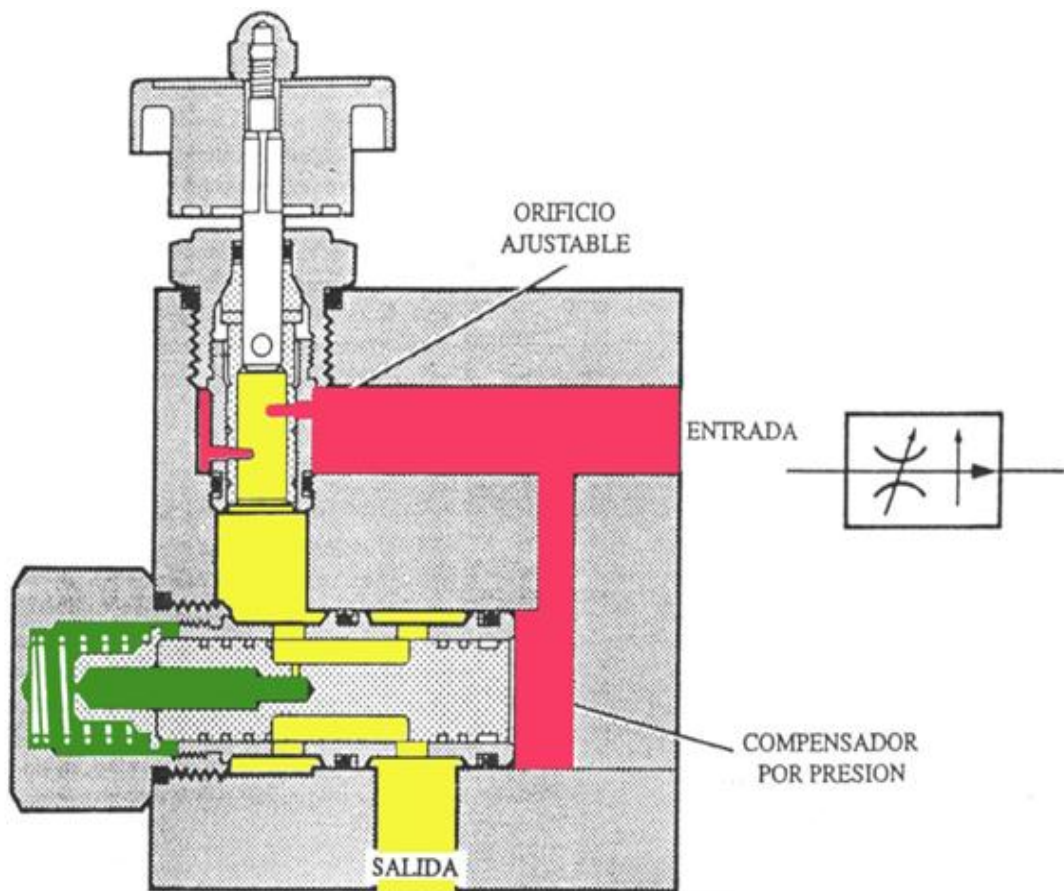


Fuente: Vickers. Manual de oleohidraulica industrial. 935100-A. Barcelona. Editorial Blume. p.321

La figura 20 muestra otro tipo de control de caudal del tipo estrangulamiento variable compensado por presión. Esta válvula es ajustable. De nuevo, la

compensación por presión funciona desde el orificio de entrada al de salida. Como puede verse, esta válvula incluye dos válvulas de cartucho para roscar. Uno es un orificio sencillo ajustable y el otro un compensador por presión tipo estrangulamiento variable. El cartucho compensador por presión mantiene una pérdida de carga constante (igual al taraje del muelle) a lo largo del cartucho de orificio ajustable variando la pérdida de carga a través de la corredera del compensador al orificio de salida cuando varía la presión de la carga.

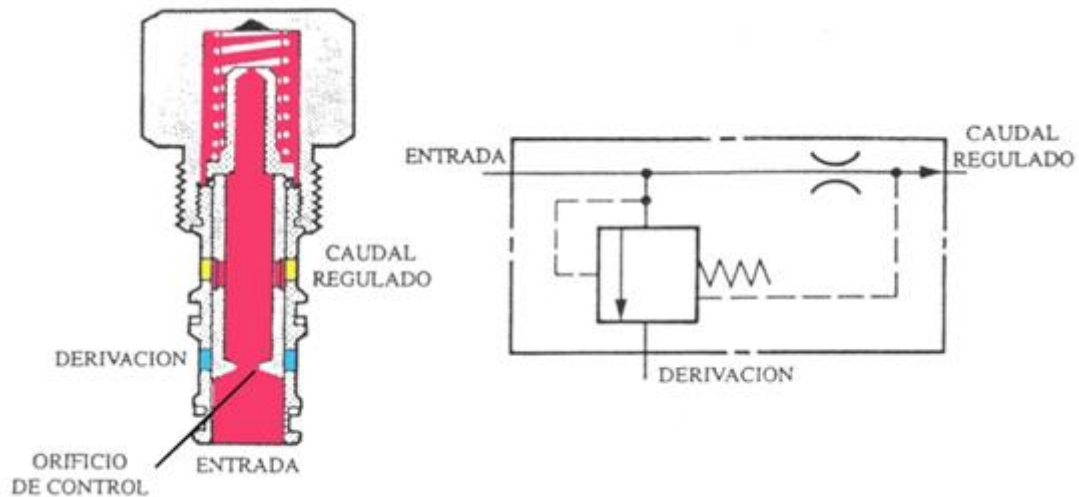
Figura 20. Válvula reguladora de caudal compensada por presión con dos cartuchos para roscar.



Fuente: Vickers. Manual de oleohidraulica industrial. 935100-A. Barcelona. Editorial Blume. p.321

2.8.3 Válvulas compensadoras por presión por derivación del caudal. Estas válvulas son otro grupo de válvulas de cartucho utilizadas para regular el caudal y pueden ser ajustables o no ajustables. La figura 21 muestra este último.

Figura 21. Válvula reguladora de caudal compensada por presión por derivación, no ajustable.



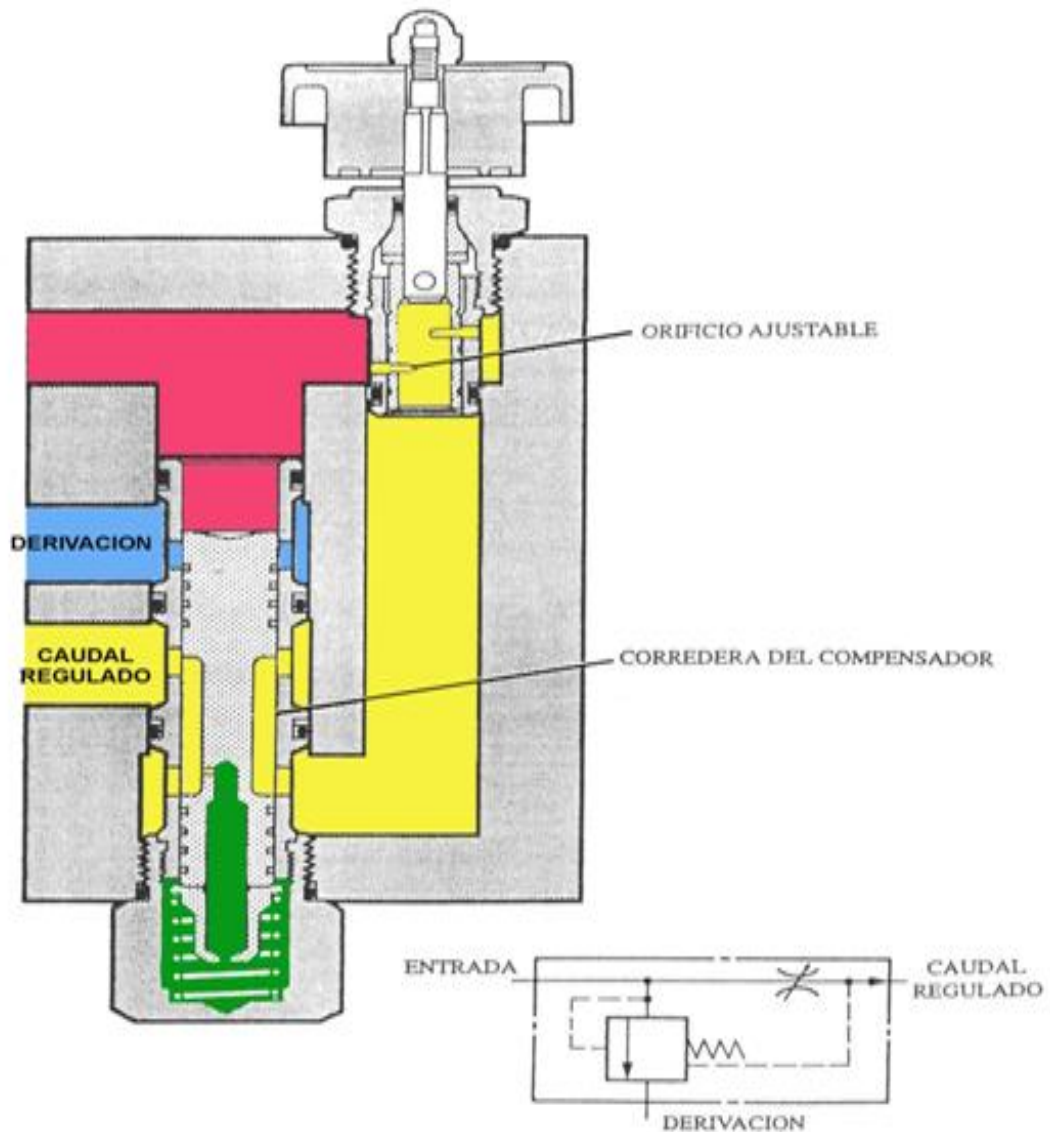
Fuente: Vickers. Manual de oleohidraulica industrial. 935100-A. Barcelona. Editorial Blume. p.322

El caudal desde el orificio de entrada al orificio del caudal regulado, esta compensado por presión. Cualquier caudal superior al fijado por la válvula es derivado por un orificio en derivación. Si esta línea en derivación va al tanque, la válvula se denomina válvula de control compensada por presión por derivación de caudal.

Si esta línea envía el caudal a una segunda función de carga, la válvula se llama válvula de prioridad, porque la primera operación es prioritaria respecto a la segunda.

En la figura 22 puede verse otro tipo de estas válvulas, esta válvula contiene también dos cartuchos: uno es una corredera compensada por derivación de caudal, mientras que el segundo es un orificio ajustable.

Figura 22. Válvula reguladora de caudal no ajustable, compensada por presión por derivación con dos cartuchos para roscar.



Fuente: Vickers. Manual de oleohidraulica industrial. 935100-A. Barcelona. Editorial Blume. p.323

3. CONTROLES DE PRESIÓN

Cuando se trabaja con cualquier sistema de transmisión de potencia fluida, el desempeño de dicho sistema depende de tres tipos de control sobre la potencia a transmitir: control de dirección, control de caudal y control de presión. De esta manera se puede ejercer algún tipo de control sobre la presión, ya sea para determinar el valor máximo o mínimo de un parámetro de control, como la carga o fuerza aplicada por una prensa o vástago, o simplemente mantener este parámetro en un valor deseado.

Las válvulas de control de presión realizan funciones tales como limitar la presión máxima de un sistema o regular la presión reducida en ciertas partes de un circuito, y otras actividades que implican cambios en la presión de trabajo. Su funcionamiento se basa en un equilibrio entre la presión y la fuerza de un muelle.

De acuerdo a su función este tipo de válvulas se pueden clasificar en cinco grupos generales: válvulas de seguridad o de alivio, válvulas de secuencia, válvulas de descarga, válvulas de contrabalance y válvulas reductoras de presión (Tabla 1). Sumado a esto, dichas válvulas pueden ser de mando directo o pilotadas. En este proyecto solo se tratarán las válvulas de seguridad o de alivio.

Tabla 1. Válvulas de control de presión y su aplicación

VÁLVULA	APLICACIÓN
Seguridad o alivio	Válvula utilizada para evitar sobre-presiones en sistemas hidráulicos.
Reductora	Válvula utilizada para mantener la presión reducida en una línea del sistema.
Contrabalance	Válvula utilizada para mantener una presión de retorno constante sobre un cilindro. Por ejemplo, para mantener la carga.
Descarga	Válvula de alivio con piloto externo utilizada para el control de la presión y descarga de bombas.
Secuencia	Válvula de alivio con drenaje externo que mantiene una presión mínima establecida en la línea primaria, mientras se produce una operación secundaria. Por ejemplo, para el accionamiento de actuadores en un orden determinado.

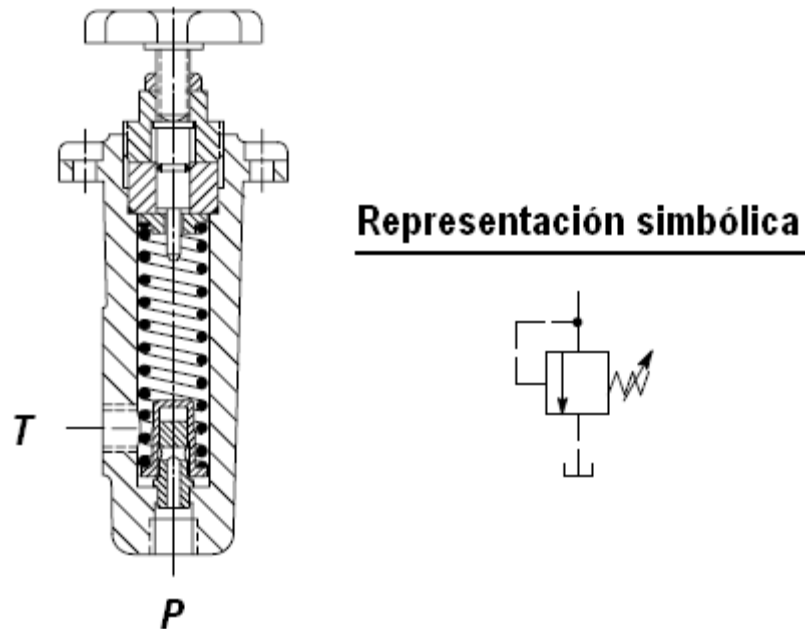
Fuente: Propiedad de los autores.

3.1 VÁLVULAS DE SEGURIDAD

La válvula de seguridad se halla prácticamente en todos los sistemas hidráulicos, su uso es indispensable cuando se desea limitar la presión del sistema a un valor determinado. Cuando se alcanza este valor indicado la válvula de seguridad de presión actúa y conduce el caudal sobrante hacia el tanque.

3.1.1 Válvula de seguridad de acción directa. Una válvula de este tipo se instala de manera que el puerto de entrada P , es conectado a la línea de presión y el puerto de salida T se conecta a tanque (figura 23). Cuando la presión de entrada no es lo suficiente como para vencer la fuerza del resorte, el obturador se mantiene sobre su asiento, impidiendo el flujo a través de la válvula.

Figura 23. Válvula de seguridad de mando directo regulable



Fuente: Vickers. Overhaul manual Eaton: Pressure relief valve catalog 175 Series. GB-411. April 1996.

Cuando la presión de entrada excede la fuerza del resorte, el obturador se mueve y permite el paso del fluido hacia tanque. Este tipo de válvulas poseen un tornillo de ajuste para variar su taraje. De esta manera, la válvula puede ajustarse para que opere a cualquier presión hasta donde su intervalo de ajuste lo permita.

Estas válvulas de alivio de acción directa deben ser únicamente utilizadas como elementos de seguridad, su funcionamiento y rendimiento son muy inferiores a las válvulas de alivio compensadas y pilotadas

3.1.2 Válvula de seguridad compuesta o pilotada. A medida que el caudal aumenta, como consecuencia del espacio requerido para el resorte regulador, la posibilidad de construir válvulas de mando directo queda limitada. Para solucionar esto, se emplean las válvulas de seguridad pilotadas que poseen un tamaño mayor comparada con las simples de su tipo.

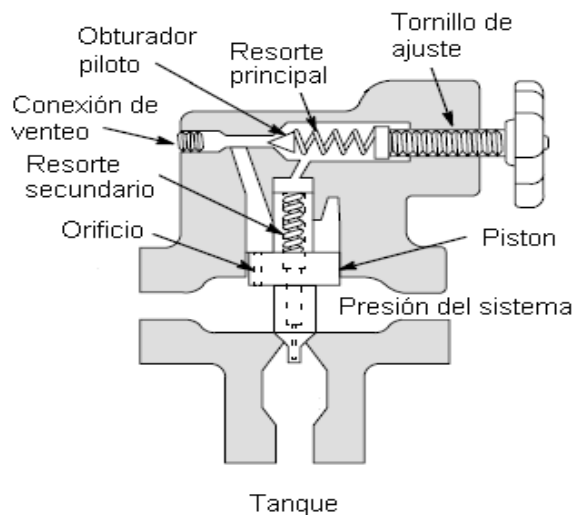
Las ventajas de este tipo de válvulas son las siguientes:

- 1) La diferencia existente entre la presión de ruptura y la de alivio total es mucho menor que las válvulas de acción directa.
- 2) Tiene un rango de ajuste mucho más extendido que las válvulas de acción directa.
- 3) Pueden ser controladas en forma remota para cambiar y variar la presión de servicio como ser desviadas totalmente permitiendo descargarla bomba libremente al tanque.

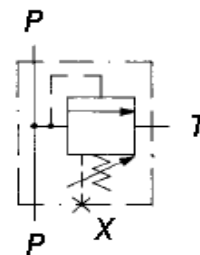
La figura 24 ilustra una válvula de seguridad pilotada donde su taraje es determinado mediante el tornillo de ajuste, el cual varía la compresión del resorte principal y por efecto, la fuerza sobre el obturador piloto. El pistón se mantiene contra el sello debido a la fuerza que ejerce el resorte principal.

La válvula se mantiene normalmente cerrada cuando la presión del sistema es menor que la presión de taraje de la sección piloto.

Figura 24. Válvula de seguridad pilotada regulable



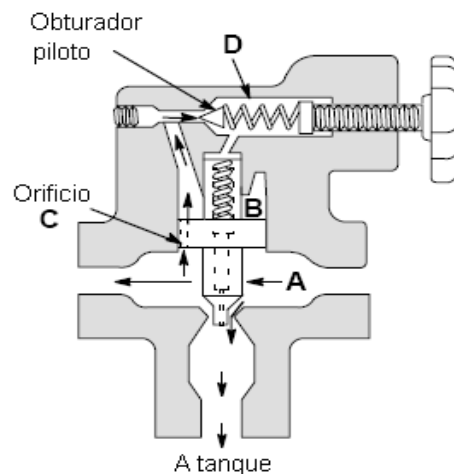
Representación simbólica



Fuente: Vickers. Overhaul manual Eaton: Balanced Piston Relief Valve catalog CG/CS/CT Series. I-3300-S. January 1985.

Cuando la presión aumenta hasta que logra mover el obturador piloto (figura 25), se produce una descompensación en la cámara *B* debido a que la cámara *D* se comunica a tanque mediante un orificio interno en el pistón balanceado. La presión en la cámara *B* está limitada por el resorte secundario y cuando ocurre la descompensación, el exceso de fluido pasa a tanque.

Figura 25. Válvula de seguridad pilotada descargando a tanque

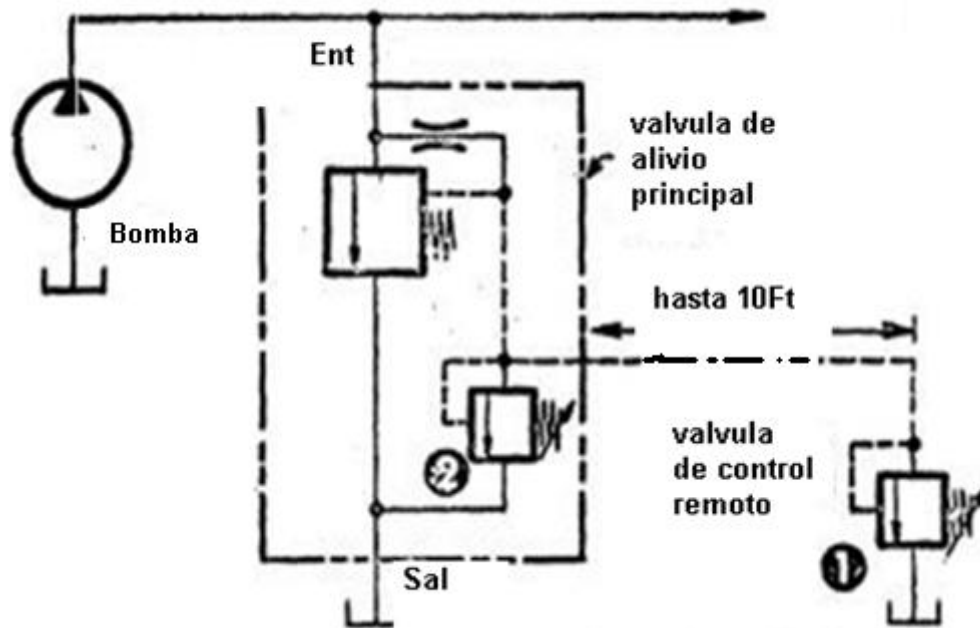


Fuente: Vickers. Overhaul manual Eaton: Balanced Piston Relief Valve catalog CG/CS/CT Series. I-3300-S. January 1985.

3.1.3 Control remoto de válvulas de alivio por acción piloto. La mayoría de las válvulas de alivio operadas por piloto llevan una conexión externa de control que usualmente es de 1/4" B.S.P.T. Este orificio está generalmente identificado por las letras RC, o por la palabra VENT, Para que las condiciones de control remoto de la válvula sean adecuadas es aconsejable no montar los sistemas de control a más de diez pies de la válvula principal.

En la (Figura 26) la válvula 1, es una pequeña válvula de alivio auxiliar instalada en un punto distante en la válvula de alivio principal y conectada al venteo mediante una cañería de un cuarto o 3/8". Esto permite al operador controlar remotamente la presión de servicio.

Figura 26. Control de presión remoto con venteo



Fuente: Deppert W. [En línea]. España Barcelona. Dispositivos neumáticos. [Citado 10 de noviembre 2009]. Disponible desde internet: <http://www.sapiensman.com/neumatica/hidraulica17>.

La válvula 1 está conectada en paralelo con la válvula 2 que es la sección piloto de la válvula principal, y que a su vez está controlada por un volante de ajuste.

Cuando dos válvulas de alivio se encuentran conectadas en paralelo sobre la misma línea de presión hidráulica aquella que está ajustada al valor más bajo tiene preponderancia sobre el circuito, es por ello que debemos tomar la siguiente precaución el volante de ajuste de la válvula principal debe estar colocando al valor más elevado de presión deseada, de esta forma la válvula de control remoto 1 puede ser ajustada a valores más bajos que el anunciado precedentemente.

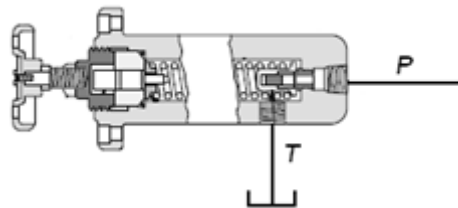
La válvula de control remoto nunca podrá ser ajustada a valores superiores fijados en la válvula 2.

Un uso común del control remoto es la colocación de válvulas de control remoto montadas en panel y conectadas mediante tuberías de pequeña sección, a los efectos de que los operadores puedan efectuar el control de un equipo a distancias.

La máxima separación de 3 metros es sugerida a causa de que con líneas más largas la respuesta tiende a ser lenta, separaciones más largas son posibles en algunas instalaciones con adecuados tipos de válvulas de alivio.

En la Figura 27 observamos un tipo de válvula de alivio de acción directa de tamaño reducido fabricada para ser utilizada como control remoto de una válvula de alivio principal.

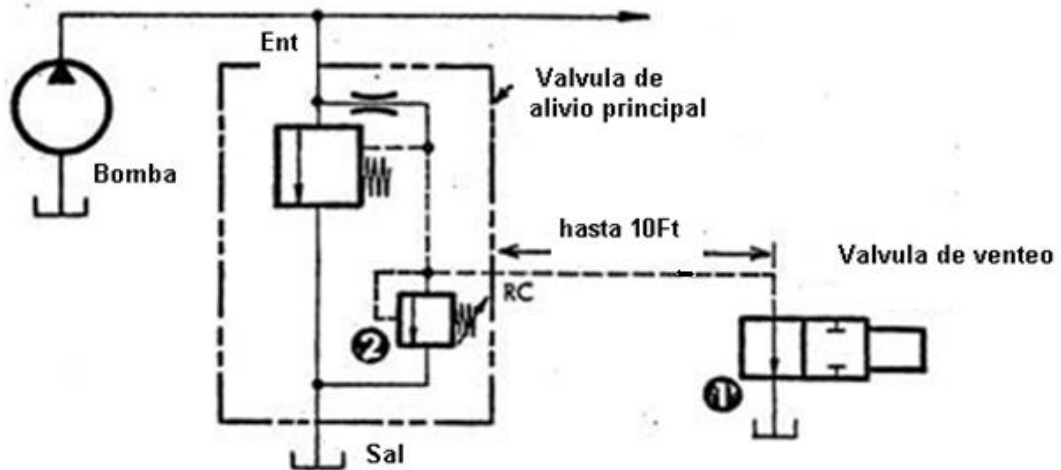
Figura 27. Válvula de alivio de acción directa de tamaño reducido



Fuente: Vickers. Overhaul manual Eaton: Balanced Piston Relief Valve catalog CG/CS/CT Series. I-3300-S. January 1985.

3.1.4 Venteo de una válvula de alivio de acción piloto. En la figura 28 la válvula (1) es una válvula de venteo, puede ser instalada en forma adyacente en la válvula de alivio principal a una distancia de 3 metros.

Figura 28. Válvula de alivio de acción directa con venteo



Fuente: Deppert W. [En línea]. España Barcelona. Dispositivos neumáticos. [Citado 10 de noviembre 2009]. Disponible desde internet: <http://www.sapiensman.com/neumatica/hidraulica17>.

Generalmente es una válvula miniatura de apertura manual, accionada por solenoide, o por acción mecánica.

Refiriéndonos al diagrama la operación es la siguiente: la conexión RC a la válvula principal es directa venteando ese orificio al tanque mediante la válvula exterior (1), se reduce la presión al valor 0, entonces el aceite proveniente de la bomba impulsa al vástago principal de la válvula de alivio hacia arriba y se produce una apertura libre de descarga al tanque.

El resorte principal que sostiene el vástago principal cierra este a valores relativamente bajos similares a los de tensión de una válvula de retención. Este valor crea una presión remanente cuando la válvula principal es venteadada, valor que llega según las diferentes marcas de válvulas al nivel de 15 a 75 lbs/pulg².

La válvula (1) puede ser una válvula de dos vías normalmente cerrada, o normalmente abierta dependiendo ello de las condiciones en que vamos a utilizar el circuito. Usualmente una válvula normalmente abierta es preferida.

Refiriéndonos a la operación de venteo podemos decir: cuando la válvula remoto (1) está cerrada la válvula de alivio funciona en sus condiciones normales como si el orificio RC estuviera taponado.

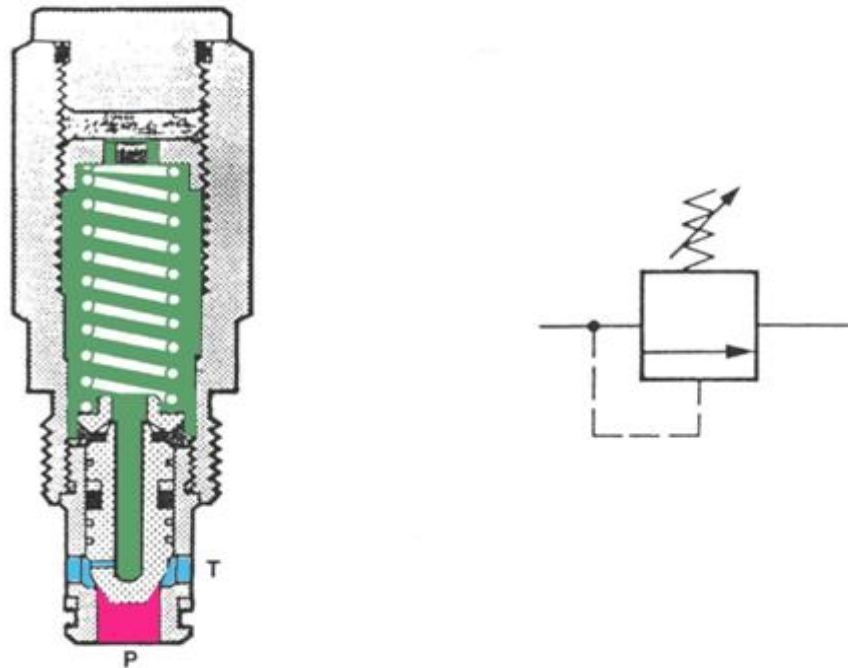
Cuando la válvula (1) es abierta, se alivia la presión de la cámara superior, provocando la apertura total de la válvula de alivio al tanque.

3.2 VALVULAS DE CARTUCHO PARA ROSCAR COMO CONTROLES DE PRESIÓN

Los tipos de válvulas de cartucho para roscar utilizados para controlar la presión incluyen válvulas de seguridad, válvulas reductoras y de seguridad, válvulas de secuencia, y válvulas de descarga.

3.2.1 Válvulas de seguridad. La figura 29 muestra una válvula de seguridad sencilla de mando directo y normalmente cerrada. Cuando la presión que actúa en el orificio "P" vence al taraje del muelle, la válvula se abre para dirigir el aceite de "P" a "T".

Figura 29 Válvula de seguridad de mando directo.

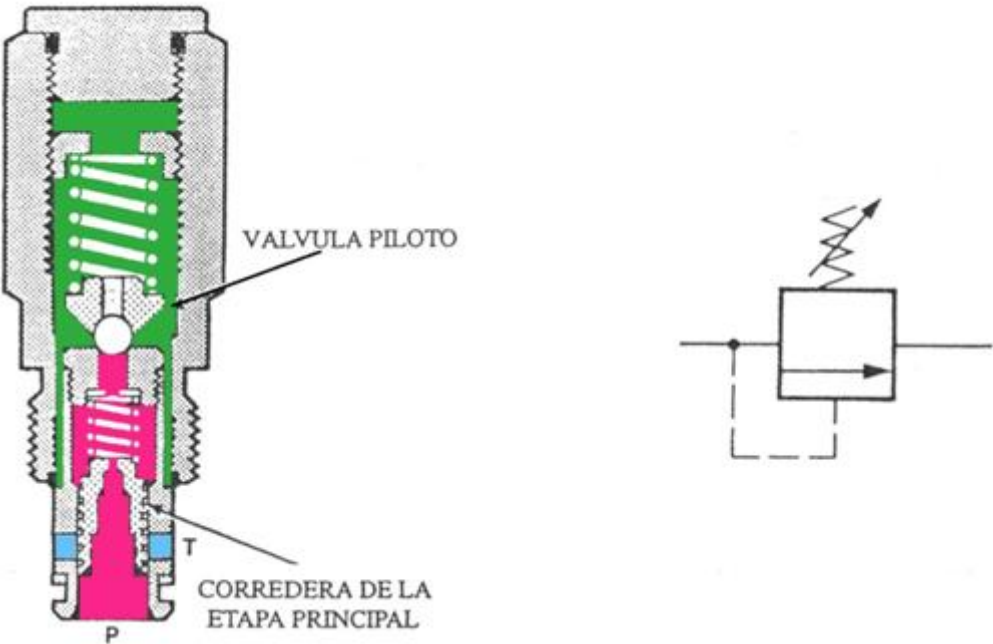


Fuente: Vickers. Manual de oleohidraulica industrial. 935100-A. Barcelona. Editorial Blume. p.316

La figura 30 es una válvula de seguridad pilotada, normalmente cerrada. Otra vez, la presión del sistema está aplicada en el orificio "P", y el "T" está conectado al depósito.

La corredera de la etapa principal está equilibrada hidráulicamente hasta que la presión del sistema llega al taraje de la válvula piloto. Cuando la presión del sistema vence a este taraje y al del muelle ligero, la corredera se eleva para dirigir el aceite al depósito.

Figura 30 Válvula de seguridad pilotada.



Fuente: Vickers. Manual de oleohidraulica industrial. 935100-A. Barcelona. Editorial Blume. p.316

4. CONTROL DIRRECCIONAL

Las válvulas direccionales, como su nombre indica, se usan para controlar la dirección del caudal. Aunque todas realizan esta función, las válvulas direccionales varían considerablemente en construcción y funcionamiento. Se clasifican, según sus características principales, en:

- Tipo de elemento interno. Obturador (pistón o esfera), corredera rotativa o deslizante.
- Métodos de actuación. Levas, émbolos, palancas manuales, mecánicos, solenoides eléctricos, presión hidráulica y otros, incluyendo combinaciones de éstos.
- Número de vías. Dos vías, tres vías, cuatro vías, etc. Tamaño. Tamaño nominal de las tuberías conectadas a la válvula o a su placa base, o caudal nominal.
- Conexiones. Roscas cónicas, roscas cilíndricas, bridas y placas bases.

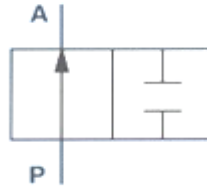
4.1 POSICIÓN DEFINIDA VALVULAS DIRECCIONALES

La mayoría de las válvulas direccionales industriales son de posición definida. Es decir, que controlan el paso del caudal abriendo o cerrando pasajes en posiciones definidas de la válvula. El símbolo gráfico para una válvula direccional contiene una envoltura separada (cuadro) para cada posición definida, mostrando las direcciones del caudal en dicha posición

4.1.1 Características especiales La denominación de las válvulas depende del número de conexiones útiles (no se cuentan las conexiones de mando) y del número de posiciones de conmutación.

Por lo tanto, una válvula con dos conexiones útiles y 2 posiciones de conmutación se denomina válvula direccional 2/2 vías (figura 31).

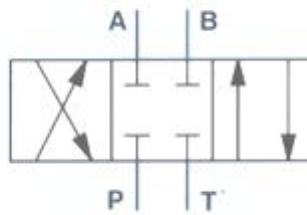
Figura 31. Válvula direccional 2/2 vías



Fuente: H Exner. Engineering mannesmann Rexroth: Fundamentos y componentes de la oleohidraulica. D-97813. Lohr a. Main.p.189

Una válvula direccional con 4 conexiones útiles y 3 posiciones de conmutación se denomina válvula direccional 4/3 vías (figura 32).

Figura 32. Válvula direccional 4/3 vías



Fuente: H Exner. Engineering mannesmann Rexroth: Fundamentos y componentes de la oleohidraulica. D-97813. Lohr a. Main.p.189

4.2 TIPOS CONSTRUCTIVOS DE VÁLVULAS DIRECCIONALES

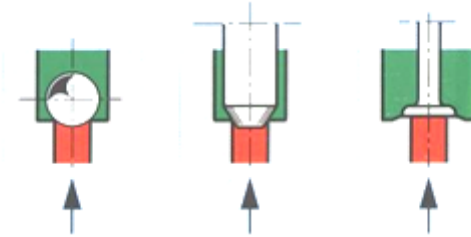
Existen tres tipos de válvulas direccionales, que se diferencian en cuanto a construcción y función:

- Válvulas direccionales de corredera: son válvulas en las cuales en el agujero de la carcasa se ha dispuesto una corredera móvil, pueden ser de mando directo o precomandadas.
- Válvulas direccionales de corredera rotativa: En los comienzos de la oleohidráulica las válvulas de corredera rotativa se empleaban frecuentemente para presiones de servicio de hasta 70 bar. El desarrollo tendiente a presiones superiores hizo pasar a segundo plano a este tipo de válvulas, dado que por la compensación no completa de presión las fuerzas de accionamiento resultan demasiado elevadas.
- válvulas direccionales de asiento: En la carcasa se encuentra uno o varios asientos de válvulas con esferas o conos como elementos de cierre, los cuales son apretados mediante resortes sobre los asientos y levantados de los mismos por medio de un tope.

En este proyecto solo se tratarán las válvulas direccionales de asiento.

4.2.1 VALVULAS DIRECCIONALES DE ASIENTO Las válvulas direccionales de asiento son válvulas direccionales es cuyos agujeros de carcasa se han dispuesto de modo móvil uno o varios pistones de asiento adaptados en forma de esfera, cono o plato (figura 33). Una mayor presión de trabajo produce, en esta construcción, mayor estanqueidad.

Figura 33. Principio de asiento. Esfera (Izq.), Cono (Medio.) y Plato (Der.)



Fuente: H Exner. Engineering mannesmann Rexroth: Fundamentos y componentes de la oleohidraulica. D-97813. Lohr a. Main.p.203

Las válvulas direccionales de asiento se caracterizan por lo siguiente:

- Libre de fugas.
- Elevada vida útil, no hay caudales de fugas e intersticios de estrangulamiento que puedan taparse.
- Función de cierre sin elementos de cierre suplementarios.
- Se pueden emplear para presiones muy elevadas dado que no se produce agarrotamiento hidráulico (deformación en función de la presión) y fugas en la válvula.
- Caída de presión durante la etapa de conmutación como consecuencia de solapamiento negativo (unión simultánea de canal de bomba, consumidor y tanque).
- Perdidas de potencia por compensación imperfecta de presión del eje de la válvula.

Las válvulas direccionales de asiento se accionan directa o indirectamente (precomando). Que el accionamiento sea indirecto o directo depende de la magnitud de la fuerza de accionamiento necesaria y, con ello, del tamaño constructivo (tamaño nominal) de la válvula.

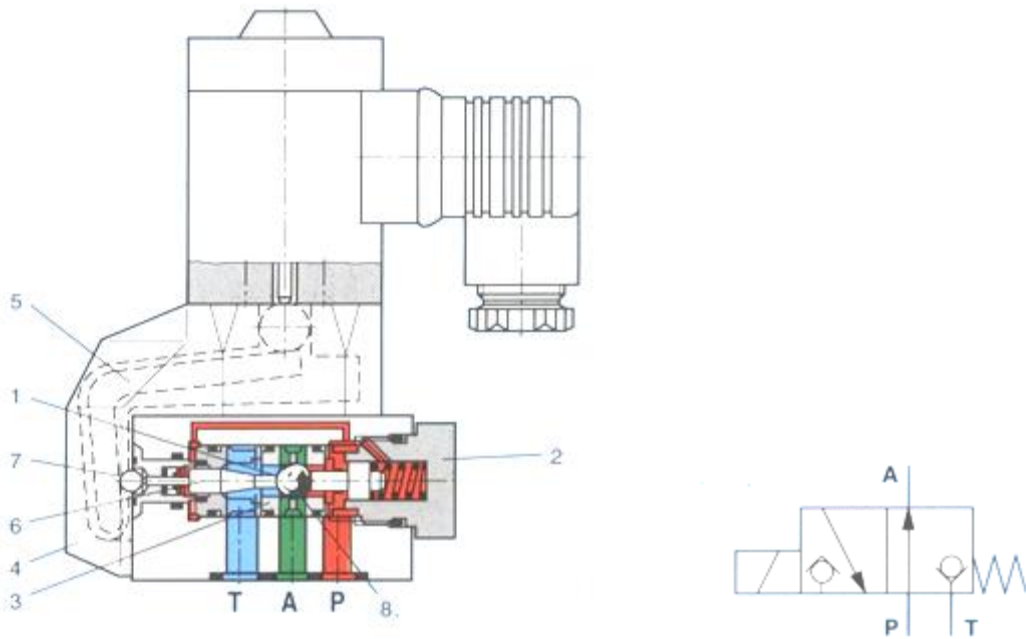
4.3.1 Válvulas direccionales de asiento de mando directo. Las válvulas de asiento de mando directo son aquellas válvulas cuyos elementos de mando se accionan directamente mediante un dispositivo mecánico.

Dadas las fuerzas estáticas y dinámicas que se producen en la válvula direccional de asiento como efecto de presión y de caudal, las válvulas direccionales de asiento de mando directo sólo se realizan hasta TN 10. Esta limitación corresponde a una potencia de aprox. 36 L/min a una presión de servicio de 630 bares y vale especialmente para válvulas direccionales de asiento accionadas por solenoide.

Naturalmente también se las podría realizar con TN superior a 10, Considerando las fuerzas de accionamiento necesarias para ello, p.ej. el tamaño constructivo necesario para los electroimanes, por motivos de seguridad de conmutación y por la dificultad de contralar los golpes de presión, para válvulas normales no tiene sentido un accionamiento directo para TN superior a 10.

A continuación se describe el funcionamiento para la versión con el tipo de accionamiento eléctrico empleado con mayor frecuencia (figura 34).

Figura 34. Válvula direccional de asiento 3/2 vías en versión de válvula de 1 esfera



Fuente: H Exner. Engineering mannesmann Rexroth: Fundamentos y componentes de la oleohidraulica. D-97813. Lohr a. Main.p.203

El elemento de estanqueidad es una esfera (1), que en la posición inicial es apretada a la izquierda sobre el asiento (3) mediante un resorte (2).

En posición inicial la unión de P hacia A está abierta, conexión T está cerrada. La conmutación de la válvula se realiza mediante fuerza magnética.

A través de la palanca (5) alojada en la carcasa (4), de la esfera (7) y del tope de accionamiento (6) la fuerza actúa sobre al elemento de estanqueidad (1). Es desplazado contra el resorte (2) hacia la derecha y apretado contra el asiento (8). Ahora la conexión P está bloqueada, la unión de A hacia T se encuentra abierta.

El tope de accionamiento (6) está estanco en ambas direcciones. El espacio entre las dos juntas está unido con el canal P. De este modo se alcanza una compensación de

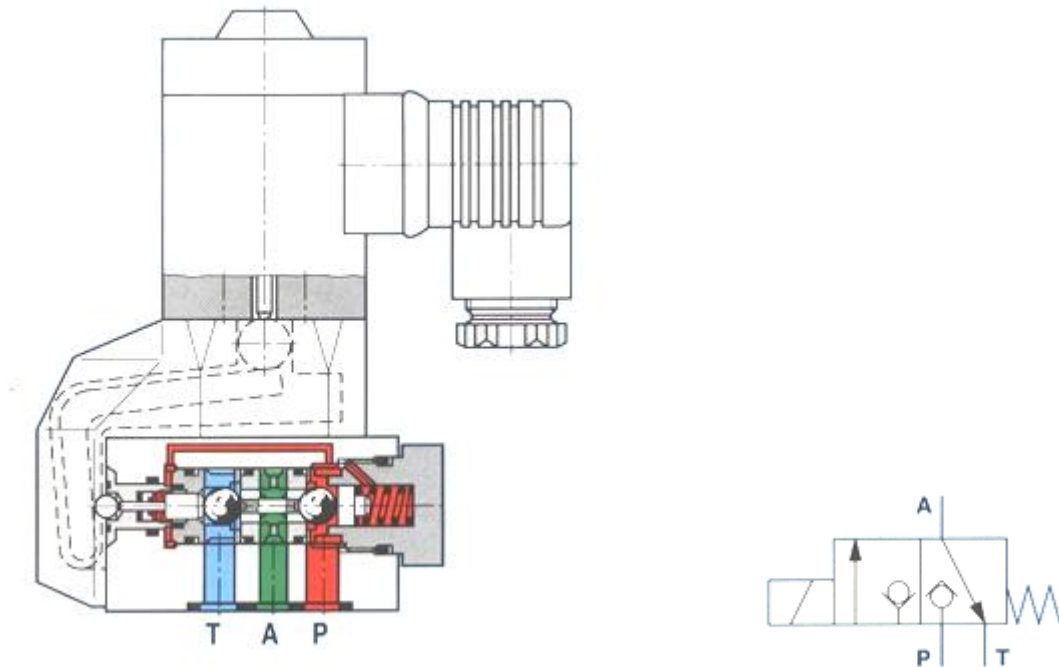
presión en el eje de la válvula, es decir, no actúa fuerza de presión en la superficie del asiento. La consecuencia son menores fuerzas necesarias de conmutación, durante el proceso de conmutación brevemente las conexiones están unidas entre sí (recubrimiento negativo).

En las válvulas direccionales de asiento no resulta posible la gran cantidad de símbolos como en las válvulas direccionales de corredera. Ello depende especialmente de las características constructivas de estas válvulas.

Si se desean cambiar las posiciones de conmutación mostradas en la válvula de 1 esfera, debe emplearse la válvula de 2 esferas (figuras 35).

En la válvula de 2 esferas en la posición inicial la unión entre A y T está abierta y la conexión P cerrada; el resorte aprieta la esfera en canal P sobre el asiento. En la posición de conmutación la esfera derecha está levantada del asiento mientras que la esfera izquierda es apretada sobre el mismo.

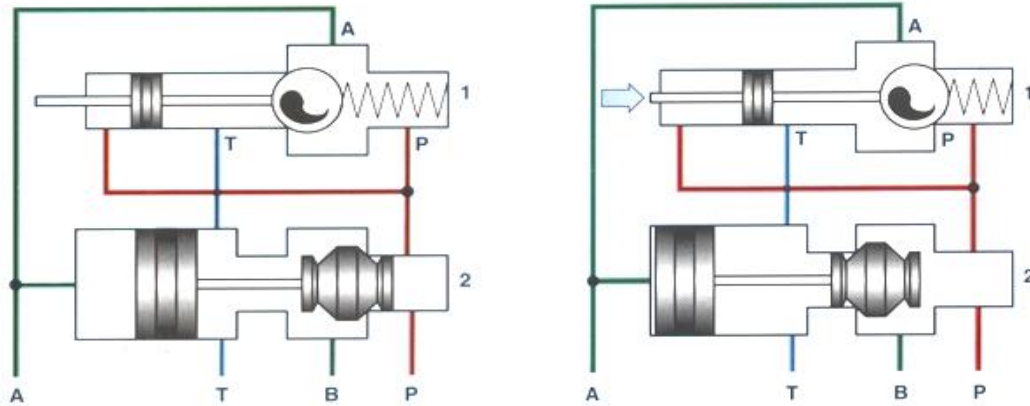
Figura 35. Válvula direccional de asiento 3/2 vías de accionamiento eléctrico en versión de válvula de 2 esferas



Fuente: H Exner. Engineering mannesmann Rexroth: Fundamentos y componentes de la oleohidraulica. D-97813. Lohr a. Main.p.204

La función de una válvula direccional de asiento 4/2 vías se alcanza con una placa intermedia, la placa plus-1, montada por debajo de la válvula direccional de asiento de 3/2 vías. El modo de actuar se explica en la representación esquemática (figuras 36).

Figura 36. Principio de la válvula direccional de asiento 4/2 vías. A) posición inicial. B) posición de conmutación.



Fuente: H Exner. Engineering mannesmann Rexroth: Fundamentos y componentes de la oleohidraulica. D-97813. Lohr a. Main.p.205

La parte superior (1) representa la válvula direccional de asiento 3/2 vías, la parte inferior (2) es la placa plus-1. En posición inicial la esfera de (1) está sobre el asiento.

La unión de P hacia A está abierta. De A sale un conducto de mando hacia el pistón de la válvula (2). Esta superficie es mayor que la del elemento estanqueizante derecho, el cual es apretado hacia la derecha sobre el asiento. La conexión B en la placa intermedia está unida con conexión T, la conexión P está bloqueada.

Al accionar la válvula direccional de asiento 3/2 vías (1) se bloquea conexión P. De este modo se crea la unión de A hacia T. Al mismo tiempo el pistón grande en la placa plus-1 se descarga.

La presión en P desplaza el pistón con el elemento de estanqueidad hacia la izquierda y bloquea la unión de B hacia T. Ahora están unidas las conexiones P con B y A con T.

El elemento de conmutación en la placa plus-1 tiene "recubrimiento de conmutación positivo", para evitar amplificaciones de presión al emplear cilindros diferenciales, la superficie de la cámara anular del cilindro debe estar conectada en A.

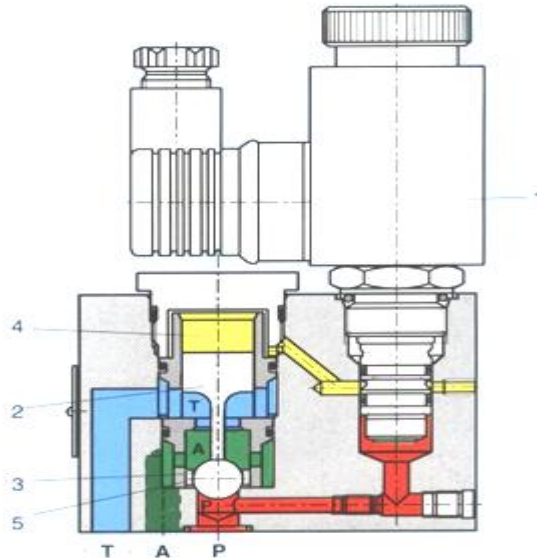
4.3.2 Válvulas direccionales de asiento precomandadas. Para precomando de válvulas direccionales de asiento se emplean válvulas direccionales de asiento de mando directo (accionadas por solenoide) de pequeño tamaño nominal.

4.3.2.1 Válvulas direccionales de asiento 3/2 vías precomandadas. En la (figura 37) se ha representado una válvula direccional de asiento 3/2 vías precomandada.

En posición de reposo el pistón de mando (2) se carga con la presión de la bomba por la válvula de premando (1). La superficie cargada con presión del pistón de mando (2) es superior a la del elemento de cierre (3), por lo que el elemento de cierre es apretado sobre el asiento, la conexión P está cerrada, conexión A y T están unidas.

Si se acciona la válvula da premando (1) (solenoide excitado), la cámara de mando (4) se une con conexión T. La presión de la bomba levanta el elemento de cierre de su asiento, conexión T queda bloqueada y conexión A queda unida a conexión P.

Figura 37. Válvula direccional de asiento 3/2 vías accionada electrohidráulicamente



Fuente: H Exner. Engineering mannesmann Rexroth: Fundamentos y componentes de la oleohidraulica. D-97813. Lohr a. Main.p.205

La etapa principal de la válvula posee un recubrimiento positivo (manguito 5), por lo que durante la conmutación las conexiones P, A y T están bloqueada.

Para la conmutación segura sólo se requiere una presión mínima de la bomba, debido el mando interno de la válvula de premando.

En la siguiente tabla se ven las principales diferencias entre válvulas direccionales de corredera y válvulas direccionales de asiento (tabla 2).

Tabla 2. Comparación entre válvulas direccionales de corredera y válvulas direccionales de asiento

	Válvulas direccionales de corredera	Válvulas direccionales de asiento
Funcionamiento	A una carcasa con agujero central axial llegan canales a distancias constructivas determinadas, los cuales continúan hacia afuera como conexiones de conductos. En el agujero axial principal se mueve una corredera con ranuras de mando torneadas (ranuras anulares) mediante un elemento de accionamiento (p.ej. electroimán) a posiciones predeterminadas con respecto a los agujeros de la carcasa, de modo que éstos a través de las ranuras anulares queden unidos entre sí o separados y bloqueados.	En una carcasa se encuentran uno o varios asientos de válvulas con esferas o conos como elementos de cierre, los cuales son apretados mediante resortes sobre los asientos y levantados de los mismos por medio de un tope. Los canales de aceite de presión se toman siempre antes del elemento de cierre o después del asiento. El sentido del caudal sólo es posible del lado de cierre hacia el lado del asiento, dado que el caudal sólo se puede comandar de este modo (bloqueado o libre flujo). En sentido opuesto siempre actuaría la válvula antirretorno y el caudal, independientemente de la posición de accionamiento, estaría siempre presente.
Características constructivas	Montaje sencillo, poco exigente, especialmente conveniente en caso de cuadros complicados de caudal. Disposición clara de la función. Baja compresión de superficies por compensación total de presión, elevada vida útil. En cuanto a las dimensiones de la corredera, grandes secciones transversales de flujo, por lo tanto, para el mismo tamaño constructivo resistencias al caudal comparativamente bajas. El sentido del caudal generalmente opcional e independiente del símbolo.	Montaje sencillo y claro en válvulas 2/2 y 3/2 vías. Los cuadros de caudal, p.ej. en la versión de 4/3 vías, sólo son posibles con gran despliegue constructivo. Los sentidos de circulación de caudal están determinados. Bomba y consumidores siempre se deben unir a las conexiones previstas, dado que de otro modo cambiaría la conducta de mando.
Estanqueidad	Dado el intersticio anular existente entre el agujero de la carcasa y la corredera siempre existe un caudal de fugas del lado de alta presión hacia el de baja presión. Un estancamiento hermético sólo es posible mediante dispositivos auxiliares suplementarios (válvulas de cierre) o construcciones especiales (ver párrafo 2.3). No convenientes para la hidráulica de sujeción.	Los puntos de contacto entre el asiento y el elemento de cierre están rectificadas y esmeriladas, por lo que se obtiene un estancamiento hermético, que resulta necesario en la construcción de utilajes para hidráulicas de sujeción.
Sensibilidad al ensuciamiento	Poco sensible a grandes partículas de suciedad por sus grandes secciones transversales de caudal. Sensible a suciedad microfina en suspensión que llega al intersticio anular con el aceite de fugas y puede conducir a un agarrotamiento (pegado) de la corredera, en especial a altas presiones.	Poco sensible a partículas microfinas en suspensión. En caso de gran ensuciamiento riesgo que estas partículas se depositen entre el elemento de cierre y el asiento. Este tipo de suciedad proviene del montaje de los tubos y de no llevar correctamente a cabo el lavado de la instalación. Dado que no existen intersticios queda excluido el pegado, como el que se puede producir en las correderas.
Presiones de servicio admisibles	Según la construcción y el material de la carcasa, hasta 350 bar. En la construcción de utilajes resulta poco conveniente emplear correderas pequeñas a altas presiones y caudales reducidos de la bomba, ya que por el caudal de fugas la parte porcentual de pérdida de caudal puede resultar relativamente alta.	Según la construcción hasta 1000 bar.

Fuente: H Exner. Engineering mannesmann Rexroth: Fundamentos y componentes de la oleohidraulica. D-97813. Lohr a. Main.p.209

4.4 VALVULAS DE CARTUCHO PARA ROSCAR COMO CONTROLES DE DIRECCIÓN

Ambas válvulas de cartucho, para insertar y para roscar, se utilizan para funciones de control direccional. Los tipos para roscar se utilizan para controlar la dirección de los fluidos hidráulicos incluyendo una variedad de válvulas de mando eléctrico, hidráulico, manual giratorio, eléctrico pilotado, válvulas antirretorno y válvulas selectoras.

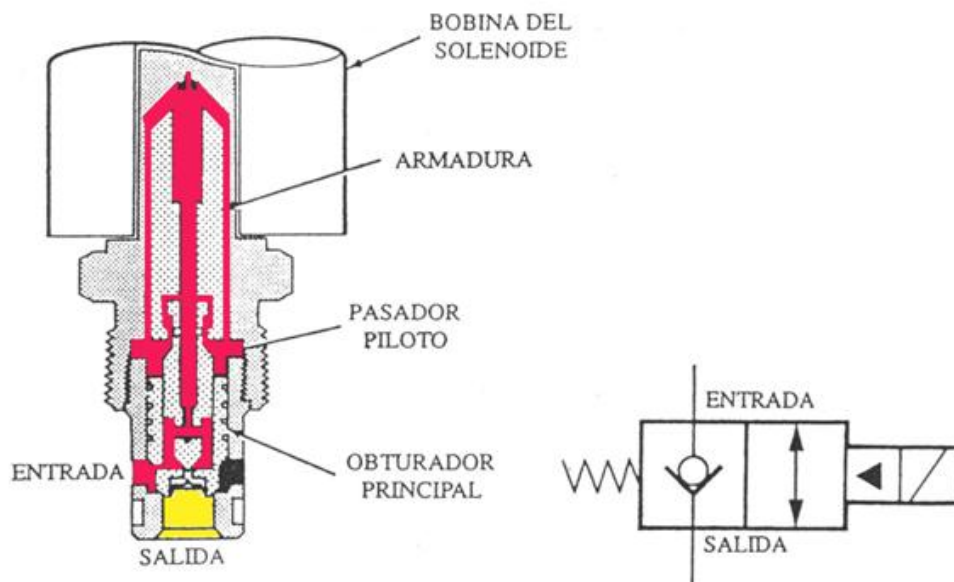
4.4.1 Válvulas de control direccional de dos vías. La (figura 38) representa una válvula de dos vías tipo obturador, normalmente cerrada, controlada eléctricamente y pilotada hidráulicamente. La válvula lleva dos orificios (entrada y salida), con el orificio de entrada lateral y el de salida en la base.

Cuando el solenoide no está excitado, se bloquea el paso del caudal desde el orificio de entrada al de salida, debido a que un pequeño orificio en el lado del obturador principal permite que la presión en el orificio de entrada actúe dentro del obturador. Puede haber caudal del retorno desde el orificio de salida al de entrada cuando la presión a la salida supera a la de entrada combinada con el muelle de la armadura.

Cuando se excita el solenoide, la armadura se eleva y hace subir el pasador piloto fuera de su asiento en el obturador principal. Esto expone un orificio mayor que el del lado de la corredera principal. Ahora, es posible el paso del caudal desde el orificio de entrada hasta el de salida, debido a que la presión en el orificio de entrada no puede actuar dentro de la corredera principal como cuando el orificio mayor estaba bloqueado por el pasador piloto.

Es también posible el paso libre del caudal desde la salida a la entrada cuando el solenoide está excitado. Este caudal circula debido a que un pequeño disco antirretorno en la base de la corredera principal cierra el orificio mayor cuando la presión a la salida excede a la de entrada.

Figura 38. Válvula de dos vías tipo obturador, normalmente cerrada, accionada eléctricamente y pilotada hidráulicamente

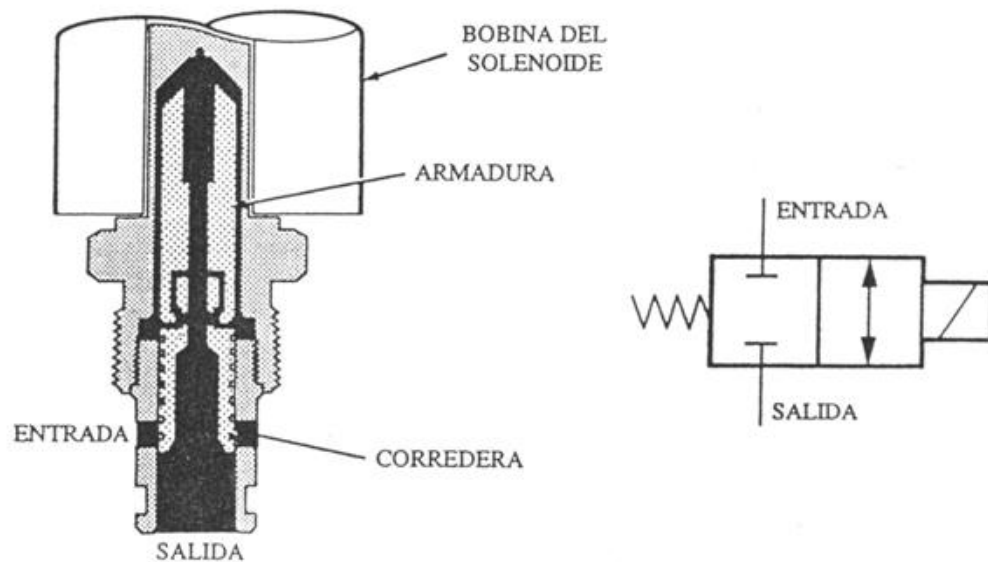


Fuente: Vickers. Manual de oleohidraulica industrial. 935100-A. Barcelona. Editorial Blume. p.309

La válvula tipo corredera accionada eléctricamente mostrada en la (figura 39), es una válvula normalmente cerrada con dos orificios. Según cual sea la posición de la corredera, esta válvula puede bloquear o permitir el paso del caudal en ambas direcciones, al contrario de lo ocurría con la válvula de obturador, que sólo puede bloquear el caudal en una dirección.

Como indica la figura, cuando el solenoide no está excitado, la válvula está cerrada y el caudal está bloqueado en ambas direcciones. Cuando se excita el solenoide, la corredera equilibrada hidráulicamente se mueve para permitir el paso del caudal en ambas direcciones.

Figura 39. Válvula de dos vías tipo corredera, normalmente cerrada, accionada eléctricamente



Fuente: Vickers. Manual de oleohidraulica industrial. 935100-A. Barcelona. Editorial Blume. p.309

En la (figura 40), se muestra una válvula tipo obturador con dos orificios, normalmente abierta, accionada eléctricamente y controlada hidráulicamente. Esta válvula permite el paso libre del caudal en el sentido contrario. Cuando el solenoide no está excitado, el caudal pasa libremente desde el orificio de entrada al de salida en la base.

Como ya se ha visto en otras válvulas que hemos descrito anteriormente, un disco antirretorno en la base del obturador permite que el fluido salga por el Orificio

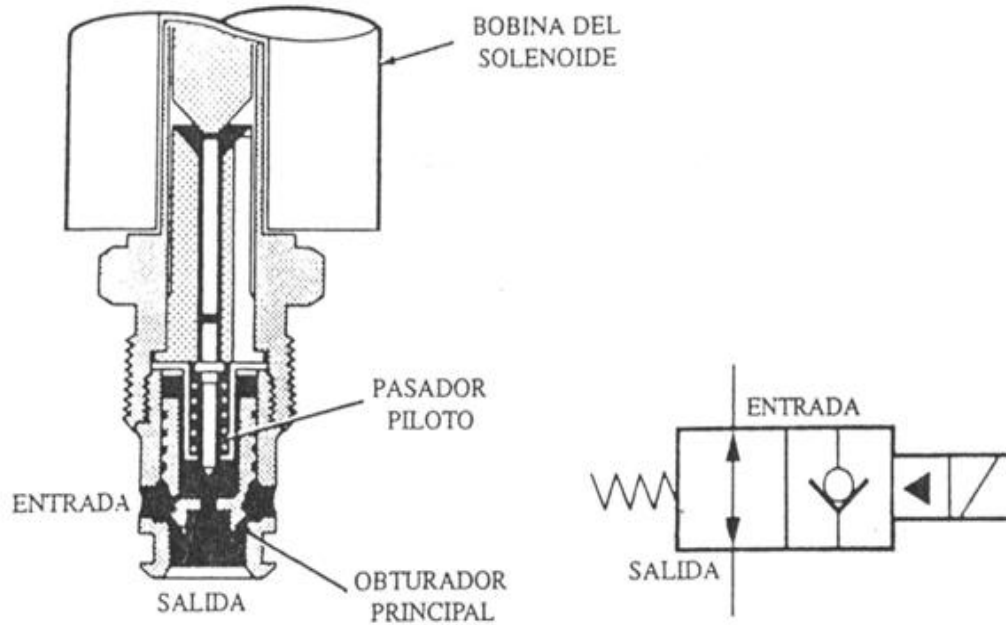
mayor, lo que hace que la presión disminuya dentro del obturador. El disco antirretorno se cierra cuando el fluido empieza a llegar desde el orificio de salida, lo que impide que la presión aumente dentro del obturador.

Cuando se excita el solenoide, su armadura empuja el pasador piloto hacia abajo para cerrar el orificio mayor en la corredera principal. Esto bloquea el caudal de la entrada a la salida, porque la presión a la entrada actúa dentro del obturador principal mediante el pequeño orificio lateral.

Puede haber caudal en el sentido contrario desde la salida a la entrada cuando se excita el solenoide y la presión en el orificio de salida es mayor que la de entrada en una magnitud igual a los valores del muelle y del solenoide.

Obsérvese que si esta válvula se instala en cualquier posición que no sea la vertical, el obturador puede no estar en su asiento cuando el solenoide no está excitado. No obstante, debido a que en esta situación no hay ninguna restricción sobre el caudal, esto no afecta al funcionamiento de la válvula.

Figura 40. Válvula de dos vías tipo obturador, normalmente abierta, accionada eléctricamente y pilotada hidráulicamente



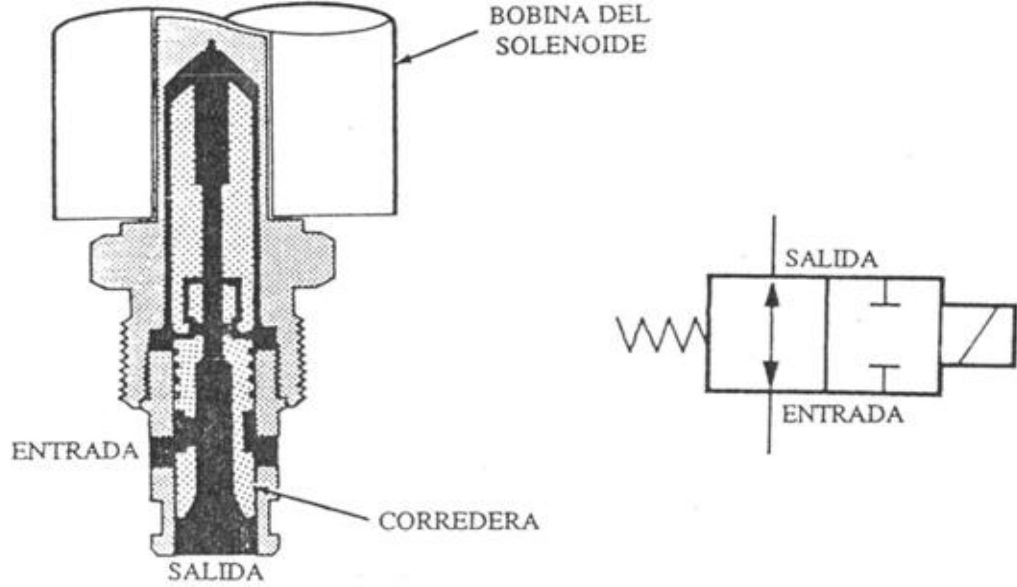
Fuente: Vickers. Manual de oleohidraulica industrial. 935100-A. Barcelona. Editorial Blume. p.310

La (figura 41) muestra una electroválvula tipo corredera, de accionamiento directo y normalmente abierta.

Es una válvula de cartucho de dos vías que permite el paso del caudal en ambas direcciones cuando el solenoide no está excitado.

Cuando éste se excita, la corredera se mueve para bloquear el paso del caudal a través de la válvula

Figura 41. Válvula de dos vías tipo corredera, normalmente abierta, de accionamiento directo, accionada eléctricamente



Fuente: Vickers. Manual de oleohidraulica industrial. 935100-A. Barcelona. Editorial Blume. p.310

5. MANIFOLD

El manifold es uno de los elementos que tiene gran importancia en este proyecto debido a que en él van montadas las válvulas de cartucho que realizan las operaciones de control de caudal. Luego de haber definido las necesidades, los requisitos y las especificaciones para el manifold, éstas deberán estudiarse con mucho cuidado para proceder a su construcción.

Para lograr el montaje del manifold, primero debe hacerse un estudio de la aplicación, pasando por las etapas de diseño preliminar, simulación, diseño detallado, construcción y pruebas. Cada una de estas etapas debe ser retroalimentada con las demás para alcanzar los objetivos planteados mediante posibles correcciones que deban hacerse.

5.1 ESTUDIO DE LA APLICACIÓN

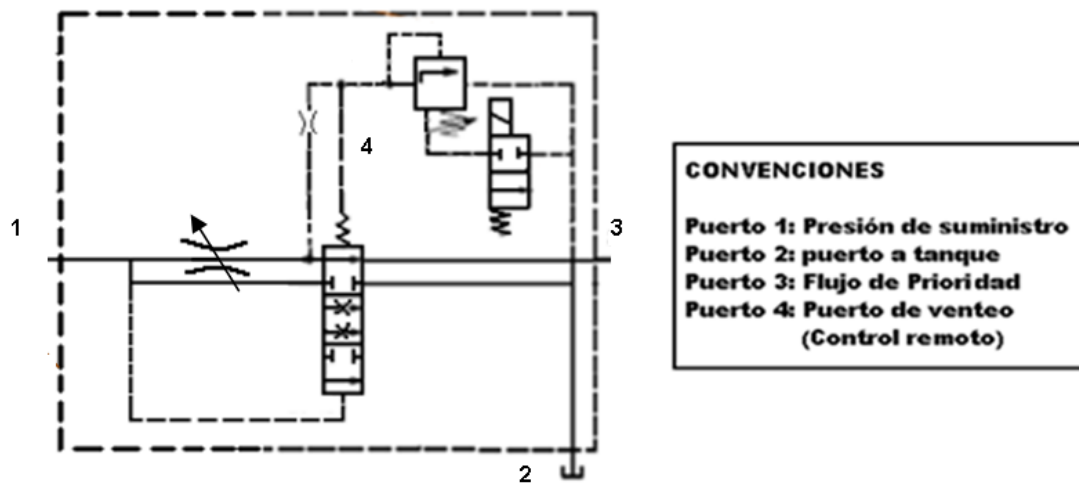
Esta etapa comprende el análisis preliminar de la parte hidráulica. Para la elaboración del circuito hidráulico se comienza por identificar los elementos a utilizar: grupo de accionamiento, válvula limitadora de presión, rotámetro, manómetros, manifold, mangueras, racores, acoples, depósito, etc.

En muchos sistemas hidráulicos, la regulación de caudal es solo necesaria para control de velocidad en un actuador. Dependiendo del tipo de válvula seleccionada, la regulación de caudal en paralelo debe darse en la línea de presión a la entrada del actuador y su velocidad se determina, desviando parte del caudal de la bomba al tanque. La ventaja consiste en que la bomba trabaja a la presión que pide la carga, puesto que el exceso de caudal retorna al tanque a través de la válvula reguladora y no a través de la válvula de seguridad.

Para lograr un ahorro de potencia la válvula reguladora de caudal debe controlarse remotamente por una válvula de seguridad venteeable con su respectiva válvula

direccionales 2/2 normalmente abiertas. De esta manera, el manifold a diseñar debe contar con tres orificios para el montaje de las válvulas de cartucho para roscar. Además de los puertos de suministro de presión, flujo de prioridad y puerto de tanque. Figura 42.

Figura 42. Esquema del manifold.

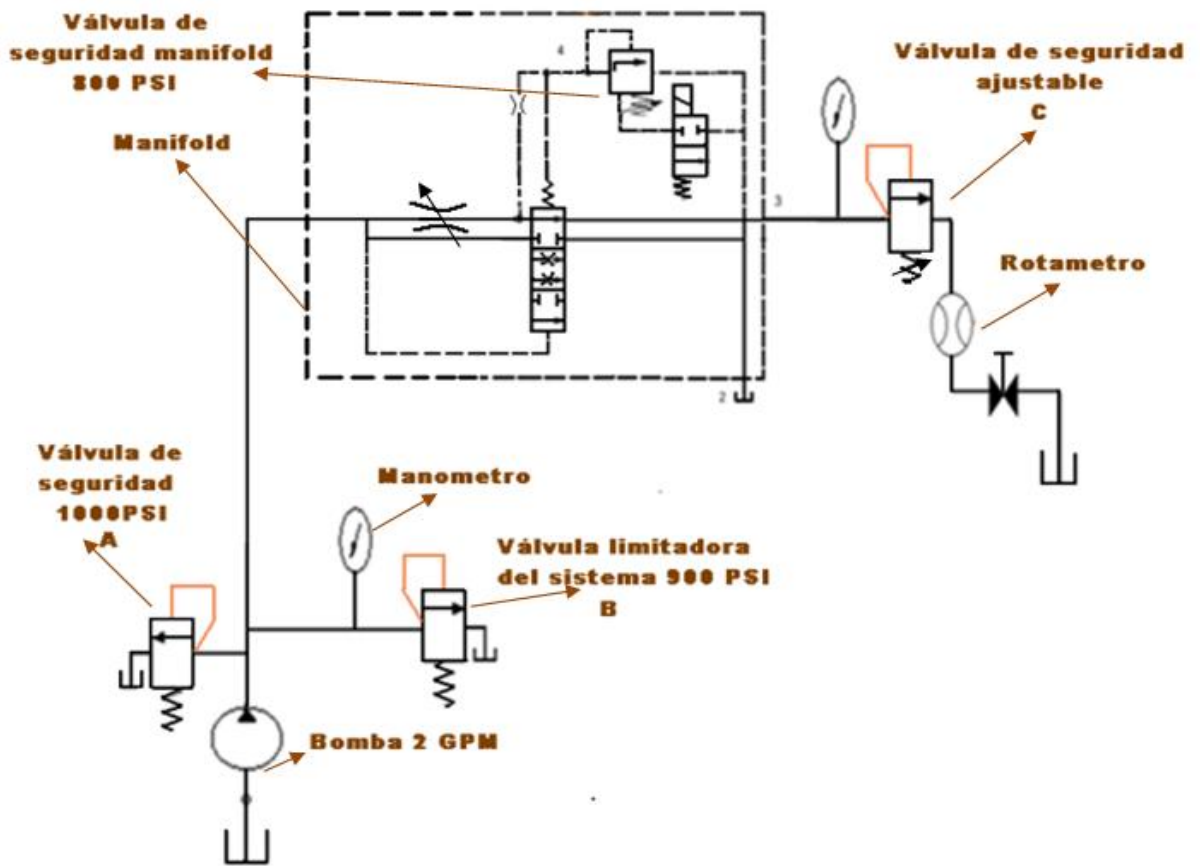


Fuente: Propiedad de los autores.

5.1.1 Montaje del circuito regulación compensado. En el montaje a realizar, se tiene un rotámetro (véase anexo A) sobre el cual se va a observar el caudal que pasa a través de una válvula reguladora de caudal.

La aplicación requiere que el spool del rotámetro se mantenga en un nivel constante a medida que se le induce carga al sistema a través de una válvula de seguridad ajustable, lo cual indicaría una regulación compensada del flujo. Figura 43.

Figura 43. Circuito esquemático del montaje.



Fuente: Propiedad de los autores.

Se utiliza una bomba de engranajes DOUBLE A V10 1P5P 1A20 (véase anexo B), que suministra un caudal nominal de 2 gpm y levanta 1200 psi. En la línea de suministro de presión se encuentra instalada una válvula de seguridad tarada a 1000 psi. El montaje dispone también de una válvula de seguridad ajustable marca FLUID CONTROLS 1A31-R2 (véase anexo C) que debe utilizarse para inducir carga en el circuito cuya función es variar la carga cuando se está regulando caudal en paralelo.

5.1.2 Funcionamiento del circuito de regulación compensado. Cuando se suministra presión al circuito, se tara la válvula limitadora de seguridad del banco

de ensayo utilizado a 900 psi y la válvula de seguridad del manifold diseñado a 800 psi.

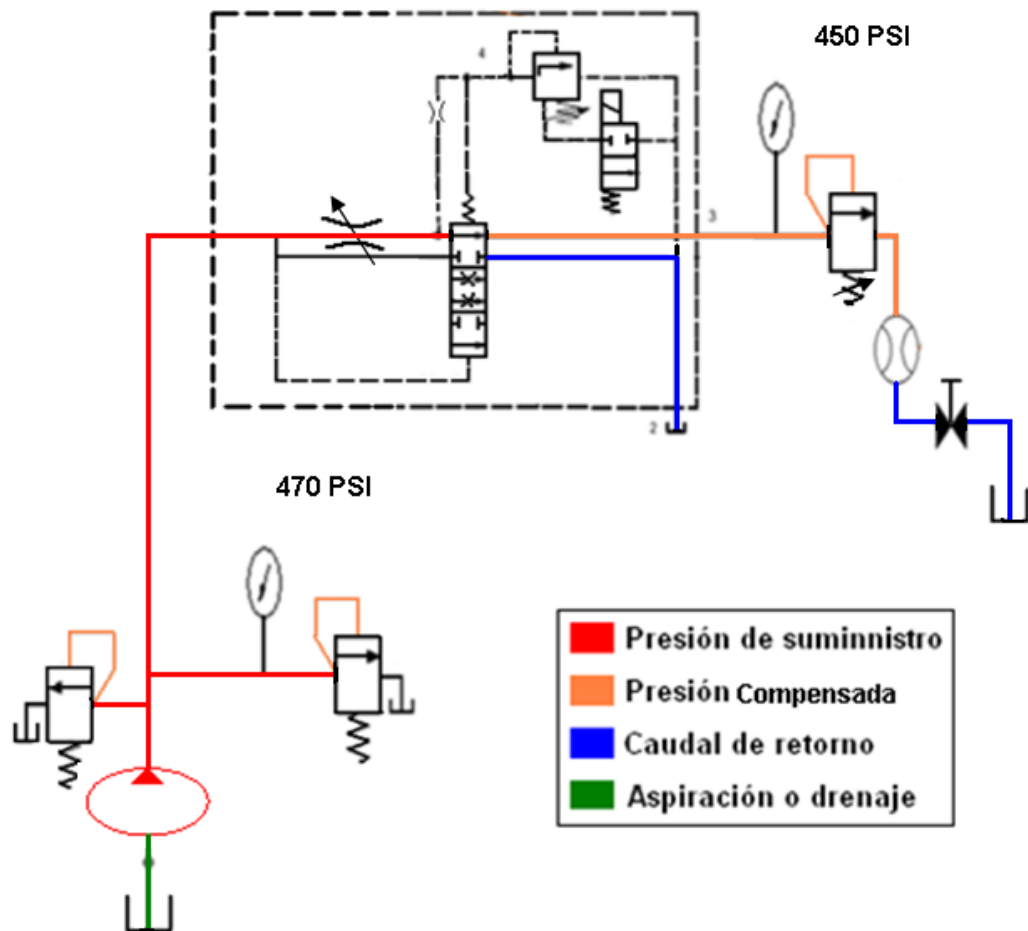
Se observa un rango de compensación de 90 psi debido a las pérdidas de esta misma válvula, hasta un valor de 550 psi. Al subir a 600 psi se observa que el spool del rotámetro nos indica a finalización de la compensación.

Seguido de esto empezamos a inducir carga con la válvula de seguridad ajustable con deltas de carga de 50 psi hasta llegar al valor límite de compensación. Al hacer estas variaciones de carga notamos que el spool del rotámetro se mantiene casi constante con un margen de error del 3%. Figura 44.

La presión de la válvula de seguridad del manifold o de control remoto siempre debe tomar valores menores a 900 psi de modo que se garantice la opción de venteo del sistema.

Cuando el solenoide está energizado, el lado de la cámara del resorte del hidrostato está conectado al tanque y la bomba descarga a presión mínima. Cuando el solenoide se desactiva se bloquea el flujo libre del tanque, cerrando el venteo, y así la función normal de 3 vías se produzca.

Figura 44. Funcionamiento del circuito regulación compensada



Fuente: Propiedad de los autores.

5.2 SELECCIÓN DE LOS CARTUCHOS

5.2.1 Válvula compensadora de presión. La selección de esta válvula no fue fácil. Se recurrió a varios fabricantes como EATON Vickers, DENISON Parker, REXROTH Bosh, Command Controls, HydraForce, Continental Hydarulics, etc. Todos estos fabricantes presentan sus opciones pero ninguna de ellas es conveniente para los requerimientos deseados. La válvula a seleccionar debe tener opción de venteo para poder conectar una válvula de seguridad y obtener

una acción de control remoto, lo cual indica que la válvula tipo cartucho debe tener cuatro puertos en su cuerpo.

Para ello, se seleccionó el cartucho FVCA-LAN de SUN Hydraulics Corp. Esta válvula controla un flujo de prioridad. El flujo entra en el puerto 1 proveniente de la bomba el cual se utiliza para satisfacer el flujo de prioridad en el puerto 3. Este flujo se mantiene relativamente constante, independientemente de la variación de la presión inducida por la carga.

Si el flujo de entrada excede el flujo que requiere la prioridad del sistema, el exceso es enviado a tanque a través del puerto 2 el cual puede ser utilizado en un circuito secundario. El puerto 4 venteo permite a esta válvula tener un control de forma remota para ahorrar potencia.

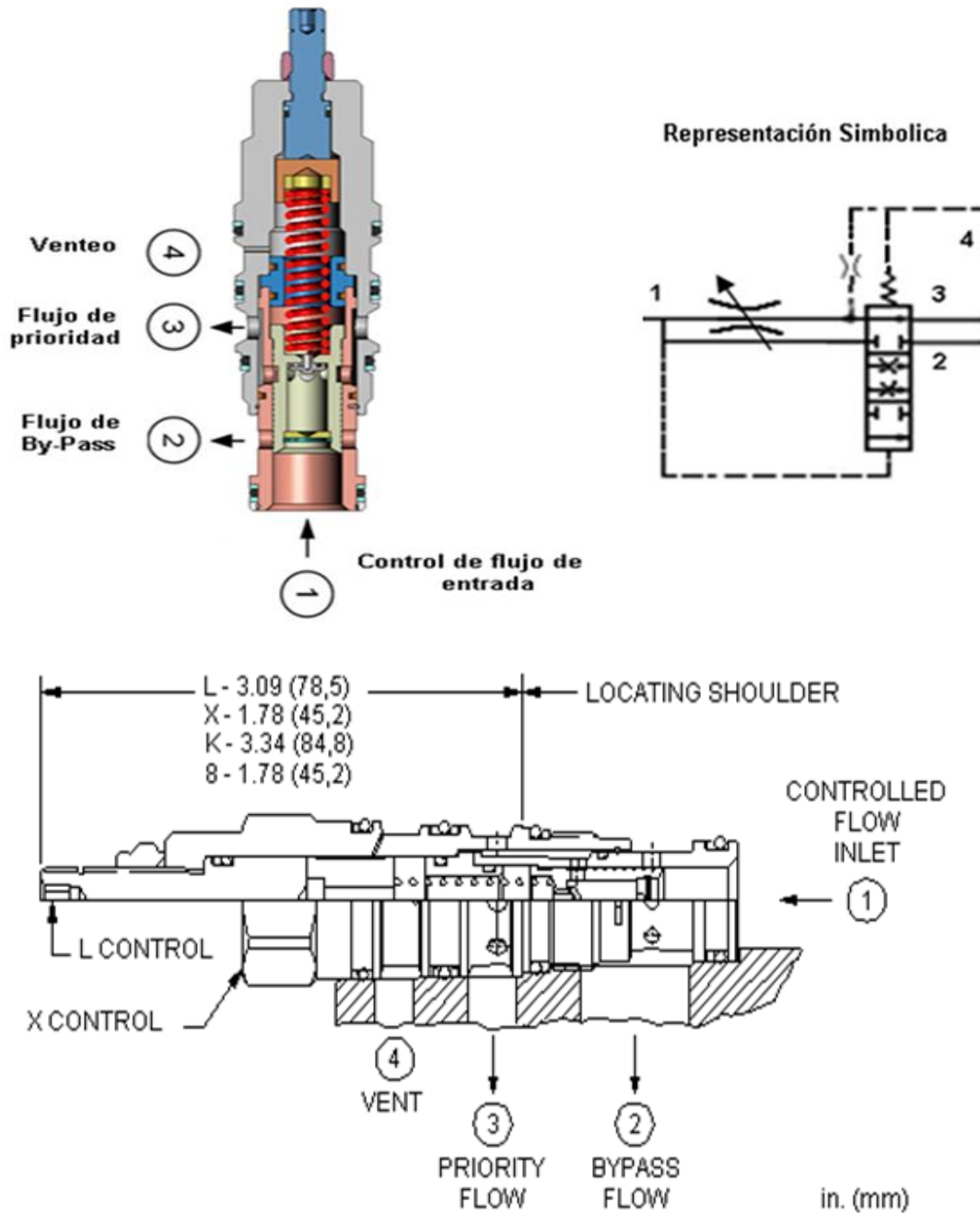
El uso de este control de presión en el puerto 4 limitará la presión en el puerto de prioridad (puerto 3). Si la presión en el puerto de derivación (puerto 2) excede el valor de control de la presión, el flujo de prioridad será cerrado y todo el flujo saldrá al puerto de bypass.

El flujo de derivación no se activa hasta que no se satisface las condiciones del flujo de prioridad, salvo cuando la válvula se ventea. Cuando el puerto 4 (venteo) está abierto, todo el flujo se desvía por el puerto 2 si la presión en el puerto 1 (entrada) es de 150 psi (10,5 bar).

La presión en el puerto de derivación (puerto 2) podrá ser superior a la presión en el puerto de prioridad (puerto 3).

La presión máxima en el puerto 3 debería estar limitada a 3000 psi (210 bar). Tanto el flujo de prioridad y el flujo de derivación pueden estar a la presión de operación del sistema. Figura 45.

Figura 45. Válvula compensadora de presión FVCA-LAN



Fuente: SUN HYDRAULICS CORP. Hydraulic Components for Industrial and Mobile Applications. [On line]. Sarasota Florida-USA. [Cited 12 August 2009]. Available from Internet: http://www.sunhydraulics.com/cmsnet/Cartridge.aspx?lang_id=1&ModelCode=FVCA&CatModelID=223.

Al momento de comprar la válvula FVCA-LAN se especificó el tamaño del agujero de control, el cual es removible, de 0.073” de diámetro en la válvula, el cual trabaja con un caudal de 1.25 GPM.

El diseño del agujero de control de bordes afilados minimiza las variaciones de caudal debido a los cambios de viscosidad.

El ajuste manual L da la opción de ajustar este caudal por $\pm 25\%$ de los 1.25 GPM, en otras palabras podemos cambiar el caudal entre 0.94 GPM y 1.56 GPM de la válvula.

Algunas de las características que posee este cartucho son (véase anexo D):

- Máxima presión de operación 350 bar (5000 psi)
- Capacidad de flujo nominal 23 l/min (6 gpm)
- Máxima entrada de flujo 60 l/min (15 gpm)
- Capacidad de flujo venteo 46 in³/min (0.75 l/min)
- Agujero de control serie 1 (véase anexo E)
- Control L ajuste manual
- Rango de ajuste A* orificio reemplazable 1-6 gpm (0.4-23 l/min)
- Tipo de sello Buna – N
- Cavidad manifold T-21A (véase anexo F)

Adicionalmente se compraron dos Kits de agujeros de control, los cuales serán utilizados en el banco de pruebas de la pluma que tiene las siguientes especificaciones: bomba de paletas VICKERS de 6.5 GPM de entrega y presión máxima de operación de 1800 PSI.

- K280-017-086 kit de 10 piezas.
- K280-017-152 kit de 10 piezas. (véase anexo G)

Para remover los agujeros de control, se necesita una herramienta de remover anillos de resortes. (Véase anexo H).

También se requiere de un boletín de servicio el cual muestra como reemplazar los agujeros de control. (Véase anexo I).

5.2.2 Válvula de seguridad venteable. Se seleccionó el cartucho RAH101V de PARKER. Este cartucho de seguridad de mando directo, con etapa piloto y 3 puertos, es una válvula normalmente cerrada. Esta válvula controla la presión a través de la cámara del resorte interno o a través de una línea de venteo externa. Estas válvulas son ideales en los circuitos donde se necesitan presiones múltiples.

Con la válvula de seguridad venteable se soluciona el problema de falta de protección contra las sobrecargas, y ahorro de montaje extra en el circuito hidráulico, y lógicamente limita la máxima presión de operación.

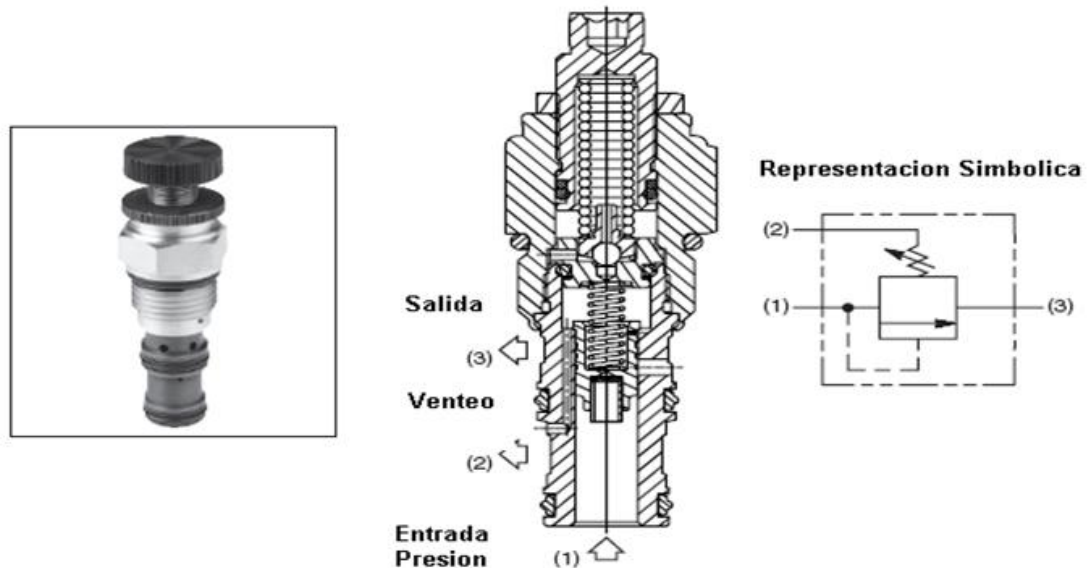
Esta válvula puede ser controlada por un valor ajustado en la válvula, o un circuito de control remoto a través de la línea de venteo. Cuando la línea de venteo se utiliza, el menor de los dos valores de presión determinará el ajuste de la válvula. En otras palabras, si el ajuste de presión del circuito de control remoto es menor que el valor ajustado, entonces la válvula aliviará al ajuste del control remoto. Si el ajuste de presión del circuito de control remoto es mayor que el valor ajustado, entonces la válvula aliviará al valor ajustado.

Con el puerto 2 bloqueado (puerto de venteo), la válvula funcionará como una válvula normal de seguridad. Por lo tanto una válvula de solenoide podría ser usada en el puerto de venteo para obtener un control remoto. Figura 46.

Algunas de las características que posee este cartucho son (véase anexo J):

- Máxima presión de operación 350 bar (5000 psi)
- Capacidad de flujo nominal 68 l/min (18 gpm)
- Opción de ajuste Tornillo de ajuste
- Rango de presión 13.8– 138 bar (200 – 2000 psi)
- Tipo de sello Ring – D
- Cavidad manifold C-10-3 (véase anexo K)

Figura 46. Válvula de seguridad venteable RAH101V



Fuente: PARKER. Parker Hannifin: Cartridge. [On line]. Cleveland- USA. [Cited 10 September 2009]. Available from internet: [http:// www. Parker.com/portal/site/PARKER/menuitem.c9e583e8a4](http://www.Parker.com/portal/site/PARKER/menuitem.c9e583e8a4).

5.2.3 Válvula direccional operada por solenoide. La válvula seleccionada fue el cartucho GS02 77 de PARKER. Es una válvula direccional de 2 vías, 2 posiciones, normalmente abierta, tipo asiento, operada de acción directa.

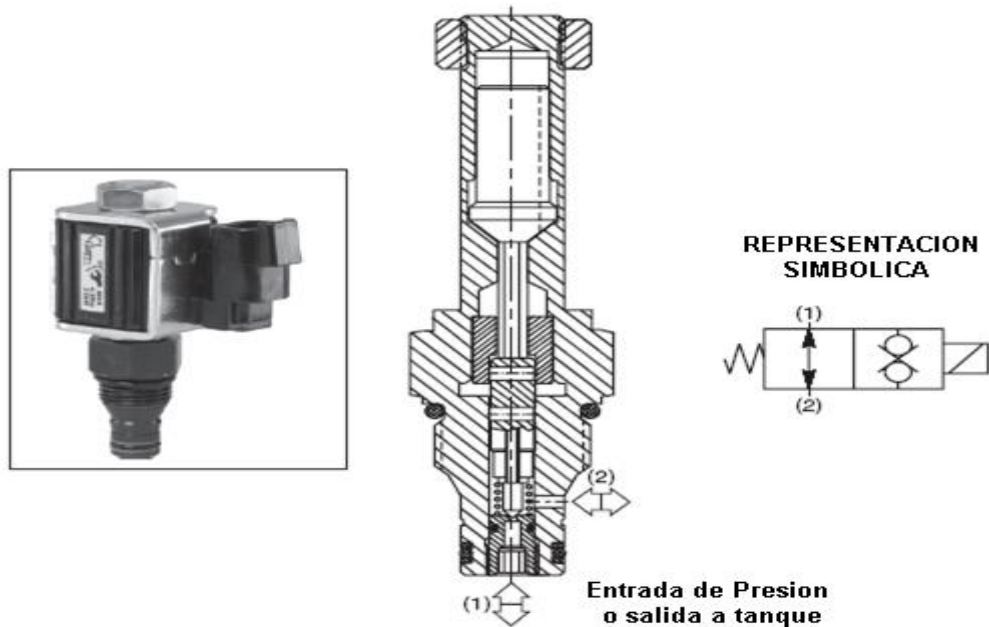
Esta válvula combina la doble función de bloquear el carretel de la válvula con la capacidad de reducir las fugas al máximo por los asientos de la válvula. Las

válvulas direccionales de asiento no son recomendadas para aplicaciones de sostener cargas. Estas válvulas también tienen una limitación en la capacidad de flujo comparadas con las válvulas de spool. Figura 47.

Algunas de las características que posee este cartucho son (véase anexo L):

- Máxima entrada de presión 210 bar (3000 psi)
- Capacidad de flujo nominal 1 l/min (0.26 gpm)
- Tipo de sello Buna – N
- voltaje de la bobina 120 VAC, 60/50 Hz
- Terminación de la bobina Conduce con cables
- Cavity manifold C08-2 (véase anexo M)

Figura 47. Válvula direccional operada por solenoide GS02 77



Fuente: PARKER. Parker Hannifin: Cartridge. [On line]. Cleveland- USA. [Cited 10 September 2009]. Available from internet: [http:// www. Parker.com/portal/site/PARKER/menuitem.c9e583e8a4](http://www.Parker.com/portal/site/PARKER/menuitem.c9e583e8a4).

5.2.4 Válvula de aguja. La válvula seleccionada fue el cartucho NVH081 de PARKER. Las válvulas de aguja proporcionan un control de flujo regulable de una función deseada sin necesidad de compensación. Son ideales para aplicaciones donde el control de flujo hidráulico es necesario. Cuando se utilizan con un compensador a presión compensada el sistema puede ser obtenido.

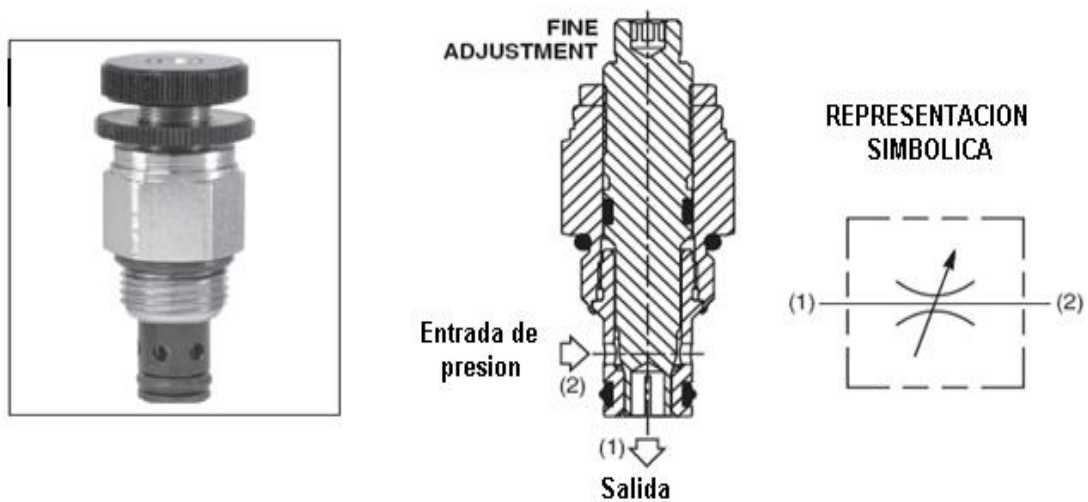
Esta válvula actúa como un orificio fijo en un circuito hidráulico. El tamaño efectivo de los orificios incrementan al abrir el cono de la válvula, su desconexión es siempre cuando la válvula está completamente cerrada. El flujo de presión puede ser conectado en ambas vías de la válvula, pero es preferible conectar el flujo del puerto 2 al puerto 1.

Cuando se conecta el flujo de dirección contraria (puerto 1 al puerto 2), las fuerzas de presión trabajan en la nariz de la válvula en un esfuerzo a conducir fuera de su cede. Por lo tanto el ajuste será más difícil a su vez, debido a la fuerza. Figura 48.

Algunas de las características que posee este cartucho son (véase anexo N):

- | | |
|------------------------------|-----------------------|
| • Máxima entrada de presión | 380 bar (5500 psi) |
| • Capacidad de flujo nominal | 37.9 l/min (10 gpm) |
| • Flujo de la válvula | Fino |
| • Estilo de ajuste | Mando ajustable |
| • Tipo de sello | Ring- D |
| • Cavidad manifold | C08-2 (véase anexo M) |

Figura 48. Válvula de aguja NVH081



Fuente: PARKER. Parker Hannifin: Cartridge. [On line]. Cleveland- USA. [Cited 10 September 2009]. Available from internet: <http://www.Parker.com/portal/site/PARKER/menuitem.c9e583e8a4>.

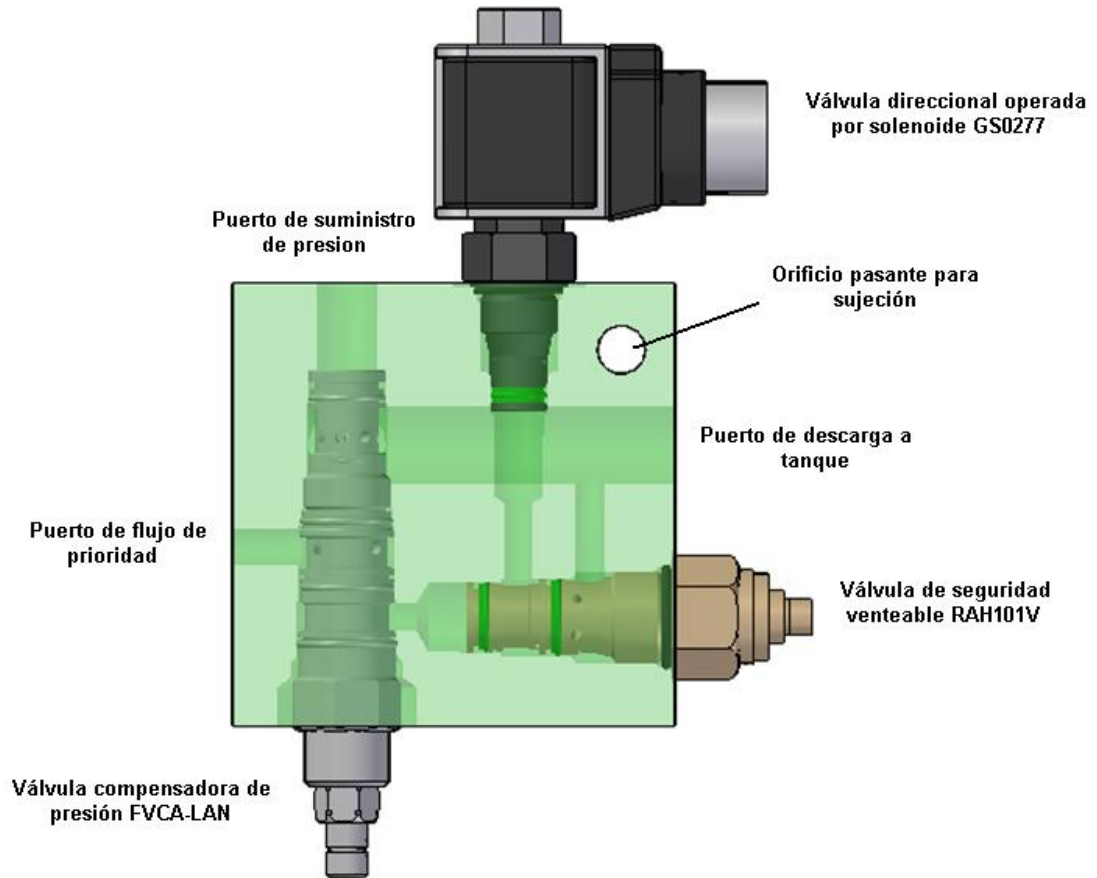
5.3 DISPOSICIÓN DE CONEXIONES ENTRE LOS CARTUCHOS

El estudio hecho en la sección 5.1 indica que el manifold debe alojar los tres cartuchos roscables; además de poseer el puerto de suministro de presión, puerto de salida de flujo de prioridad y un puerto común para descarga a tanque. Figura 49.

La distribución de los cartuchos en el manifold y de cada una de las líneas que interconectan los puertos de las válvulas, se realizó de acuerdo a las recomendaciones hechas por SUN Hydraulics Corp., y PARKER. En los anexos F, K y M se muestran los detalles de las cavidades estándar para las válvulas seleccionadas. Las consideraciones aplicadas al momento de diseñar las conexiones entre las válvulas fueron:

- ✓ De acceso fácil y rápido a los cartuchos.
- ✓ Evitar cambios bruscos en la dirección del fluido.
- ✓ Buena distribución en el montaje (simplicidad).

Figura 49. Distribución de los cartuchos en el manifold



Fuente: Propiedad de los autores

5.4 SELECCIÓN DEL MATERIAL PARA EL MANIFOLD

Los materiales utilizados generalmente para la construcción de un manifold son las aleaciones de aluminio y el acero. De acuerdo a la presión de operación en la aplicación, se recomiendan para presiones de hasta 3000 psi y 5000 psi respectivamente.

Con el propósito de construir un manifold liviano y de economizar costos en el mecanizado, se optó por usar como material duraluminio que a pesar de ser un material de mayor costo que el acero, sus propiedades lo hacen bastante resistente para aplicaciones de potencia fluida. (Véase anexo O).

Entre sus aplicaciones se encuentran: moldes para inyección y soplado de termoplásticos, porta-utilaje de corte, conjuntos mecánicos.

Aplicaciones en termoformado. Fabricación de moldes para suelas de zapatos. Fabricación de repuestos mecánicos tales como poleas y piñones. Aplicaciones diversas en la industria aeronáutica. Algunas propiedades en su utilización. Tabla 3.

Tabla 3. Propiedades de utilización

SOLDADURA	Ajuste (mig o tig) Recarga(tig)	Evitar Bueno
MECANIZADO	Fragmentación de viruta Brillo superficial	Bueno Muy Bueno
ANODIZACION	De protección De brillo De dureza	Aceptable Evitar Muy Bueno

Fuente: Compañía general de aceros

5.5 DISEÑO DEL MANIFOLD

En esta etapa se va a desarrollar el dimensionamiento y la matemática correspondiente a los cálculos de diseño del manifold. Utilizando los conceptos de teoría en resistencia de materiales, diseño de máquinas y mecánica de fluidos, se desea comparar los resultados obtenidos con los obtenidos mediante programas de computadora como ANSYS Workbench y COSMOS FlowWorks.

5.5.1 Diseño asistido por computador (CAD). Después de diseñar la disposición entre las conexiones de los cartuchos, se utilizó el programa de Solid Edge 14 para dimensionar el manifold y crear la interconexión entre los puertos de las válvulas. Durante este proceso se utilizó el método de dimensionamiento límite

de material máximo. Utilizado en la mayoría de los casos por los operarios de máquinas herramientas y centros de mecanizado.

Las consideraciones en la etapa de dimensionamiento son realmente importantes, ya que de estas depende el desempeño que puedan tener los elementos que van montados en el manifold. Además de la correcta interpretación de los planos (véase anexo S) por parte del operario que va a mecanizar el material seleccionado.

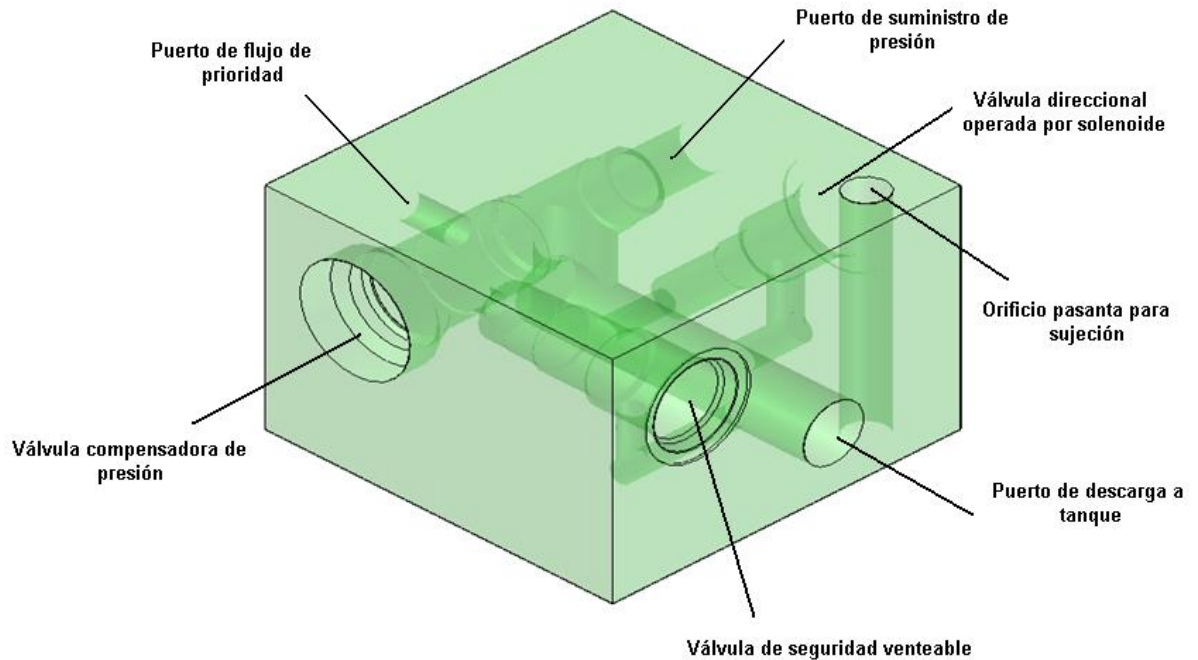
Otras consideraciones que se tuvo a la hora de dimensionar el manifold fueron el sistema y tipo de ajuste. El sistema de agujero básico o agujero único se utilizó por varias razones:

- ✓ Puede ser fácilmente usado en operaciones de torneado, taladrado, escariado, fresado, calibración cilíndrica, etc.
- ✓ Utilizado preferiblemente en las oficinas de diseño porque las herramientas de corte estándar están basadas también en este sistema.

El ajuste por juego localizado LC2 (H7/h6) se utilizó debido a que es empleado en piezas normalmente fijas que se pueden ensamblar o desensamblar libremente. También puede usarse en piezas de buen ajuste que requieran exactitud en su colocación con ajuste de juego medio.²

De esta manera, se obtuvo el manifold mostrado en la figuras 50 y 51, adaptándolo a los requerimientos de la aplicación, pero respetando las recomendaciones hechas por el fabricante para el mecanizado de las cavidades correspondientes para cada cartucho. Véase anexos F, K y M.

Figura 50. Vista fantasma del manifold



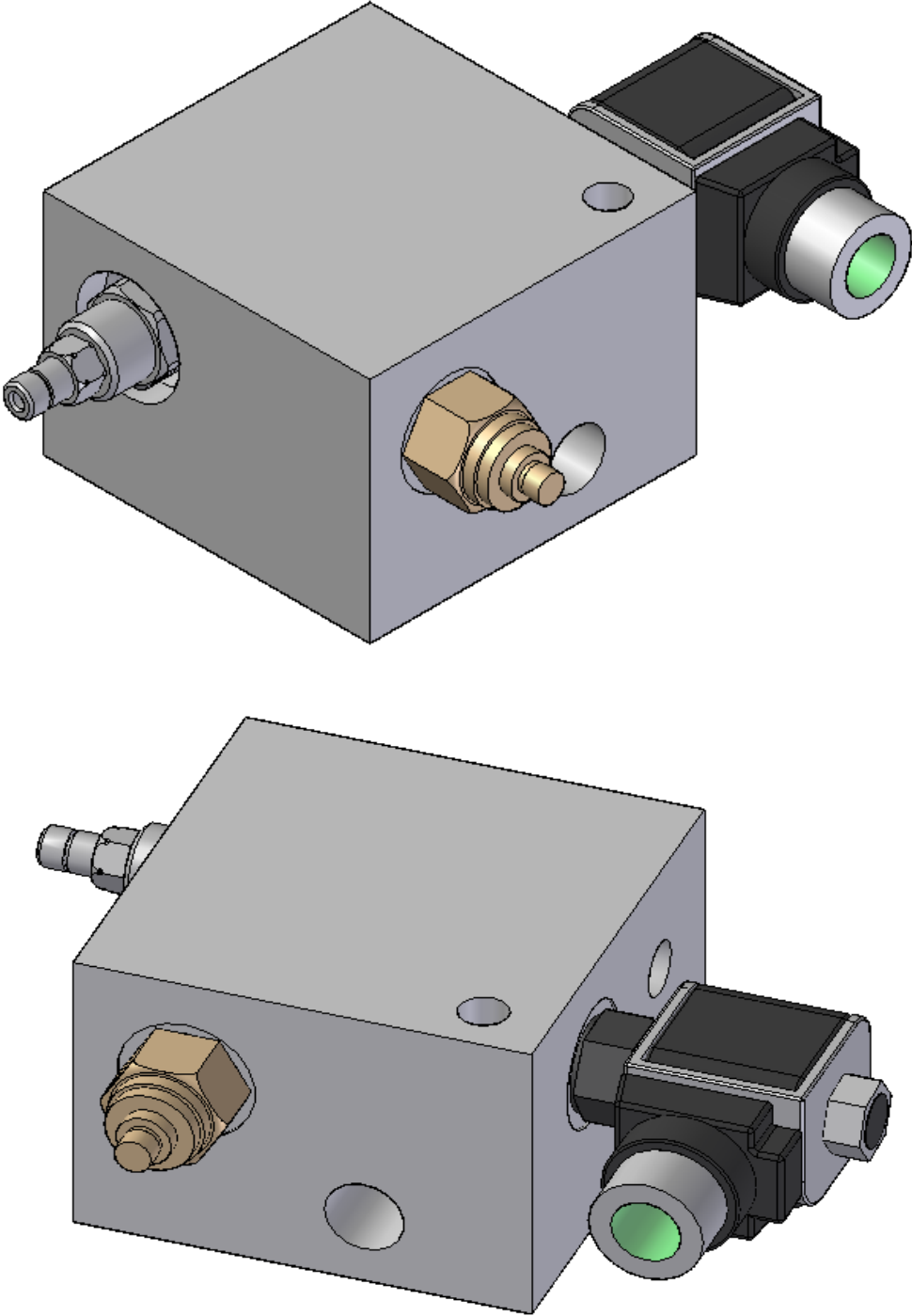
Fuente: Propiedad de los autores.

Además de las consideraciones anteriores, se tuvo en cuenta las longitudes que sobresalen de las válvulas una vez roscadas en el manifold. Esto con el fin de permitir el fácil acceso de las herramientas utilizadas para montar, desmontar y/o ajustar los cartuchos.

El espaciamiento para cada elemento también se tuvo en cuenta, desde los puertos de conexión donde van montados los racores para los acoples rápidos hasta el espacio permitido para el solenoide y su conexión eléctrica. Los puertos de conexión para racores se diseñaron de acuerdo a los tamaños estándares para elementos con rosca NPT (Nacional Pipe Thread).

² DEUTSCHMAN, Aaron D., MICHELS, Walter J. y WILSON, Charles E. Diseño de Máquinas: Teoría y Práctica. 8 ed. México: CECSA, 1998. p. 210.

Figura 51. Vistas isométricas del manifold ensamblado



Fuente: Propiedad de los autores.

5.5.2 Cálculo del factor de seguridad. Una vez realizado el dimensionamiento, se procedió a calcular el factor de seguridad del manifold para la situación extrema de operación. La teoría de diseño que se utilizó para el cálculo, fue el modelo de esfuerzos en recipientes cilíndricos, ya que cada una de los conductos del manifold se puede modelar como un recipiente cilíndrico que conduce fluido a alta presión en el cual se presentan esfuerzos radiales y tangenciales cuyo parámetro de interés es el radio.

Para realizar los cálculos se necesita conocer el valor de los diámetros internos y externos del cilindro. En este caso, sólo se conocen los diámetros internos del manifold. Ahora se procede a tomar como espesor del cilindro, el espacio más cercano entre conductos o la distancia mínima que existe entre un conducto y una cara del manifold.

Análisis de puntos críticos. Las ecuaciones generales para el cálculo de esfuerzos en cilindros huecos a presión interna³ son:

$$\sigma_r = \frac{-a^2 p \left(\frac{b^2}{r^2} - 1 \right)}{b^2 - a^2} \quad (1.2)$$

$$\sigma_\theta = \frac{a^2 p \left(\frac{b^2}{r^2} + 1 \right)}{b^2 - a^2} \quad (1.3)$$

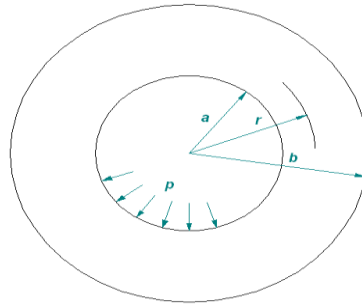
Los valores positivos indican y negativos indican tensión y compresión respectivamente. El esfuerzo normal de magnitud máxima es el evaluado en la superficie interior, es decir, en $r = a$ (véase figura 52). Entonces las ecuaciones anteriores se transforman en:

³ DEUTSCHMAN, Aaron D., MICHELS, Walter J. y WILSON, Charles E. Diseño de Máquinas: Teoría y Práctica. 8 ed. México: CECSA, 1998. p. 210.

$$\sigma_r = -p$$

$$\sigma_\theta = p \left(\frac{b^2 + a^2}{b^2 - a^2} \right)$$

Figura 52. Cilindro de pared gruesa



Fuente: Propiedad de los autores.

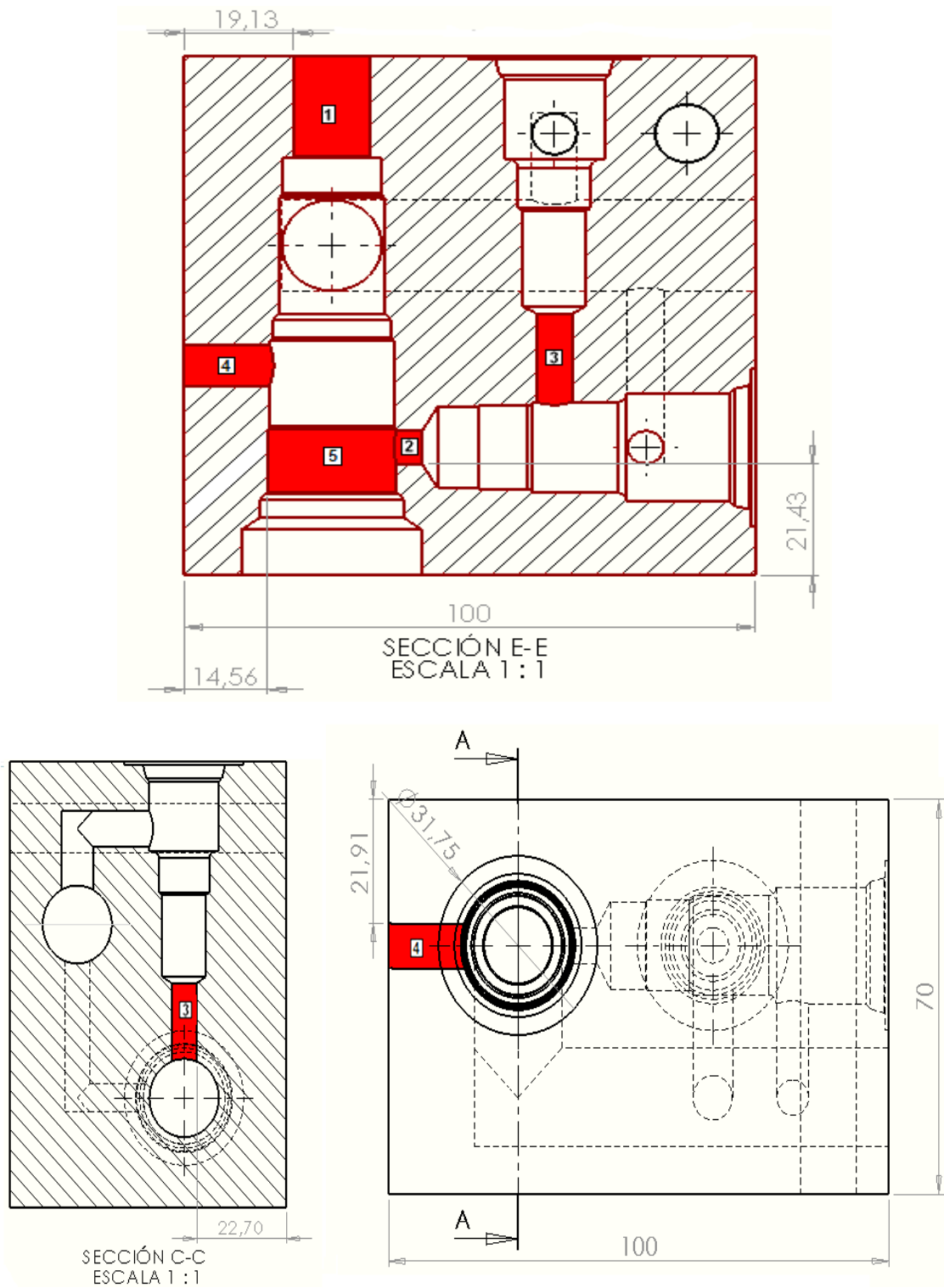
Los puntos críticos a evaluar son cinco tal como puede verse en la figura 53. La presión de operación suministrada es de 1000 psi y para ser conservativos, se utilizará un factor de servicio de 3.0 que aumentará esta presión hasta un valor de 3000 psi.

El primer punto crítico a considerar está ubicado en la línea de suministro de presión (marcado como 1). Nótese que la mínima distancia en este punto es la correspondiente a una cara del manifold, es decir (19.13 mm).

- Datos para el punto 1:

Diámetro interno (d):	13.50 mm = 0.531 pulg
Espesor (t):	19.13 mm = 0.753 pulg
Radio interno (a):	$d/2 = 6.75$ mm = 0.265 pulg
Radio externo (b):	$a + t = 25.88$ mm = 1.019 pulg
Presión interna (p):	3000 psi
Factor (f):	3.0
Factor de seguridad (N):	?

Figura 53. Puntos críticos de operación.



Fuente: Propiedad de los autores

Reemplazando los datos en las ecuaciones se tiene:

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

$$\sigma_\theta = 3000 \left(\frac{1.019^2 + 0.265^2}{1.019^2 - 0.265^2} \right) = 3435.218 \text{ psi}$$

Por lo tanto el esfuerzo resultante es:

$$\sigma_{total} = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_\theta^2} = \sqrt{(-3000)^2 + (3435.218)^2} = 4.56 \text{ ksi}$$

El valor para el esfuerzo de fluencia del material es $S_y = 40.75 \text{ ksi}$, según tabla de propiedades ANSYS Workbench (Véase anexo P).

Entonces el factor de seguridad para este punto es:

$$N = \frac{S_y}{\sigma_{total}} = \frac{40.75}{4.56} = 8.93 \approx 9$$

El segundo punto a considerar está ubicado en la línea de venteo, en el conducto que comunica la válvula compensadora de presión con la válvula de seguridad (figura 53). Nótese que el espesor más pequeño es el correspondiente a una cara del manifold, es decir (21.43 mm).

- Datos para el punto 2:

Diámetro interno (d): 6.35 mm = 0.25 pulg

Espesor (t): 21.43 mm = 0.8437 pulg

Radio interno (a): $d/2 = 3.175 \text{ mm} = 0.125 \text{ pulg}$

Radio externo (b): $a + t = 24.605 \text{ mm} = 0.968 \text{ pulg}$

Presión interna (p): 3000 psi

Factor (f): 3.0

Factor de seguridad (N): ?

Reemplazando los datos en las ecuaciones se tiene:

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

$$\sigma_\theta = 3000 \left(\frac{0.968^2 + 0.125^2}{0.968^2 - 0.125^2} \right) = 3101.75 \text{ psi}$$

Por lo tanto el esfuerzo resultante es:

$$\sigma_{total} = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_\theta^2} = \sqrt{(-3000)^2 + (3101.75)^2} = 4.32 \text{ ksi}$$

Entonces el factor de seguridad para este punto es:

$$N = \frac{S_y}{\sigma_{total}} = \frac{40.75}{4.32} = 9.43 \approx 10$$

El tercer punto a considerar está ubicado en la línea de venteo, en el conducto que comunica la válvula direccional con la válvula de seguridad (figura 53). Nótese que el espesor más pequeño es el correspondiente a una cara del manifold, es decir (22.70 mm).

- Datos para el punto 3:

Diámetro interno (d): 6.35 mm = 0.25 pulg

Espesor (t): 22.70 mm = 0.893 pulg

Radio interno (a): $d/2 = 3.175 \text{ mm} = 0.125 \text{ pulg}$

Radio externo (b): $a + t = 25.875 \text{ mm} = 1.018 \text{ pulg}$

Presión interna (p): 3000 psi

Factor (f): 3.0

Factor de seguridad (N): ?

Reemplazando los datos en las ecuaciones se tiene:

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

$$\sigma_\theta = 3000 \left(\frac{1.018^2 + 0.125^2}{1.018^2 - 0.125^2} \right) = 3091.84 \text{ psi}$$

Por lo tanto el esfuerzo resultante es:

$$\sigma_{total} = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_\theta^2} = \sqrt{(-3000)^2 + (3091.84)^2} = 4.3 \text{ ksi}$$

Entonces el factor de seguridad para este punto es:

$$N = \frac{S_y}{\sigma_{total}} = \frac{40.75}{4.3} = 9.46 \approx 10$$

El cuarto punto a considerar está ubicado en la salida del actuador (puerto de flujo de prioridad). Nótese que el espesor más pequeño es el correspondiente a una cara del manifold, es decir 21.91 mm. (Figura 53).

- Datos para el punto 4:

Diámetro interno (d): 7.93 mm = 0.312 pulg

Espesor (t): 21.91 mm = 0.862 pulg

Radio interno (a): $d/2 = 3.965 \text{ mm} = 0.156 \text{ pulg}$

Radio externo (b): $a + t = 25.875 \text{ mm} = 1.018 \text{ pulg}$

Presión interna (p): 3000 psi

Factor (f): 3.0

Factor de seguridad (N): ?

Reemplazando los datos en las ecuaciones se tiene:

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

$$\sigma_\theta = 3000 \left(\frac{1.018^2 + 0.156^2}{1.018^2 - 0.156^2} \right) = 3144 \text{ psi}$$

Por lo tanto el esfuerzo resultante es:

$$\sigma_{total} = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_\theta^2} = \sqrt{(-3000)^2 + (3144)^2} = 4.35 \text{ ksi}$$

Entonces el factor de seguridad para este punto es:

$$N = \frac{S_y}{\sigma_{total}} = \frac{40.75}{4.35} = 9.37 \approx 9.5$$

El quinto y último punto a considerar está ubicado en el alojamiento de la válvula compensadora de presión que va hacia el conducto de venteo. La presión en este punto actúa alrededor del cartucho y sobre el conducto del alojamiento (figura 53). Este punto se analiza con respecto a una cara del manifold, es decir, 14.56 mm.

- Datos para el punto 5:

Diámetro interno (d): 22.63 mm = 0.89 pulg

Espesor (t): 14.56 mm = 0.608 pulg

Radio interno (a): $d/2 = 11.315 \text{ mm} = 0.445 \text{ pulg}$

Radio externo (b): $a + t = 25.875 \text{ mm} = 1.018 \text{ pulg}$

Presión interna (p): 3000 psi

Factor (f): 3.0

Factor de seguridad (N): ?

Reemplazando los datos en las ecuaciones se tiene:

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

$$\sigma_\theta = 3000 \left(\frac{1.018^2 + 0.445^2}{1.018^2 - 0.445^2} \right) = 4415 \text{ psi}$$

Por lo tanto el esfuerzo resultante es:

$$\sigma_{total} = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_\theta^2} = \sqrt{(-3000)^2 + (4415)^2} = 5.34 \text{ ksi}$$

Entonces el factor de seguridad para este punto es:

$$N = \frac{S_y}{\sigma_{total}} = \frac{40.75}{5.34} = 7.63 \approx 8$$

5.5.3 Determinación del régimen de flujo. Todo flujo limitado por superficies sólidas recibe el nombre de flujo interno. Este flujo puede ser de régimen laminar o turbulento dependiendo de las condiciones de operación, del tipo de fluido y de la geometría por donde fluye.

El número de Reynolds expresado en función de la viscosidad cinemática es⁴:

$$Re = \frac{\bar{V}D}{\nu} \quad (1.4)$$

La velocidad media \bar{V} puede expresarse como:

$$\bar{V} = \frac{Q}{A} \quad (1.5)$$

⁴ POTTER, Merle C. y WIGGERT, David C. *Op cit.*, p. 258-232.

El área por la cual circula en fluido está dada por:

$$A = \frac{\pi}{4} D^2 \quad (1.6)$$

Reemplazando A y \bar{V} en el número de Reynolds se obtiene:

$$Re = \frac{4Q}{\pi \nu D} \quad (1.7)$$

Donde:

Q = Caudal

π = Número PI (3.1416)

ν = Viscosidad cinemática

D = Diámetro del conducto

El punto donde debe analizarse el régimen de flujo está ubicado en la línea de suministro de presión (con 13.49 mm de diámetro) que se muestra en la figura 54.

Sabiendo que la válvula reguladora descarga a tanque el exceso de caudal al puerto de derivación, se tiene:

$$Q = 3.785 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} \text{ (6 gpm)}$$

$$\nu = 3.7 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} \text{ (véase anexo Q) a temperatura de operación } 40 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$D = 13.49 \text{ mm} = 0.01349 \text{ m}$$

$$Re = \frac{4(3.785 \times 10^{-4})}{\pi \times (3.7 \times 10^{-5}) \times 0.01349}$$

$$\mathbf{Re \approx 966}$$

El análisis para estos puntos implica caudales diferentes, pero la mayor parte del caudal pasaría hacia el puerto de flujo de prioridad, cuyo diámetro es de 7.93 mm. Suponiendo que todo el caudal suministrado por la bomba pasa por allí, se tiene:

$$Re = \frac{4(3.785 \times 10^{-4})}{\pi \times (3.7 \times 10^{-5}) \times 0.00793}$$

$$Re \approx 1643$$

Según el criterio, para números de menores de 2300 se dan condiciones de flujo laminar.

5.5.4 Caída de presión total. La pérdida de presión total es la suma de las pérdidas producidas debido a la circulación del fluido por los conductos del manifold y el paso del mismo a través de las válvulas. Para flujo laminar, la caída de presión a través del manifold puede calcularse mediante la siguiente ecuación:

$$\Delta p = \rho \times h \quad (1.8)$$

$$h = 32 \frac{L \bar{V}^2}{Re D} \quad (1.9)$$

Donde:

ρ = Densidad del fluido hidráulico (véase anexo Q)

L = Longitud

D = Diámetro del conducto

\bar{V} = Velocidad media

Re = Número de Reynolds

El fluido hidráulico circulará por los conductos acotados que se muestran en la figura 54, en el momento que la válvula reguladora está compensando la presión de suministro (líneas mostradas en anaranjado). Los datos para esas secciones son los siguientes:

$$\rho = 872 \text{ kg/m}^3$$

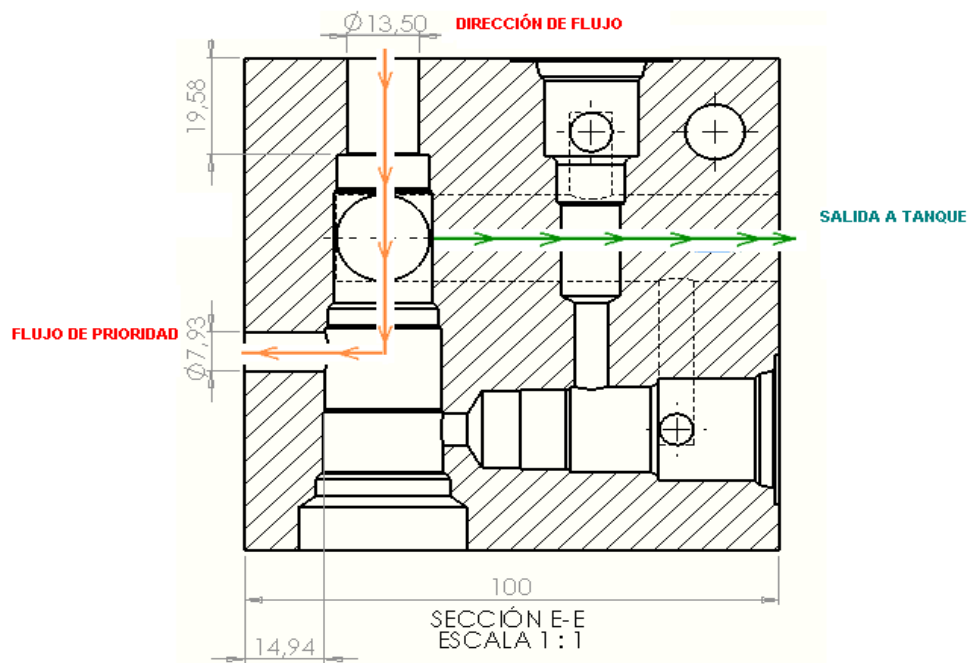
$$v = 3.7 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} \text{ (véase anexo Q) a temperatura de operación } 40 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Q = 3.785 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} \text{ (6 gpm)}$$

$$L_1 = 19.58 \text{ mm} \quad D_1 = 13.49 \text{ mm}$$

$$L_2 = 14.94 \text{ mm} \quad D_2 = 7.93 \text{ mm}$$

Figura 54. Vista para el análisis de las caídas de presión



Fuente: Propiedad de los autores.

Para el conducto de suministro de presión:

$$\bar{V}_1 = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} D_1^2} = \frac{3.785 \times 10^{-4}}{\frac{\pi}{4} (0.01349)^2} \approx 2.65 \frac{m}{s}$$

$$Re = \frac{4Q}{\pi \nu D_1} = \frac{4(3.785 \times 10^{-4})}{\pi \times (3.7 \times 10^{-5}) \times 0.01349} \approx 965.52$$

$$h_1 = 32 \frac{L_1 \bar{V}_1^2}{Re D_1} = 32 \frac{0.01958 \times (2.65)^2}{965.52 \times 0.01349} \approx 0.34 \frac{m^2}{s^2}$$

Entonces la caída de presión para este conducto es:

$$\Delta p_1 = \rho \times h_1 = 872 \times 0.34 \approx 296.5 \text{ Pa}$$

Para el conducto de flujo de prioridad:

$$\bar{V}_2 = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} D_2^2} = \frac{7.88 \times 10^{-5}}{\frac{\pi}{4} (0.00793)^2} \approx 1.59 \frac{m}{s}$$

$$Re = \frac{4Q}{\pi \nu D_2} = \frac{4(7.88 \times 10^{-5})}{\pi \times (3.7 \times 10^{-5}) \times 0.00793} \approx 341.95$$

$$h_1 = 32 \frac{L_2 \bar{V}_2^2}{Re D_2} = 32 \frac{0.01494 \times (1.59)^2}{341.95 \times 0.00793} \approx 0.45 \frac{m^2}{s^2}$$

Por tanto, la caída de presión para este conducto es:

$$\Delta p_2 = \rho \times h_2 = 872 \times 0.45 \approx 392.4 \text{ Pa}$$

Para calcular la caída total de presión a través del manifold se suman las caídas de presión anteriores junto con la obtenida en las pruebas del banco del laboratorio que fueron aproximadamente 90 psi (6bar).

Caída de presión en los conductos del manifold: $296.5 + 392.4 = 689\text{Pa} \approx 0.1 \text{ psi}$.
Luego la caída total es:

$$\Delta p_{total} = 90.1 \text{ psi (6 bar)}$$

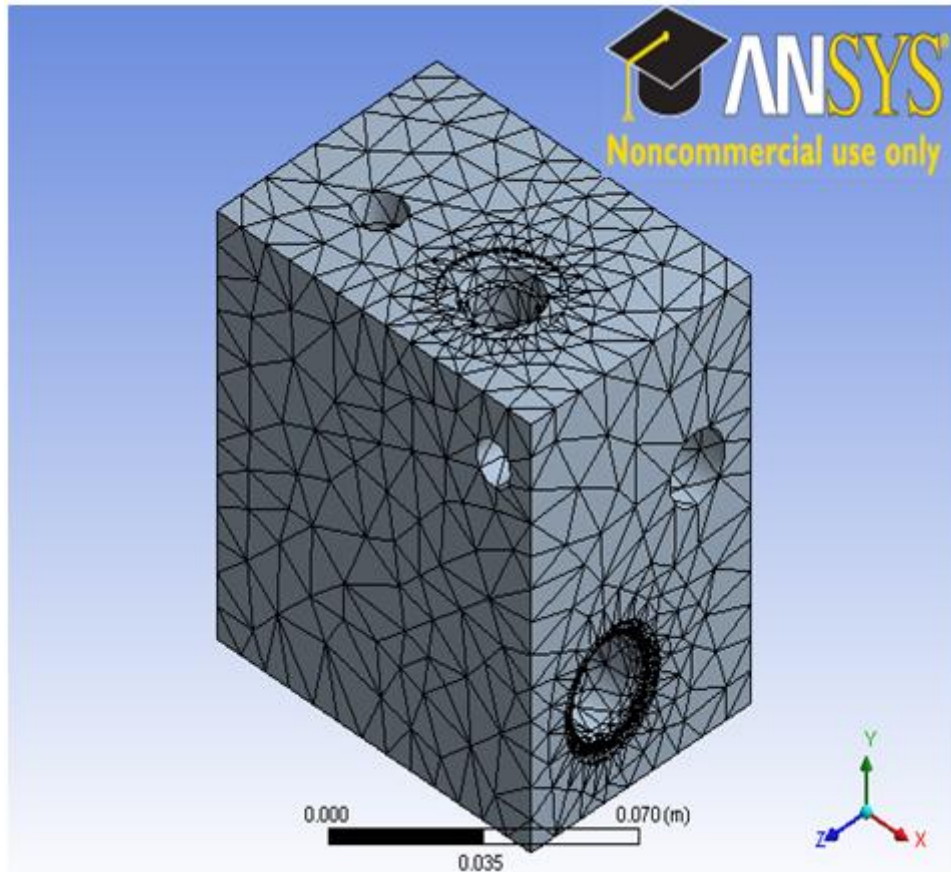
5.6 SIMULACIÓN ESTRUCTURAL DEL MANIFOLD (CAE)

Las herramientas computacionales como software para ingeniería (CAE) permiten al usuario interactuar con un PC y con software de diseño gráfico, permitiendo la importación elementos creados en otros programas para modelar su comportamiento “real”, de manera que no se tenga a recurrir a innumerables ecuaciones y planteamientos extensos para hallar un resultado decisivo.

El software CAE que se utilizó para modelar el comportamiento estructural de diseño fue ANSYS Workbench versión 10, el cual permite crear un análisis basado en teorías de diseño a través de la aplicación de cargas, lo que permite el estudio de esfuerzos y deformaciones a los que estará sometido el manifold durante su funcionamiento.

5.6.1 Análisis preliminar. El primer procedimiento que se realizó para el análisis estructural del manifold consistió en definir las propiedades mecánicas del material que se encuentran almacenadas en la librería de ANSYS, el cual fue duraluminio luego se procedió a realizar el enmallado sobre la pieza y a definir las condiciones de carga sobre el material. El software realizó un enmallado tetraédrico con 53722 nodos lo que representa 31429 elementos. Figura 55.

Figura 55. Enmallado del manifold

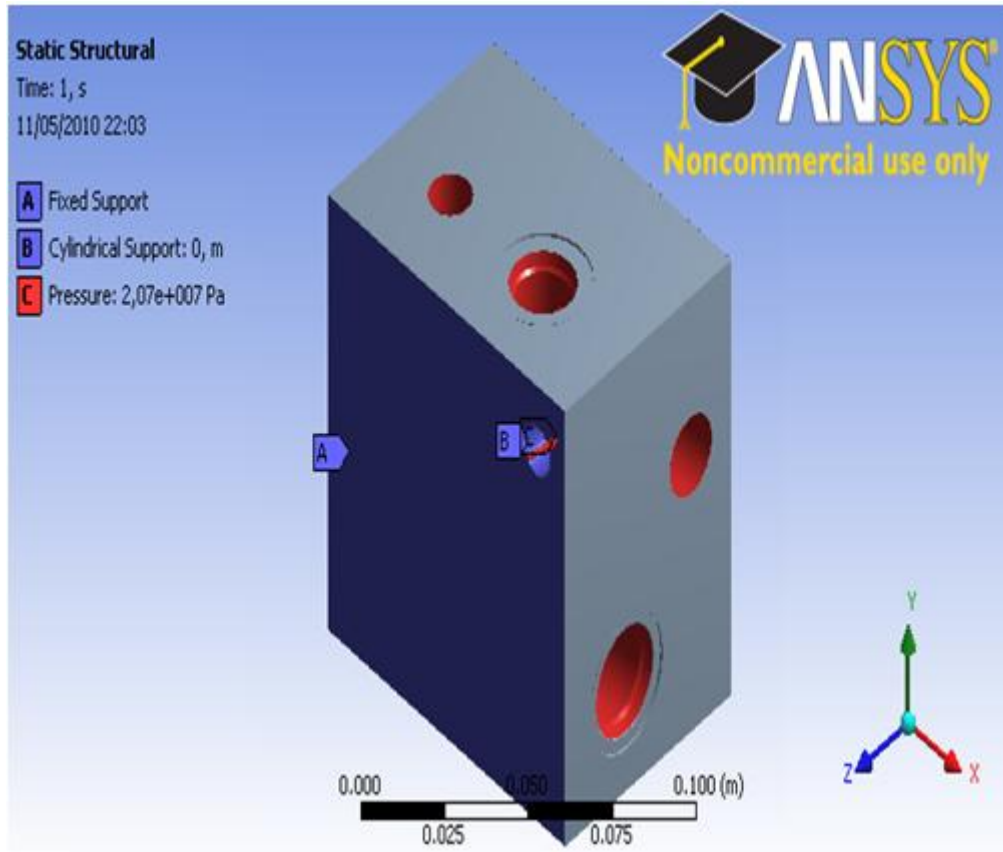


Fuente: Propiedad de los autores.

En cuanto a las condiciones de carga se evidencian tres tipos (figura 56): soporte de fijación en una de las caras del manifold, donde se apoyará al banco de pruebas; soporte cilíndrico donde se utilizará un perno para mantener el manifold sobre la superficie de apoyo y finalmente la presión interna que se ha considerado aplicada sobre todas las superficies internas del manifold.

La consideración mencionada se utiliza con el objetivo de ser más conservativos en el diseño y de esta manera garantizar un diseño seguro en caso de que ocurra una sobrepresión en el sistema. La presión interna que se aplicará será 3.0 veces mayor que la presión de operación, es decir 207 bares (3000 psi).

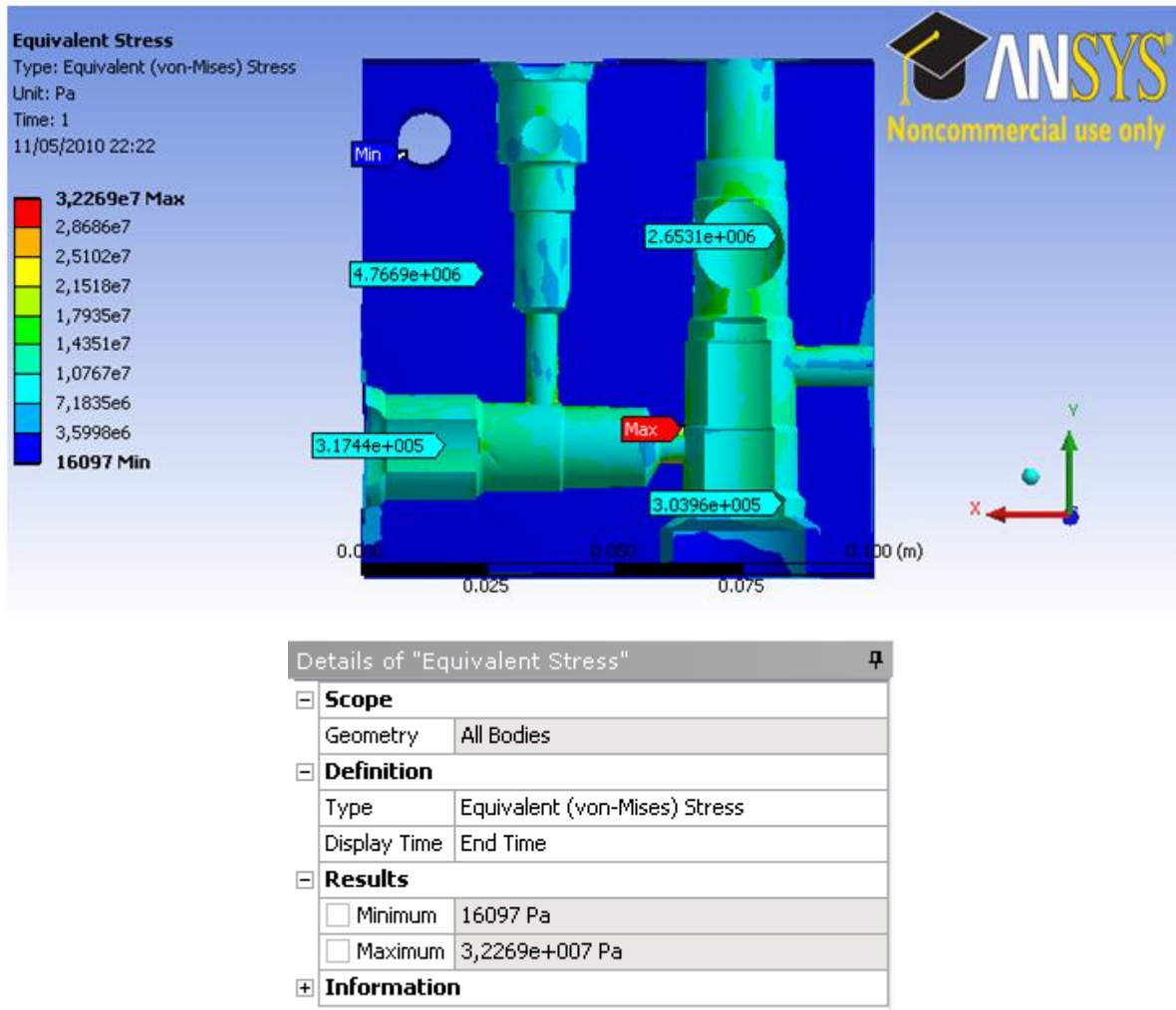
Figura 56. Condiciones de carga sobre el manifold



Fuente: Propiedad de los autores

5.6.2 Análisis de esfuerzos y factor de seguridad. El resultado obtenido mediante la simulación de esfuerzos mostró 32.2690 MPa como el valor mayor para el esfuerzo equivalente máximo (figura 57). Se observa que este punto está ubicado en el alojamiento de la válvula compensadora de presión que va hacia el conducto de venteo y para que se produzca este esfuerzo máximo, el puerto de derivación de flujo a tanque debería estar bloqueado y así producirse una sobrepresión en el sistema. No obstante, el sistema principal cuenta con una válvula de alivio tarada a 1000 psi.

Figura 57. Análisis de esfuerzos sobre el manifold

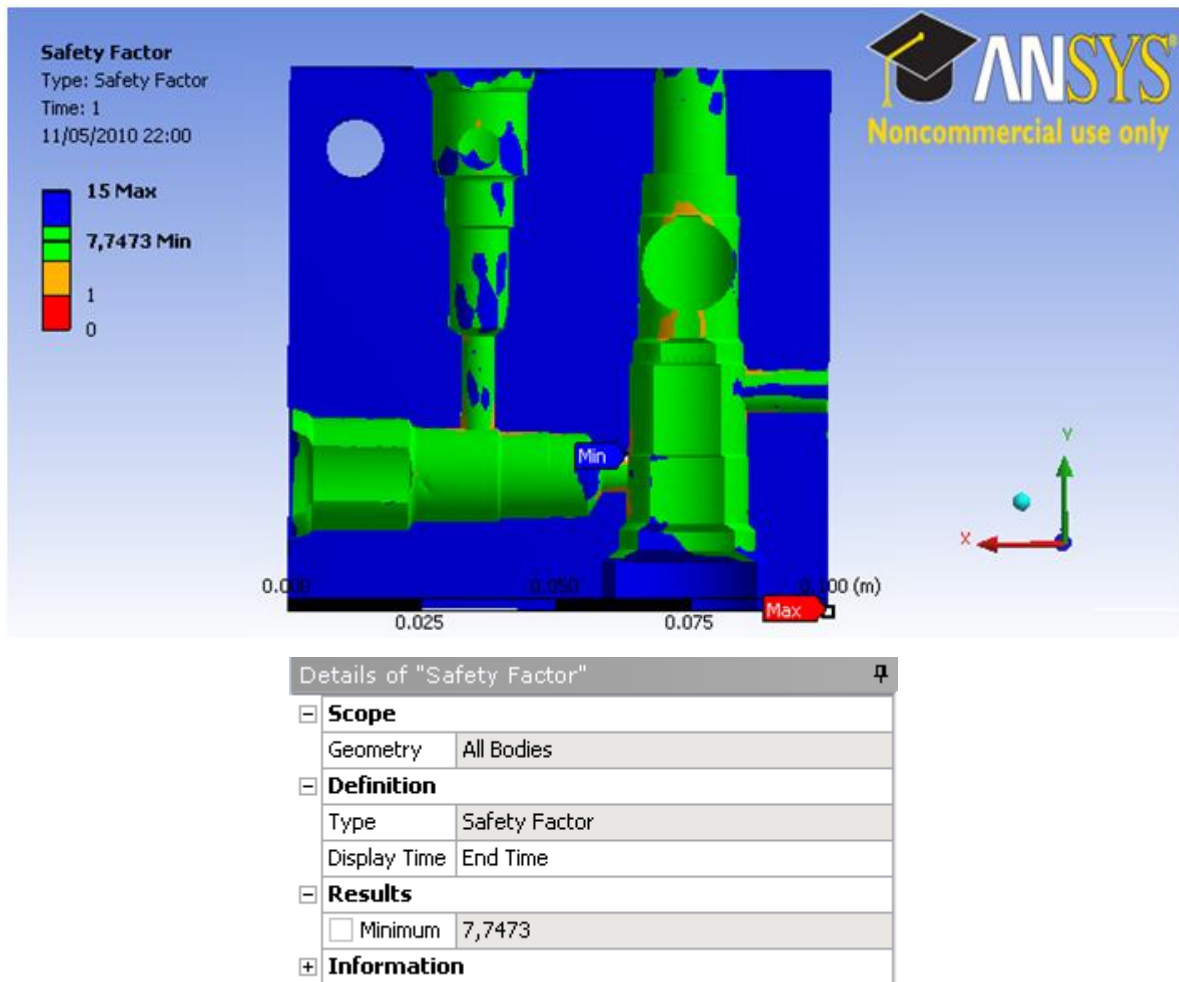


Fuente: Propiedad de los autores

En la figura 57 se puede apreciar otros cuatro valores de esfuerzo. Dichos puntos son valores máximos locativos para zonas que ya fueron analizadas en secciones anteriores. Estos valores resultaron aproximadamente iguales a los valores de esfuerzos obtenidos teóricamente, por tanto, los factores de seguridad obtenidos son aproximadamente iguales también.

El factor mínimo de seguridad obtenido para esta simulación tuvo un valor de 7.7473 y se encuentra ubicado en el alojamiento de la válvula compensadora de presión que va hacia el conducto de venteo. Figura 58.

Figura 58. Factor de seguridad en el manifold



Fuente: Propiedad de los autores

5.7 ANÁLISIS DE FLUJO INTERNO (CAE)

La simulación del comportamiento del flujo se realizó utilizando el software COSMOS FlowWorks de SolidWorks. Para ello, inicialmente se establecieron los parámetros como: el tipo de fluido, aceite hidráulico Shell Tellus 37 (véase anexo Q) y las consideraciones de flujo a caudal constante (1.25 gpm). Además de

considerar bloqueos en algunos ductos debido al alojamiento de los cartuchos de las válvulas.

Una de las ventajas de los paquetes de software CAD y CAE es que permiten interactuar con otros software de diseño. El diseño del manifold se importó desde Solid Edge v.14 hacia Solid Works 2007 para la simulación de flujo interno.

El caso que se consideró como crítico es cuando se realiza la inducción de carga durante el rango de compensación. En este análisis el fluido ingresa por el puerto de suministro, y pasa hacia el puerto de flujo de prioridad y tanque por derivación (figura 59). Además de la suposición en las que las velocidades de flujo V_x , V_y e V_z en todas las paredes de los ductos son cero, a excepción de los ductos de suministro, flujo de prioridad y tanque.

Luego de realizar la simulación, se puede observar que el valor máximo para la velocidad del fluido es de 4.81 m/s (región azul) y está ubicado a la salida del ducto de flujo de prioridad. Este análisis puede compararse con el realizado teóricamente, si se calcula el número de Reynolds para este valor de velocidad y el diámetro del ducto correspondiente, se tiene:

$$Re = \frac{\bar{V}D}{\nu}$$

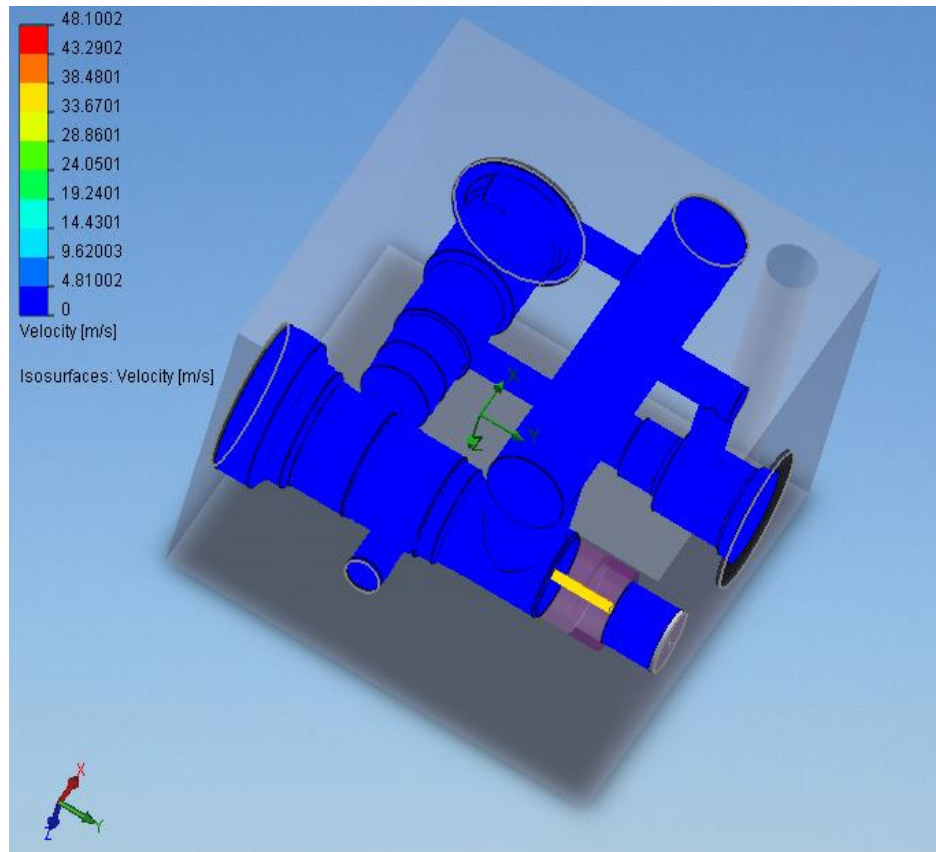
$$Re = \frac{4.81m/s \times 0.01349m}{3.7 \times 10^{-5} m^2/s} = 1753.7$$

$$Re \approx 1754$$

Este valor indica que el flujo presenta un comportamiento laminar tal y como se había demostrado anteriormente. La figura 60 muestra el comportamiento del

fluido a través de las líneas de flujo en el interior del manifold. Se puede observar que este análisis incluye la circulación del fluido hacia tanque, que se debe realizar para obtener un resultado más aproximado del comportamiento del fluido.

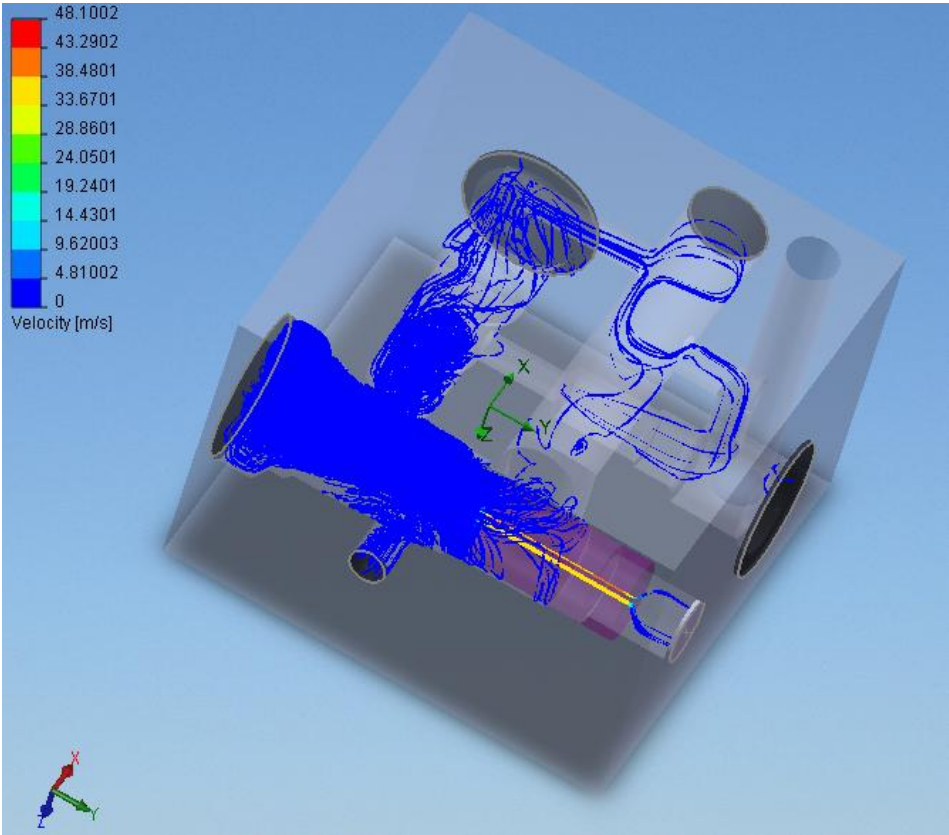
Figura 59. Análisis de velocidades internas en el manifold



Fuente: Propiedad de los autores.

Otras consideraciones hechas fueron que la presión de salida por el orificio a tanque se tomó como cero y que el caudal de de suministro y la presión de salida por el puerto de flujo de prioridad se tomaron como 1.25 gpm y 14.7 psi respectivamente. En resumen, los resultados son favorables e indican que no se presenta turbulencia que pueda generar vibraciones y someter el manifold a cargas internas fluctuantes.

Figura 60. Líneas de flujo interno en el manifold



Fuente: Propiedad de los autores.

6. PRUEBAS Y RESULTADOS OBTENIDOS

En este capítulo se describen las pruebas realizadas con la válvula reguladora de caudal compensada en paralelo con válvula de seguridad incorporada venteable, la válvula reguladora de caudal compensada en paralelo y la válvula reguladora de caudal compensada en serie, las dos últimas ya existentes en el laboratorio de sistemas oleoneumáticos.

6.1 MONTAJE DEL SISTEMA HIDRAULICO

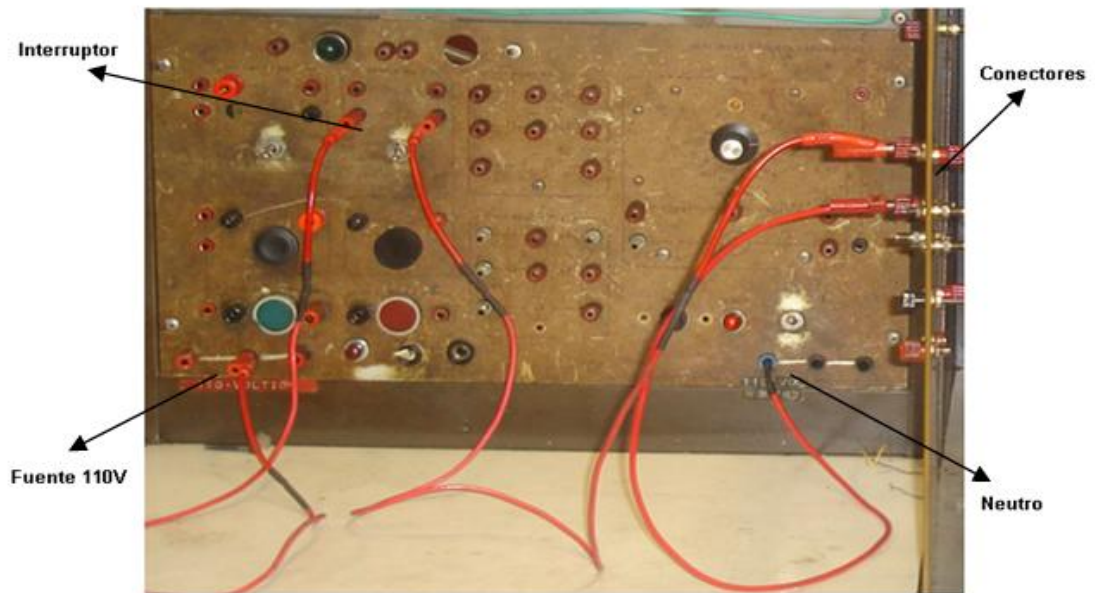
Para el montaje del sistema hidráulico de la válvula reguladora de caudal compensada en paralelo se utilizó: grupo de accionamiento (bomba de 2 GPM, motor de 1HP), rotámetro, válvula limitadora de presión, válvula de seguridad ajustable con manómetro instalado para inducir carga y una fuente de alimentación a 110 V. En las figuras 61, 62, 63, 64 se muestran dichos componentes.

Figura 61. Grupo de Accionamiento



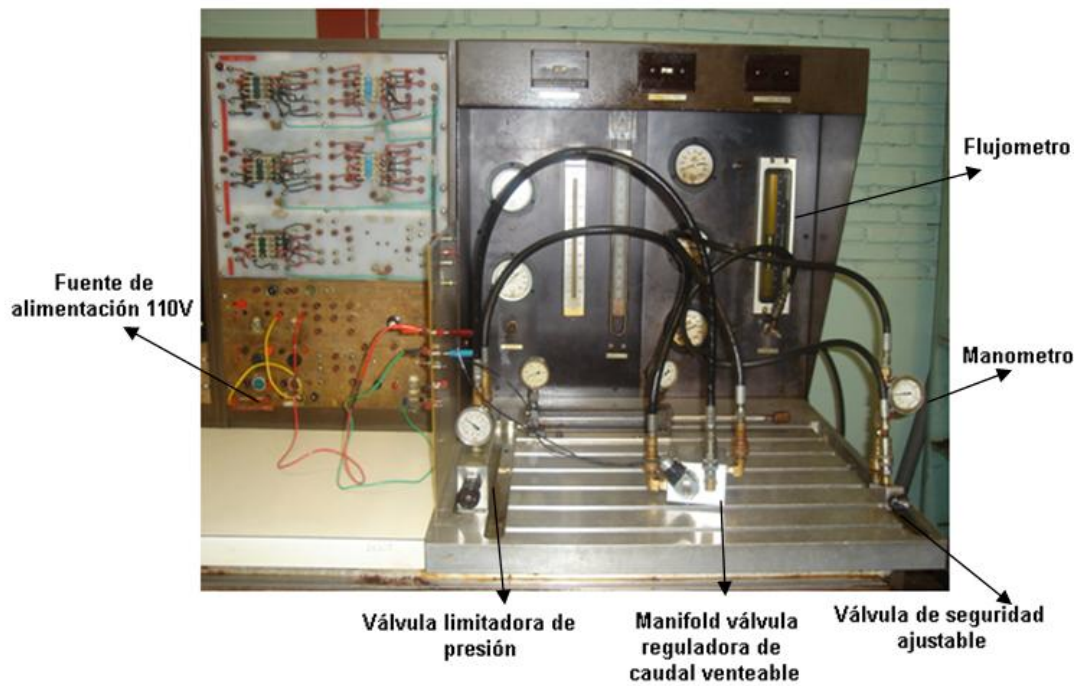
Fuente: Propiedad de los autores.

Figura 62. Fuente de alimentación de 110V



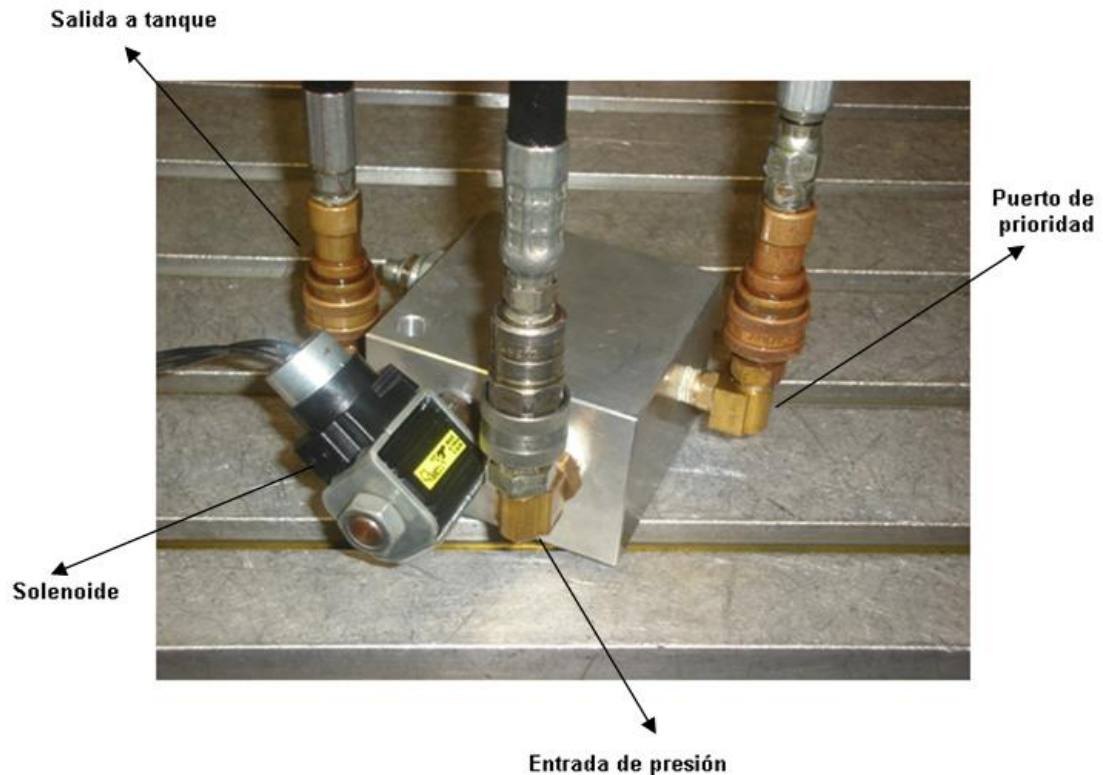
Fuente: Propiedad de los autores.

Figura 63. Circuito esquemático del montaje final



Fuente: Propiedad de los autores.

Figura 64. Manifold válvula reguladora de caudal compensada en paralelo con válvula de seguridad incorporada venteable



Fuente: Propiedad de los autores.

6.2 PRUEBAS PILOTO

Las pruebas que se realizaron para los tres elementos de control de caudal fueron: cálculo del porcentaje de error en la compensación. Por último se especifican las características técnicas de la válvula reguladora de caudal compensada en paralelo diseñada.

Para comenzar las pruebas primero se definió en el rotámetro el porcentaje de caudal en cada válvula, luego se estableció el rango de compensación y por último se procedió a inducir carga con variaciones de 50 psi hasta llegar al límite de compensación.

6.2.1 Válvula reguladora de caudal compensada en paralelo. La figura 65 muestra la válvula reguladora de caudal ya existente en el banco del laboratorio de sistemas oleoneumáticos.

Figura 65. Montaje válvula reguladora de caudal compensada en paralelo



Fuente: Propiedad de los autores.

Cuando se inicia la prueba el manómetro indica una presión de 6 bar, (90 psi), que corresponde al valor de las pérdidas en la válvula y el rotámetro marca un nivel del 60%. Figura 66.

Figura 66. Rango inicial de compensación



Fuente: Propiedad de los autores.

A los 300 psi dentro del rango de compensación marca un % de caudal de 58.3.
Figura 67.

Figura 67. Rango intermedio de compensación



Fuente: Propiedad de los autores.

A los 550 psi límite de compensación marca un % de caudal de 57. Figura 68.

Figura 68. Rango límite de compensación



Fuente: Propiedad de los autores.

De la realización de la prueba se obtuvieron los siguientes datos. Tabla 4.

Tabla 4. Resultados del porcentaje de error con la válvula reguladora de caudal sin venteo

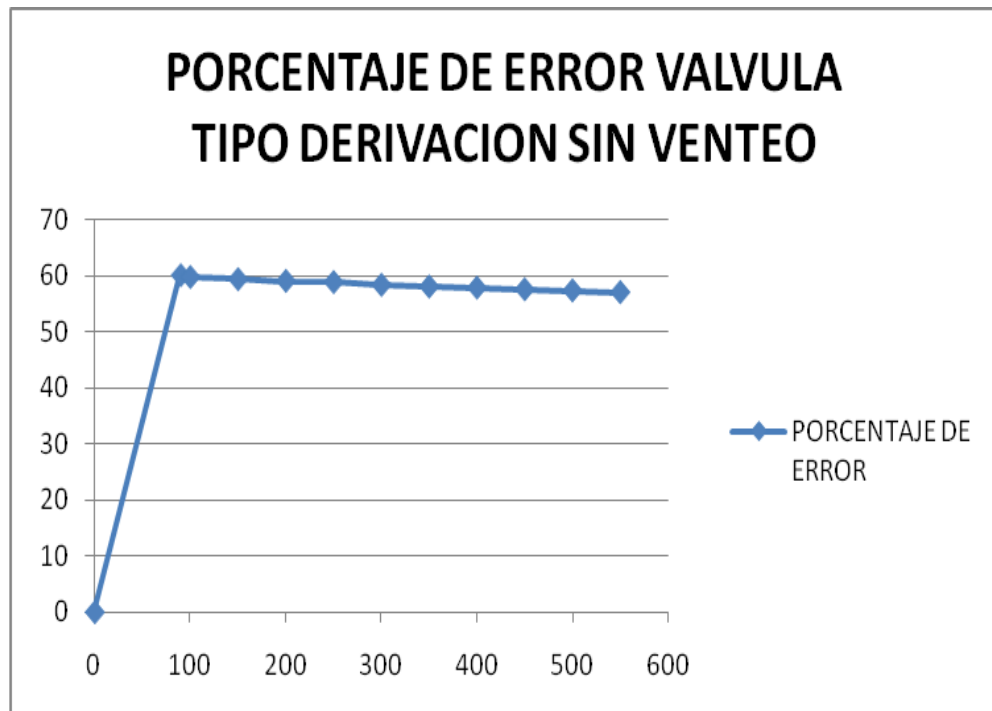
PRESION(PSI)	%CAUDAL
0	0
90	60
100	59,7
150	59,3
200	59
250	58,8
300	58,3
350	58
400	57,8
450	57,5
500	57,3
550	57

Fuente: Propiedad de los autores.

Al tabular los datos se obtiene la curva de funcionamiento de la válvula reguladora de caudal compensada en paralelo. Figura 69.

La prueba presentó como resultado un porcentaje de error en la compensación aproximadamente de un 3%.

Figura 69. Curva funcionamiento válvula reguladora sin venteo



Fuente: Propiedad de los autores.

6.2.2 Válvula reguladora de caudal compensada en paralelo con válvula de seguridad incorporada venteable. La figura 70 muestra la válvula reguladora de caudal diseñada y construida para este proyecto.

Figura 70. Montaje válvula reguladora de caudal compensada en paralelo con válvula de seguridad venteable



Fuente: Propiedad de los autores.

Cuando se inicia la prueba el manómetro indica una presión de 90 psi (6 bar), que corresponde al valor de las pérdidas en la válvula y el rotámetro marca un nivel del 60%. Figura 71.

Figura 71. Rango inicial de compensación



Fuente: Propiedad de los autores.

A los 300 psi dentro del rango de compensación marca un % de caudal de 58.5. Figura 72.

Figura 72. Rango intermedio de compensación



Fuente: Propiedad de los autores.

A los 550 psi límite de compensación marca un % de caudal de 57. Figura 73.

Figura 73. Rango límite de compensación



Fuente: Propiedad de los autores.

De la prueba se obtuvieron los siguientes datos. Tabla 5.

Tabla 5. Resultados del porcentaje de error con la válvula reguladora de caudal compensada en paralelo venteable.

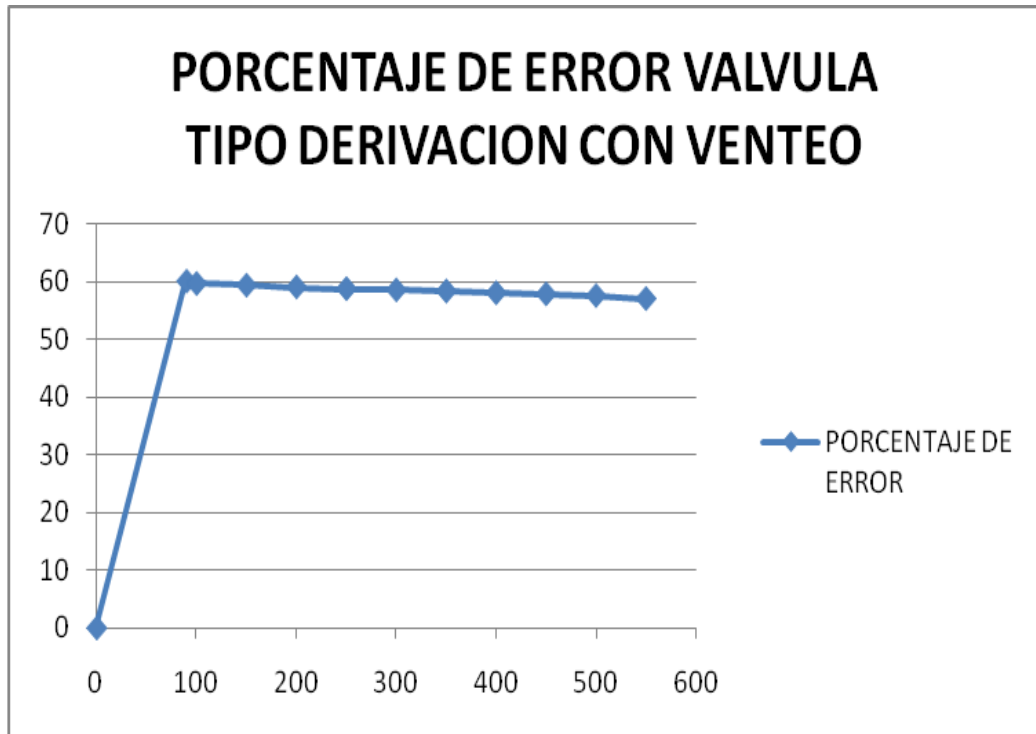
PRESION(PSI)	% CAUDAL
0	0
90	60
100	59,6
150	59,3
200	59
250	58,7
300	58,5
350	58,3
400	58
450	57,8
500	57,5
550	57

Fuente: Propiedad de los autores

Al tabular los datos se obtiene la curva de funcionamiento de la válvula reguladora de caudal compensada en paralelo con válvula de seguridad incorporada venteable. Figura 74.

La prueba presentó como resultado un porcentaje de error en la compensación aproximadamente de un 3%.

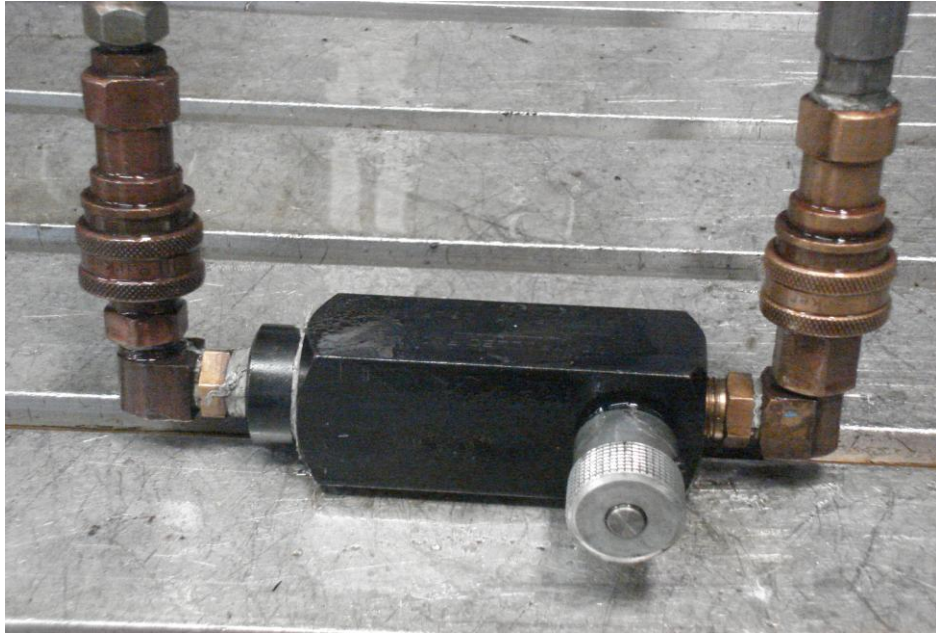
Figura 74. Curva funcionamiento válvula reguladora de caudal con venteo.



Fuente: Propiedad de los autores.

6.2.3 Válvula reguladora de caudal compensada en serie. La figura 75 muestra la válvula reguladora de caudal en serie ya existente en el banco del laboratorio de sistemas oleoneumáticos.

Figura 75. Montaje válvula reguladora de caudal compensada en serie



Fuente: Propiedad de los autores.

Al inicio de la prueba el manómetro indica una presión de 75 psi (5 bar), que corresponde al valor de las pérdidas en la válvula y el rotámetro marca un nivel del 60%.

De la prueba se obtuvieron los siguientes datos tabla 6.

Tabla 6. Resultados del porcentaje de error con la válvula reguladora de caudal compensada en serie.

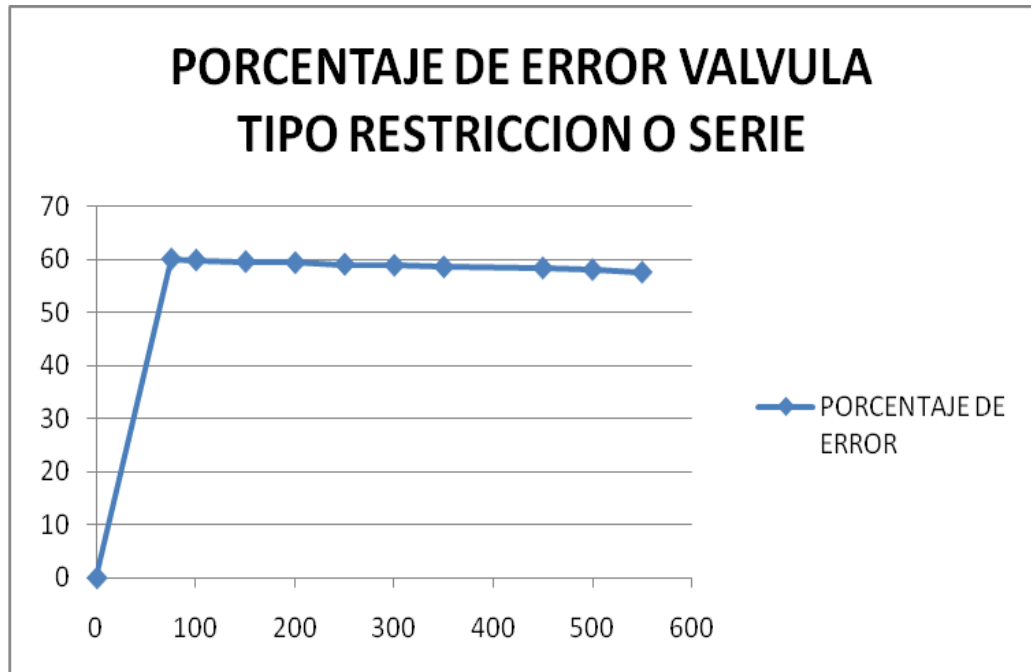
PRESION(PSI)	% CAUDAL
0	0
75	60
100	59,8
150	59,5
200	59,3
250	59
300	58,8
350	58,5
450	58,3
500	58
550	57,5

Fuente: Propiedad de los autores.

Al tabular los datos se obtiene la curva de funcionamiento de la válvula reguladora de caudal compensada en serie. Figura 76.

La prueba presentó como resultado un porcentaje de error en la compensación aproximadamente de un 2.5%.

Figura 76. Curva funcionamiento válvula reguladora en serie



Fuente: Propiedad de los autores.

6.3 CARACTERIZACIÓN DE LA VÁLVULA REGULADORA DE CAUDAL

- Descripción: VÁLVULA REGULADORA DE CAUDAL COMPENSADA EN PARALELO CON VÁLVULA SEGURIDAD VENTEABLE.
- Tipo: DE CARTUCHO PARA ROSCAR.
- Material del manifold: DURALUMINIO.
- Dimensiones: (100 x 100x 70) mm
- Peso del manifold: 2.5 Kg
- Máxima entrada de flujo: 6 gpm (23 L/min)

- Capacidad de flujo: Nominal de ventilación de flujo 46 en ³ / min
(0,75 L / min)
- Presión de trabajo: 2000 psi (138 bar).
- Presión máxima de operación: 5000 psi (350 bar).
- Máximo caudal de fuga: 0.0066 gpm (25 cm³/min).
- Alimentación del solenoide: 24 VDC
- Temperatura máxima del aceite: 54°C

7 COSTO DEL PROYECTO

El costo mostrado en la siguiente tabla fue financiado totalmente por los autores del proyecto y no incluye el trabajo intelectual. El ítem presentado como otros, indica gastos de viáticos, transporte de materiales, etc.

Tabla 7. Descripción del costo del proyecto

<i>DESCRIPCIÓN</i>	<i>VALOR</i>
Válvulas de cartucho	1.030.000
Gastos de envío de mercancía	80.000
Ferretería	25.000
Material Manifold	120.000
Mecanizada manifold	1.600.000
Racores, mangueras, tubería, etc.	205.000
Papelería	120.000
Otros	100.000
Total	\$ 3.280.000

Fuente: Propiedad de los autores.

8 CONCLUSIONES Y OBSERVACIONES

- ◆ Se deduce a través de las simulaciones de diseño realizadas en Solid Edge, ANSYS Workbench y COSMOS FlowWorks, que el análisis teórico (cálculo de esfuerzos, factor de seguridad y régimen de flujo) para el manifold, proporciona una buena aproximación del comportamiento real de la válvula. Lo que asegura un buen diseño del mismo.
- ◆ Se concluye, que para el proceso de fabricación del manifold se eligió como material el duraluminio, porque su manufactura resultaba de menor costo comparado con el acero. No obstante, el duraluminio tiene como limitante su ductilidad y el esfuerzo soportado que lo hacen apto para trabajos con presiones menores a 207 bares (3000 psi).
- ◆ La manufactura del manifold fue factor importante en el tiempo de desarrollo del proyecto, debido a que en el medio no se encuentran las máquinas y herramientas con las tolerancias recomendadas por el fabricante. Además de que para este trabajo se requiere de operarios técnicos altamente calificados, lo que produce un elevado costo en el proceso de mecanizado.
- ◆ Las pruebas realizadas para nuestra válvula de control de caudal incluyen resultados de porcentaje de error en la compensación cuando se le induce carga al circuito; que son el reflejo del comportamiento del sistema de control de caudal con todos los elementos y no sólo del comportamiento de cada válvula. Cabe destacar que estas mismas pruebas se hicieron para la válvula reguladora de caudal compensada en paralelo marca Fluid Controls y la válvula reguladora de caudal en serie marca Parker ya existentes en el laboratorio, comparando así cada una de las pruebas su respectivo porcentaje de error.

- ◆ Se concluye que mediante la comparación de costos de manifold versus costos de la válvula tipo Vickers dan como resultado:

Manifold	\$ 1.600.000	Válvula VICKERS	\$ 6.000.000
Cartuchos	\$ 1.030.000		
Otros	\$ 225.000		
TOTAL	\$ 2.855.000	TOTAL	\$ 6.000.000
Ahorro del	52.4%		

El ahorro es significativamente alto con un porcentaje de error bajo. Además de ser un sistema de bajo costo en cuanto a reemplazo de elementos y mantenimiento. Representado de esta manera una buena alternativa al momento de diseñar sistemas de control hidráulicos. Es importante resaltar que el ahorro debe ser mucho mayor ya que esta válvula VICKERS se vende con la válvula de seguridad incorporada pero sin opción de venteo.

- ◆ Finalmente, se concluye que con la terminación de este proyecto, el laboratorio de Sistemas Oleoneumáticos, en el área de Control Hidráulico, queda dotado de una válvula para el estudio de sistemas de control de caudal utilizando tecnología de cartuchos en lo que respecta a la regulación de caudal compensada en paralelo con válvula de seguridad venteable. Esta tesis permite que el estudiante se capacite mejor en este tipo de válvulas incluyendo la medición del porcentaje de error en la regulación.

BIBLIOGRAFÍA

RICO, Saulo A. y HADECHINI, Álvaro. Sistema hidráulico de tipo modular aplicado a un circuito regenerativo diseño y construcción. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Bucaramanga.: Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica, 2008, 139 h.

DEUTSCHMAN, Aaron D., MICHELS, Walter J. y WILSON, Charles E. Diseño de Máquinas: Teoría y Práctica. 8 ed. México.: CECSA, 1998. 973 p.

NICOLÁS, Larburu Arrizabalaga. Máquinas prontuario: Técnicas maquinas herramientas. 13 ed. Spain.: THOMSON, 1989. 629 p.

MONTAÑA, Luis M. y CÁCERES, Sergio. Diseño y construcción del manifold para el montaje de una válvula reductora de presión controlada de manera proporcional utilizada para el sensado de carga en un sistema de control retroalimentado. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Bucaramanga.: Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica, 2009, 197 h.

CHEVALIER. Dibujo industrial. 2 ed. México.: LIMUSA S.A, 2005. 320p.

TOM, Frankenfield. Rexroth worldwide hydraulics: using industrial hydraulics. 2 ed. Bethlem Pennsylvania.: Hydraulics & pneumatics magazine, 1984 p.10-45.

THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. Dimensioning and Tolerancing. ASME Y14.5M-1994, New York.: 1982, 236p.

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS Y CERTIFICACIÓN.
Documentación: presentación de tesis, trabajos de grado y otros trabajos de investigación. NTC-1486, Bogotá D.C.: Icontec, 2008, 120p.

VICKERS. Manual de oleohidráulica industrial. 935100-A. Barcelona.: BLUME, 328 p.

POTTER, Merle. Y WIGGERT, David C. Mecánica de Fluidos. 2 ed. México.: Prentice Hall, 1998. 816 p.

MANNESMAN, Rexroth. Fundamentos y componentes de la oleohidraulica. Traducido por Roberto parisi. D-97813. Pennsylvania. 1986. 344p.

SUN HYDRAULICS. Sun Hydraulics Corporation: Cartridge. [On line]. Sarasota Florida-USA. [Cited 12 August 2009]. Available from Internet: http://www.sunhydraulics.com/cmsnet/cartridges.aspx?lang_id=1&Cat_Level_0=1&Cat_Level_1=2.

PARKER. Parker Hannifin: Cartridge. [On line]. Cleveland- USA. [Cited 10 September 2009]. Available from internet: <http://www.parker.com/portal/site/PARKER/menuitem.005db0d83405a82228323e10237ad1ca/?vgnextoid=991880961f66e010VgnVCM1000000308a8c0RCRD&vgnextfmt=default>.

ANEXOS

Anexo A. Rotámetro (Flujometro) HEDLAND

EZ-View® Flow Meters

For Oil, Water, Air & Compressed Gases

- 1/2 to 1 inch ports
- EZ to install, in any position
- No special piping or flow straighteners needed
- No electrical connections
- Direct reading indication
- Accuracy within $\pm 5\%$ full scale
- Relatively insensitive to shock and vibration

SPECIFICATIONS:

MATERIALS:

Polysulfone plastic body, piston and cone
 T300-series stainless spring
 Buna N flow indicator ring and pressure seals
 C360 Brass, PVC, or T303 stainless fittings
 Polypropylene limit indicators
 PH15 - 7MD stainless retaining ring

Optional: Teflon® coated spring and retaining ring, consult factory.

FITTINGS/ THREADS: NPT ANSI/ASME B1.20.1, BSPT ISOR7

See Ordering Information Table, page 64

TEMPERATURE RANGE: 32 °F to 250 °F (0 °C to 121 °C) ①

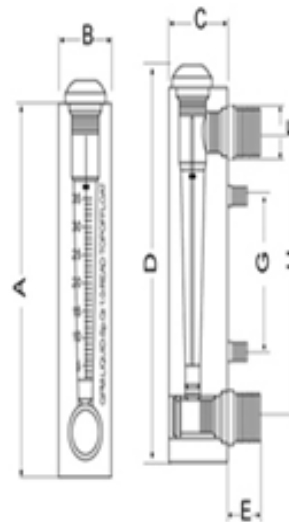
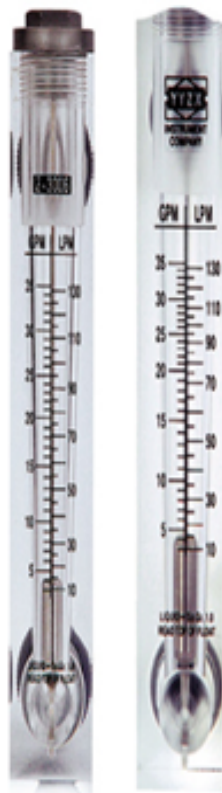
PRESSURE RATING: Liquid: 325 psi / 22.4 bar maximum ①

PRESSURE DROP: See Differential Pressure Charts, page 64

ACCURACY: $\pm 5\%$ of full scale

REPEATABILITY: $\pm 1\%$

DIMENSIONS: See Ordering Information Table, page 64

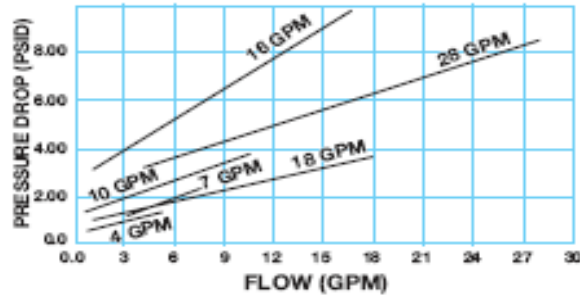


- ① Meters with Type 1 PVC fittings:
 Pressure rating per normal PVC system specifications
 Temperature range - 32 °F to 140 °F (0 °C to 60 °C)

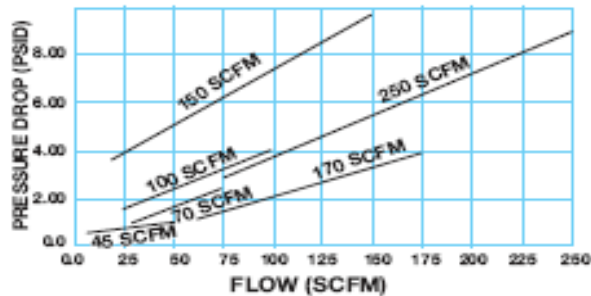
EZ-View® Flow Meters

For Oil, Water, Air & Compressed Gases

OIL & WATER METERS



AIR METERS



Ordering Information

Fluid Media	Flow Range		1/2" NPTF female, ovalweld brass fitting	1/2" NPTF female, ovalweld T303 SS fitting	1/2" BSPT female, ovalweld brass fitting	3/4" NPTF male, ovalweld brass fitting	3/4" BSPT male, ovalweld brass fitting	3/4 or 1 inch nominal, ovalweld sweat brass fitting	1" NPTF male, plastic polysulfone fitting	1" nominal socket weld PVC fitting	1" NPTF male, ovalweld PVC fitting	
Oil 0.875 s.g.	0.5 - 4 GPM	2 - 15 LPM	HE24-104	HE26-184	HE27-104	HE25-104	HE28-104		HE21-104	HE29-104	HE29-104	
	1.0 - 7 GPM	4 - 26 LPM	HE24-107	HE26-187	HE27-107	HE25-107	HE28-107		HE21-107	HE29-107	HE29-107	
	1.0 - 10 GPM	4 - 35 LPM	HE24-110	HE26-118	HE27-110	HE25-110	HE28-110		HE21-110	HE29-110	HE29-110	
	1.0 - 16 GPM	5 - 60 LPM	HE24-116	HE26-116	HE27-116	HE25-116	HE28-116		HE21-116	HE29-116	HE29-116	
	3.0 - 18 GPM	15 - 65 LPM		HE26-119		HE25-119	HE28-119		HE21-119	HE29-119	HE29-119	
4.0 - 28 GPM	20 - 100 LPM				HE25-128	HE28-128		HE21-128	HE29-128	HE29-128		
Water 1.1 s.g.	0.5 - 4 GPM	2 - 15 LPM	HE24-004	HE26-084	HE27-004	HE25-004	HE28-004	HE20-004	HE21-004	HE29-004	HE29-004	
	1.0 - 7 GPM	4 - 26 LPM	HE24-007	HE26-087	HE27-007	HE25-007	HE28-007	HE20-007	HE21-007	HE29-007	HE29-007	
	1.0 - 10 GPM	4 - 35 LPM	HE24-010	HE26-018	HE27-010	HE25-010	HE28-010	HE20-010	HE21-010	HE29-010	HE29-010	
	1.0 - 16 GPM	5 - 60 LPM	HE24-016	HE26-016	HE27-016	HE25-016	HE28-016	HE20-016	HE21-016	HE29-016	HE29-016	
	3.0 - 18 GPM	15 - 65 LPM				HE25-018	HE28-018	HE20-018	HE21-018	HE29-018	HE29-018	
4.0 - 28 GPM	20 - 100 LPM				HE25-028	HE28-028	HE20-028	HE21-028	HE29-028	HE29-028		
Air 1.0 s.g.	10 - 45 SCFM	5 - 20 LPS	HE24-204	HE26-284	HE27-204	HE25-204	HE28-204		HE21-204		HE29-204	
	20 - 70 SCFM	10 - 30 LPS	HE24-207	HE26-287	HE27-207	HE25-207	HE28-207		HE21-207		HE29-207	
	25 - 100 SCFM	15 - 45 LPS	HE24-210	HE26-218	HE27-210	HE25-210	HE28-210		HE21-210		HE29-210	
	30 - 150 SCFM	20 - 70 LPS	HE24-216	HE26-216	HE27-216	HE25-216	HE28-216		HE21-216		HE29-216	
	55 - 170 SCFM	30 - 90 LPS		HE26-219		HE25-219	HE28-219		HE21-219		HE29-219	
75 - 250 SCFM	35 - 110 LPS				HE25-228	HE28-228		HE21-228		HE29-228		
DIMENSIONS:			Length (in) (mm)	7.75 (196.8)	7.75 (196.8)	7.75 (196.8)	8.25 (209.5)	8.25 (209.5)	7.75 (196.8)	5.25 (133.3)	8.45 (214.0)	8.95 (225.0)
			Fitting Rate (in) (mm)	1.50 (38.1)	1.50 (38.1)	1.50 (38.1)	1.50 (38.1)	1.50 (38.1)	N/A	1.54 (39.1)	1.50 (38.1)	1.50 (38.1)
			Weight (lb) (kg)	0.05 (0.43)	0.05 (0.39)	0.05 (0.43)	0.09 (0.41)	0.09 (0.41)	0.75 (0.34)	0.20 (0.09)	0.35 (0.16)	0.55 (0.25)

① Fits 3/4" copper tube types K, L, M; 1" copper tube type M only.
 ② DO NOT use pipe dope. Use Teflon® tape only. Use with plastic pipe fittings only.

③ Fits 1" Sch 4080 PVC, CPVC pipe. Requires 1" pipe coupling.
 ④ Length includes end fittings.

HEDLAND®

ACCURATE OVER A WIDE VISCOSITY RANGE

FAX 800-245-3569 64

Anexo B. Bomba de Engranajes DOUBLE A

Standard Packaged Systems

Eaton has made a considerable expansion to its standard package systems product line. Eaton provides the industry's most complete line of standard power units to meet your customer's needs. Industrial power unit offerings include verticals, horizontal, L's, overheads, JIC and custom configurations. We offer the industry's fastest way to buy power units with the most flexible range of standard configurations. Typical applications include: civil projects, primary metals, metal forming, windpower, machine tools and automotive.



Features and Benefits:

- Continuous duty rated electric motors for durability and long life
- Close-coupled pump and motor for easy service and reliability
- A more extensive selection of pumps, motors, valves, and reservoirs that are configurable
- Expansion of accessories to include more filtration, accumulators, coolers, etc
- Aeroquip hose and fittings for leak free design
- Standard relief valve, pressure gauges and level / temperature
- Improved Cutler-Hammer motor starters with quick disconnect and variable drive capabilities.
- Lift off tops for easy maintenance
- Bar Manifolds and Pump / Motor Group configurations including the IMP (integrated motor pump)



20

EATON Power Products M-HYCN/MC003-E December 2009

* North America Only

Packaged Systems Styles



Vertical Power Units

Can be ordered in configurations for larger applications or lower profile designs for space savings. Available in gear, vane and variable piston pump options with multiple manifold options.

Specifications

Standard rated pressure up to 200 bar (3,000 psi). Standard rated flows from 6-120 lpm (1.5-31.5 gpm). Standard reservoir sizes from 3-60 gallons. Standard motor configurations can range from 1-21 Kw (.75-30 HP).



L Style Power Units

These configurations include a containment tray and flooded pump inlet. Available in gear, vane and variable piston pump options with multiple manifold options.

Specifications

Standard rated pressure up to 235 bar (4,000 psi). Standard rated flows from 6-216 lpm (1.5-57 gpm). Standard reservoir sizes from 38-455 liters (10-120 gallons). Standard motor configurations can range from 1-35 Kw (.75-50 HP).



Overhead Style Power Units

Designed for space savings for larger applications. Configurations include a flooded pump inlet and suction strainer. Available in gear, vane and variable piston pump options with multiple manifold options.

Specifications

Standard rated pressure up to 235 bar (4,000 psi). Standard rated flows from 6-216 lpm (1.5-57 gpm). Standard reservoir sizes from 38-455 liters (10-120 gallons). Standard motor configurations can range from 1-35 Kw (.75-50 HP).



Horizontal or JIC Style Power Units

Designed for larger applications. Available in gear, vane and variable piston pump options with multiple manifold options.

Specifications

Standard rated pressure up to 275 bar (4,000 psi). Standard rated flows from 6-348 liters (1.5-91 gpm). Standard reservoir sizes from 38-455 liters (10-120 gallons). Standard motor configurations can range from 1-70 Kw (.75-100 HP).



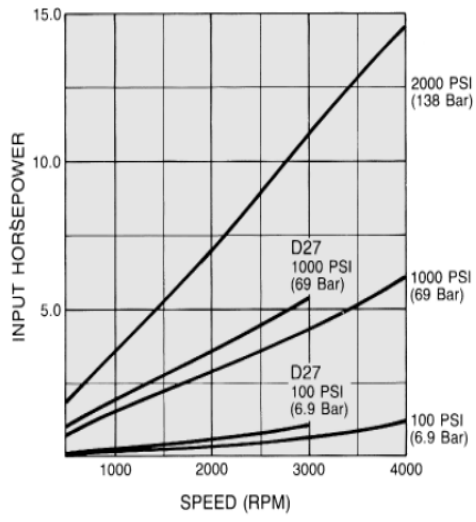
186085, 186087, 193977

Hydraulic power unit with double pump

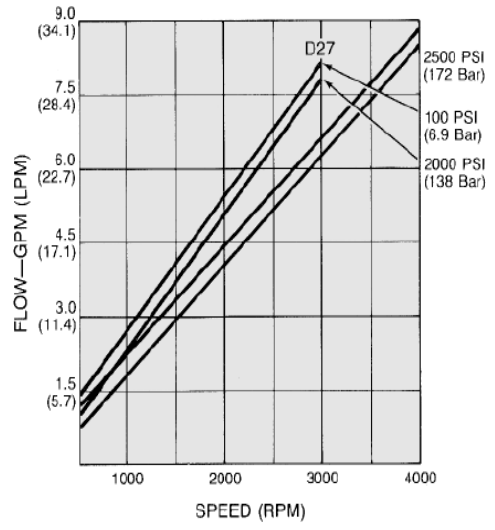
Technical data

Order No.	186085	186087	193977	
Hydraulic data	Dimensions	700 x 320 x 550 mm (Length x width x height)		
	Oil tank capacity	40 l		
	Weight	Approx. 40 kg		
	Pump design	External gear pump (2x)		
	Delivery rate	approx. 3.8 l/min	approx. 3.8 l/min	approx. 7.6 l/min
	Maximum operating pressure	8.5bar (8.5MPa)		
	Hydraulic fluid	Mineral oil ISO VG 22 (19.8 – 24.2 cST at 40 °C)		
	Connection	One connecting socket for P and T per pump, two connecting sockets for the tank return line of the diaphragm accumulator		
Electrical data	Speed	1350 rpm	1450 rpm	1740 rpm
	Power	1.1 kW		
	Voltage	230 V, 1-phase	400 V, 3-phase	460 V, 3-phase
	Frequency	50 Hz	50 Hz	60 Hz
	Duty cycle	100 %		

193977



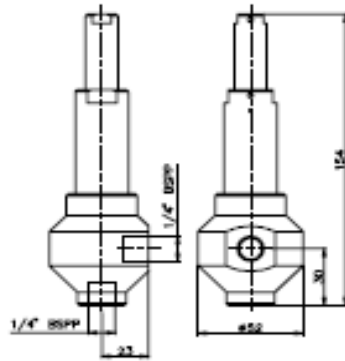
193977



Anexo C. Válvula de Seguridad Ajustable FLUID CONTROLS 1A31-R2



DIRECT ACTING PROPORTIONAL SAFETY RELIEF VALVE PRV2
POSITIVE RE-SEATING • SUPERIOR DESIGN • ACCURATE



MAIN FEATURES

- ss 316L throughout
- soft-seated, bubble tight shut-off
- partially balanced
- Cv 0.49
- reliefs against backpressure
- springhousing isolated from process
- factoryset and wirelocked
- accurate reseating
- design according to EN 12516
- delivery according to PED/97/23/EC cat. IV

CHARACTERISTICS

Max. pressure : 400 bar
Set pressure range : 0 – 400 bar
Seat diameter : 5 mm
Cv (Kv) : 0.49 (0.42)
Setpressure : 5 bar over opening pressure

Materials:

• Body & Trim : ss 316L
• Springhousing : ss 316L
• Seat Insert & Seals : elastomer
Seat leak test : to API 527
Connections : see ordering information
Weight : 1 kg
Temperature : -20°C to +80°C

WORKING

The PRV is a safety relief valve which opens in proportion to the increase in pressure over the opening pressure. It opens gently (no popping action) and reseats accurately.

The proportional working vents pressure peaks without the immediate discharge of the large volumes of full lift safety valves. After a longer proportional phase PRV2 becomes full lift in nature, thereby relieving larger volumes.

PRV2 does not have a capacity rating at a given pressure rise (overpressure or accumulation) and they are not certified by ASME, TÜV or similar codes.

Not for steam



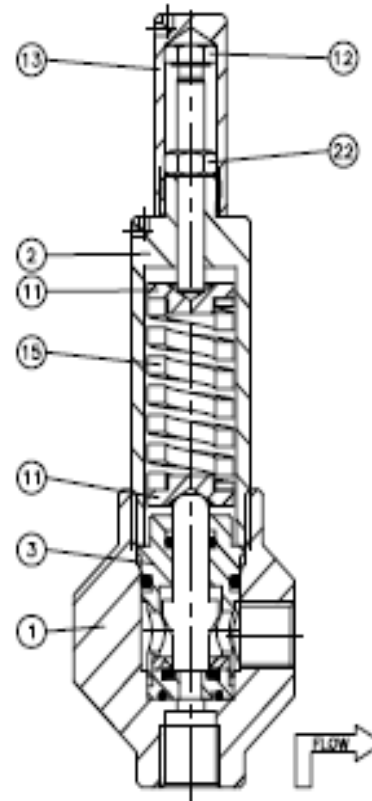
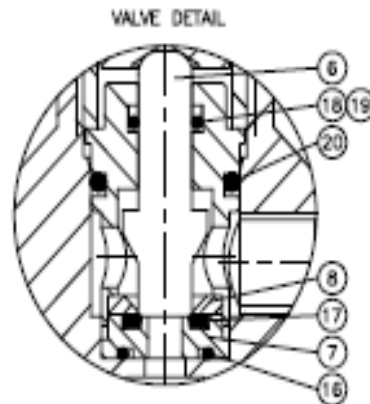
Telephone (+31(0)252 620005
Fax (+31(0)252 620527
info@rhps.nl
www.rhps.nl

BACKPRESSURE

PRV2 has a balanced valve and thus the setpressure is unaffected by backpressure (up to 50% of setpressure).

CERTIFICATION

- Pressure test certificate
- Material certificates to EN10204/3.1B
- PED/97/23/EC cat. IV



ORDERING INFORMATION

example: PRVB2F-02-3-NN

PRV	B2F	-02	-3	-N	N	
serie	max pressure	port	body material	outlet range	o-rings	seat
PRV	400 bar	B2F = 14 bspg female Option : Many inlet/outlet combinations are possible	02 = ss316L	0 = 10 – 40 bar* 1 = 40 – 80 bar 2 = 80 – 150 bar 3 = 150 – 280 bar 4 = 280 – 400 bar * This PRV is designed to handle high-pressure fluids, which implies that it functions less accurate in the lower ranges.	N = nitrile	N = nitrile

When placing an order please advise full process data.

Anexo D. Válvula compensadora de presión FVCA-LAN de SUN Hydraulics Corp.



Ventable, fixed orifice, bypass/restrictive, priority, flow control valve

Capacity:
6 gpm (23 L/min.)

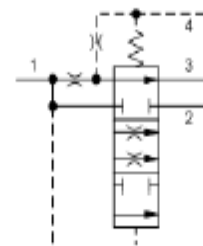
Functional Group:

Products : Cartridges : Flow Control : 4 Port : Fixed Orifice, Bypass/Restrictive, Ventable

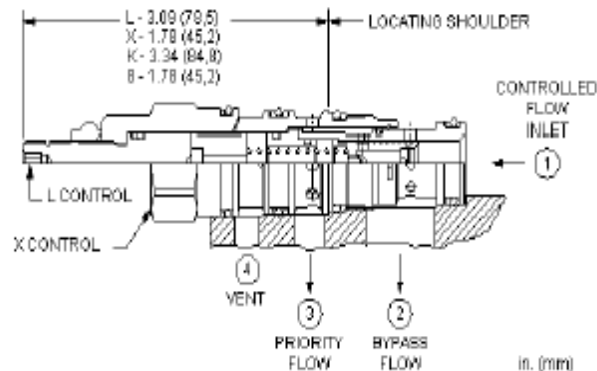
Model:
FVCA

Product Description

Ventable, bypass/restrictive, fixed-orifice, priority flow controls take an input flow at port 1 and use it to satisfy the priority flow at port 3. If the input flow exceeds the priority flow requirement, the excess is bypassed out port 2. The bypass flow may be used in a secondary circuit. A vent port (port 4) allows these valves to be controlled remotely.



Download



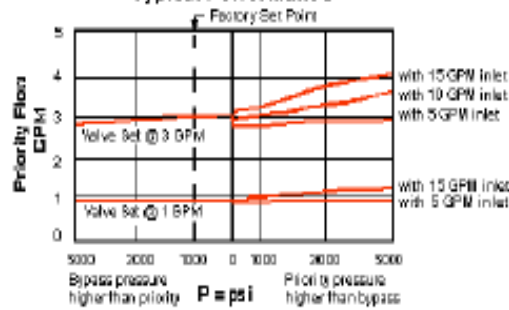
Technical Features

- Customer must specify a flow rating. Factory set flow ratings are within +/- 10% of the requested setting.
- Bypass flow is not available until priority flow requirements are satisfied, except when the valve is vented. When port 4 (vent) is open, all flow diverts to port 2 if pressure at port 1 (Inlet) is 150 psi (10.5 bar) or higher.
- Using a pressure control on port 4 will limit the pressure at the priority port (port 3). If pressure on the bypass port (port 2) exceeds the setting of the pressure control, priority flow will be shut off and all the flow will go out the bypass port.
- Pressure at the bypass port (port 2) may exceed pressure at the priority port (port 3).
- Maximum pressure at port 3 should be limited to 3000 psi (210 bar).
- The sharp-edged orifice design minimizes flow variations due to viscosity changes.
- Both priority and bypass flow are usable up to the system operating pressure.
- A tuneable adjustment control option provides up to +/- 25% variation from the nominal factory pre-set flow. Adjustment is done with +/- 3 turns of the adjust screw. Screw in (CW) to increase flow.
- Priority remains relatively constant regardless of variation in input flow.
- Incorporates the Sun floating style construction to minimize the possibility of internal parts binding due to excessive installation torque and/or cartridge machining variations.

Technical Data

	U.S. Units	Metric Units
Cavity		T-21A
Capacity	6 gpm	23 L/min.
Maximum Input Flow	15 gpm	60 L/min.
Maximum Operating Pressure	5000 psi	350 bar
Nominal Vent Flow	46 in ³ /min.	0,75 L/min.
Series (from Cavity)		Series 1
Valve Hex Size	7/8 in.	22,2 mm
Valve Installation Torque	30 - 35 lbf ft	40 - 50 Nm
Adjustment Screw Internal Hex Size	5/32 in.	4 mm
Adjustment Locknut/Cap Hex Size	9/16 in.	15 mm
Adjustment Nut Torque	108 lbf in.	12 Nm
Seal Kits - Cartridge		Buna: 990-021-007
Seal Kits - Cartridge		Viton: 990-021-006
Model Weight	0.35 lb.	0.16 kg.

Typical Performance



FVCA-XAN

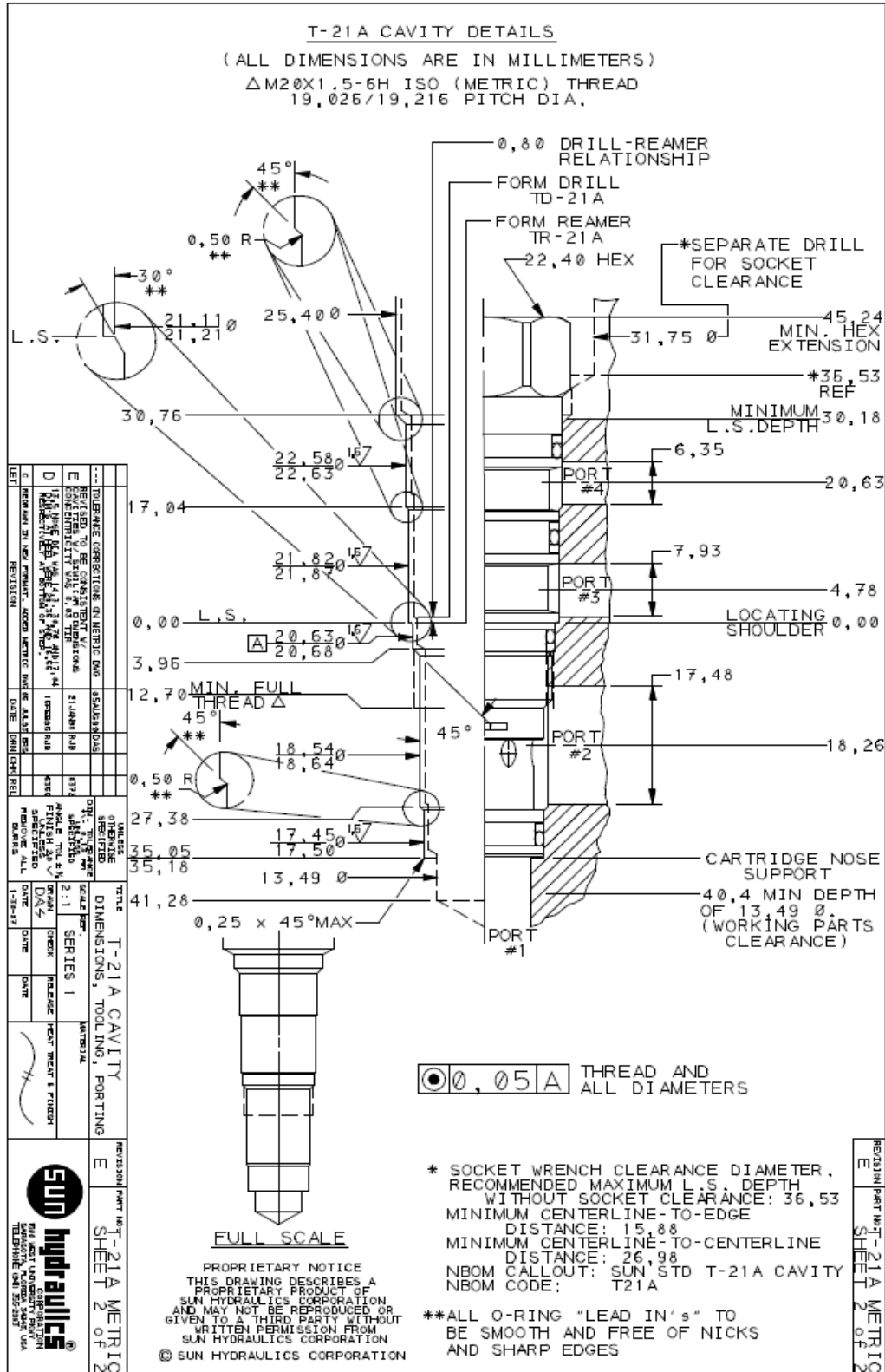
Control	Setting Range	Seal Material	
Standard Options	Standard Options	Standard Options	Preferred Options
<u>L</u> Tuning Adjustment	A* Replaceable Orifice .1 - 6 gpm (0,4 - 23 L/min.)	<u>N</u> Buna-N	
<u>X</u> Not Adjustable		<u>V</u> Viton	

* Special Setting required, specify at time of order

Anexo E. Tipos de agujeros de Control Serie 1.

Cartridge Series	Retainer Clip	Orifice Blank
1	402-000-025 	280-017 
2	402-000-031 	280-027 
3	402-000-050 	280-026 
4	402-000-075 	280-035 

Anexo F. Detalles para cavidad T-21A de SUN Hydraulics Corp.



Anexo G. Serie 1 Tamaño Estándar de Orificios de Control.



Flow Control Valve Orifice Modifications and Drilling / Product Bulletin #999-901-343 (Revised 02-FEB-05)

Series 1 Flow Controls Standard Orifice Sizes

Requires Circlip Part Number: 402-000-025

FXC*, FCC*, FRC*, FVC*

Flow gpm	Flow L/min	Orifice Disc Part No.	Drill Dia. Inches	Drill Size Designator	Flow gpm	Flow L/min	Orifice Disc Part No.	Drill Dia. Inches	Drill Size Designator
					1.25	4.73	280-017-073	0.073	49
					1.35	5.11	280-017-076	0.076	48
					1.45	5.49	280-017-079	0.079	47
0.10	0.38	280-017-016	0.016	78	1.55	5.87	280-017-082	0.082	45
0.12	0.45	280-017-018	0.018	77	1.68	6.36	280-017-086	0.086	44
0.13	0.49	280-017-020	0.020	76	1.80	6.81	280-017-089	0.089	43
0.14	0.53	280-017-021	0.021	75	2.00	7.57	280-017-094	0.094	42
0.16	0.61	280-017-023	0.023	74	2.05	7.76	280-017-096	0.096	41
0.17	0.64	280-017-024	0.024	73	2.15	8.14	280-017-098	0.098	40
0.19	0.72	280-017-025	0.025	72	2.30	8.71	280-017-102	0.102	38
0.20	0.76	280-017-026	0.026	71	2.38	9.01	280-017-104	0.104	37
0.23	0.87	280-017-028	0.028	70	2.50	9.46	280-017-107	0.107	36
0.24	0.91	280-017-029	0.029	69	2.65	10.03	280-017-110	0.110	35
0.25	0.95	280-017-031	0.031	68	2.80	10.60	280-017-113	0.113	33
0.26	0.98	280-017-032	0.032	67	2.90	10.98	280-017-116	0.116	32
0.28	1.08	280-017-033	0.033	66	3.13	11.85	280-017-120	0.120	31
0.35	1.32	280-017-035	0.035	65	3.38	12.79	280-017-125	0.125	1/8 in.
0.36	1.36	280-017-036	0.036	64	3.60	13.63	280-017-129	0.129	30
0.37	1.40	280-017-037	0.037	63	3.90	14.76	280-017-136	0.136	29
0.38	1.44	280-017-038	0.038	62	4.20	15.90	280-017-141	0.141	28
0.40	1.51	280-017-039	0.039	61	4.38	16.58	280-017-144	0.144	27
0.42	1.59	280-017-040	0.040	60	4.50	17.03	280-017-147	0.147	26
0.44	1.67	280-017-041	0.041	59	4.70	17.79	280-017-150	0.150	25
0.45	1.70	280-017-042	0.042	58	4.80	18.17	280-017-152	0.152	24
0.49	1.85	280-017-043	0.043	57	4.95	18.74	280-017-154	0.154	23
0.55	2.08	280-017-047	0.047	56	5.10	19.30	280-017-157	0.157	22
0.63	2.38	280-017-052	0.052	55	5.25	19.87	280-017-159	0.159	21
0.75	2.84	280-017-055	0.055	54	5.35	20.25	280-017-161	0.161	20
0.88	3.33	280-017-080	0.060	53	5.70	21.57	280-017-166	0.166	19
1.00	3.79	280-017-064	0.064	52	5.88	22.26	280-017-169	0.169	18
1.10	4.16	280-017-067	0.067	51	6.00	22.71	280-017-171	0.171	17
1.15	4.35	280-017-070	0.070	50					

Series 2, 3, and 4 shown on following pages

Anexo H. Herramienta de Remover Anillos de Resortes.



Anexo I. Boletín de Servicio SUNHYDRAULICS Cambio de agujeros de Control



Flow Control Valve Orifice Modifications and Drilling Sun Models: FC**, FR**, FV**, FX**

Use the orifice charts included to establish the closest standard orifice diameter for the desired flow. (See the pdf file attached). Each orifice chart applies for all flow controls within a single family size, i.e. series 1, 2, 3 or 4. Orifices of the appropriate size may be purchased pre-drilled from Sun Hydraulics (bags of 10 or 100), or existing orifices can be drilled out to enlarge them to the proper size. The last 3 digits of the orifice part number is the orifice diameter in thousandths of an inch.

Exchanging existing orifice or installing new pre-drilled orifice:

- Remove the Circlip retaining ring (unless T option model – no Circlip or orifice factory installed) using appropriate snap ring pliers. Tap the valve gently until orifice disc falls out.
- Use orifice charts to select orifice for desired flow.
- Install new orifice disc with drill point side of the orifice disc facing inward toward valve body hex. The outside diameter chamfer on the orifice disc seats against the valve spool locating shoulder. (See Figure 1).
- Circlips have a sharp edge side and a chamfered side. Using a new Circlip and the appropriate snap ring pliers, orient the Circlip so the clip sharp edge faces outward. Carefully collapse the snap ring and insert into the snap ring groove to secure the orifice disc. Only compress the Circlip enough to have it clear the bore diameter. Over compressing the Circlip could result in loss of preload and the Circlip coming out during operation of the valve. Be sure the snap ring is fully seated in the snap ring groove.
- Stamp the flow setting on the valve hex body to identify.

Drilling out existing orifice discs:

- Do not drill the orifice disc while installed in the valve. Remove the orifice disc from the valve to drill to a larger size. Drill the orifice disc to the correct size as determined from the orifice chart. Drill orifice from the "drill point side" only (see Figure 1 showing drill point side). Do not drill orifices larger than "Maximum Orifice Diameter" listed below, otherwise irregularly shaped holes will result. Larger orifice sizes should be pre-drilled and then bored out to the required diameter. Orifices smaller than .047 inch/1,2 mm diameter are best drilled using a high speed (10,000 rpm) micro-drill press. Tolerances for the nominal size ranges are listed below.

Cartridge Series	Maximum Orifice Diameter allowed without Boring	
	Inches	Millimeters
Series 1	0.18	4,6
Series 2	0.18	4,6
Series 3	0.24	6,1
Series 4	0.36	9,1

Orifice Nominal Size		Hole Diameter Tolerance	
Inches	Millimeters	Inches	Millimeters
Up to .033	Up to 0.85	+ .001/- .0005	+ 0.02/-0.01
.034 to .063	0.86 to 1.60	+ .0015/- .001	+ 0.04/-0.02
.064 to .125	1.61 to 3.20	+ .002/- .001	+ 0.05/-0.02
.126 to .250	3.21 to 6.35	+ .0025/- .0015	+ 0.06/-0.04
.251 to .500	6.36 to 12.70	+ .003/- .0015	+ 0.07/-0.04
.501 to 1.00	12.71 to 25.40	+ .004/- .002	+ 0.10/-0.05

- After drilling, sand the flat side of the orifice disc with 220 grit paper placed on a flat surface to remove any burrs generated during the drilling operation. Thoroughly clean the orifice of any debris.
- Install new orifice disc with drill point side of the orifice disc facing inward toward valve body hex. The outside diameter chamfer on the orifice disc seats against the valve spool locating shoulder. (See Figure 1).
- Circlips have a sharp edge side and a chamfered side. Using a new Circlip and the appropriate snap ring pliers, orient the Circlip so the clip sharp edge faces outward. Carefully collapse the snap ring and insert into the snap ring groove to secure the orifice disc. Only compress the Circlip enough to have it clear the bore diameter. Over compressing the Circlip could result in loss of preload and the Circlip coming out during operation of the valve. Be sure the snap ring is fully seated in the snap ring groove.
- Stamp the flow setting on the valve hex body to identify.

Circlips and orifice discs are available from Sun Hydraulics in packages of 10 or 100 pieces.

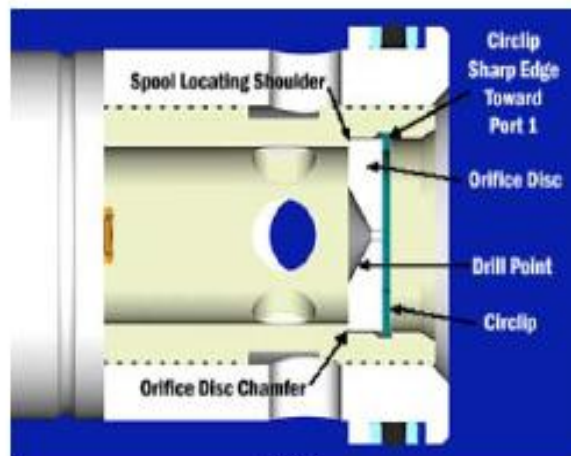


Figure 1.

CAUTION:

It is not recommended that Flow Fuses, models FQ^{xx}, be modified or orifices changed. Flow fuses are used in safety critical circuits. It is obligatory that flow fuses are actually flow tested to verify correct shutoff or "trip" flow.

Factory built FR^{xx} products (priority flow control valves) have orifices selected for proper flow with bypass pressure 1000 psi/70 bar higher than the priority pressure. When changing orifices for different flows, be aware that if priority pressure is above bypass pressure, significant deviation from the flow setting obtained from the orifice charts may occur.

1600 West University Parkway, Sarasota, Florida 34243 * Tel: 941-382-1200 * Fax: 941-366-4487

www.sunhydraulics.com

Anexo J. Válvula de Seguridad Venteable RAH101V de PARKER

Catalog HY15-3501/US
Technical Information

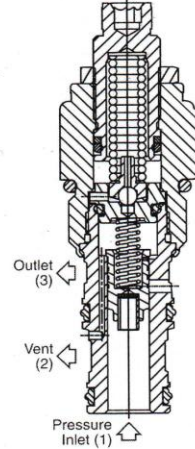
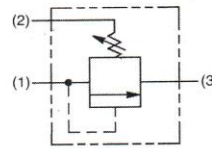
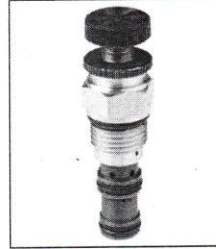
Venteable Pilot Operated Relief Valve
Series RAH101V

General Description

Venteable Pilot Operated Spool-Type Relief Valve. This valve controls pressure via the internal spring chamber or via an external vent line. For addition information see Technical Tips on pages PC1-PC6.

Features

- Low override curve
- Ball-type pilot for added stability
- High accuracy - pilot operated design
- Hardened, precision ground parts for durability
- Compact size for reduced space requirements
- All external parts have yellow zinc dichromate. This coating is ideal for salt spray applications.

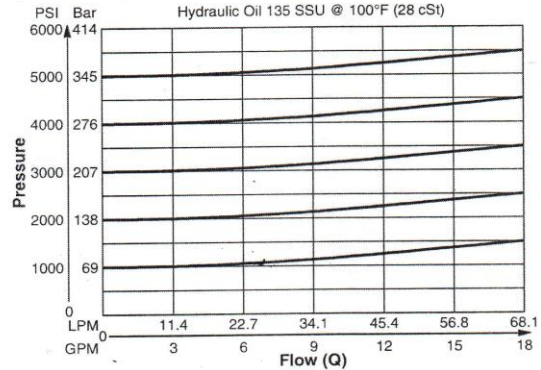


Specifications

Rated Flow	68 LPM (18 GPM)
Maximum Inlet Pressure	380 Bar (5500 PSI)
Maximum Pressure Setting	350 Bar (5000 PSI)
Maximum Tank Pressure	350 Bar (5000 PSI)
Reseat Pressure	80% of crack pressure
Leakage at 150 SSU (32 cSt)	82 cc/min. (5 cu. in./min.) @ 75% of crack pressure
Cartridge Material	All parts steel. All operating parts hardened steel.
Operating Temp. Range/Seals	-45°C to +93.3°C ("D"-Ring) (-50°F to +200°F) -31.7°C to +121.1°C (Fluorocarbon) (-25°F to +250°F)
Fluid Compatibility/Viscosity	Mineral-based or synthetic with lubricating properties at viscosities of 45 to 2000 SSU (6 to 420 cSt)
Filtration	ISO Code 16/13, SAE Class 4 or better
Approx. Weight	.23 kg (.50 lbs.)
Cavity	C10-3 (See BC Section for more details)
Form Tool	Rougher NFT10-3R Finisher NFT10-3F

Performance Curves

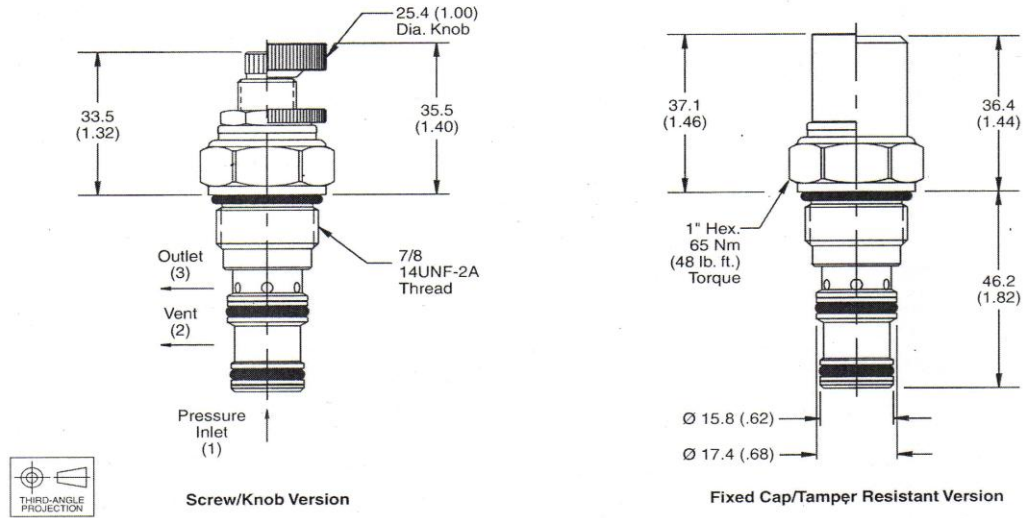
Flow vs. Inlet Pressure
 (Pressure rise through cartridge only)



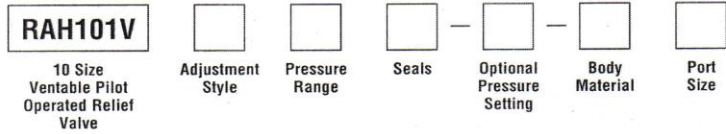
PC39

Parker Hannifin Corporation
 Hydraulic Cartridge Systems

Dimensions Millimeters (Inches)



Ordering Information



Code	Adjustment Style / Kit No.
F	Fixed style, preset at factory.
K	Knob Adjust (717784-10)
S	Screw Adjust
T	Tamper Resistant Cap (717785)

Code	Seals / Kit No.
Omit	"D"-Ring / (SK10-3)
N	Nitrile / (SK10-3N)
V	Fluorocarbon / (SK10-3V)

Code	Body Material
Omit	Steel
A	Aluminum

Code	Pressure Range
10	6.9 - 69 Bar (100 - 1000 PSI) Standard Setting: 34.5 Bar (500 PSI) @ 11.3 LPM (3 GPM)
20	13.8 - 138 Bar (200 - 2000 PSI) Standard Setting: 69 Bar (1000 PSI) @ 11.3 LPM (3 GPM)
30	20.7 - 207 Bar (300 - 3000 PSI) Standard Setting: 103.5 Bar (1500 PSI) @ 11.3 LPM (3 GPM)
50	34.5 - 345 Bar (500 - 5000 PSI) Standard Setting: 172.4 Bar (2500 PSI) @ 11.3 LPM (3 GPM)

Optional Pressure Setting
Pressure + 10 i.e. 235 = 2350 PSI (Omit if standard setting is used) Setting Range: 100 to 5000 PSI All settings at 11.3 LPM (3 GPM)

Code	Port Size	Body Part No.
Omit	Cartridge Only	
4P	1/4" NPTF	(B10-3-*4P)
6P	3/8" NPTF	(B10-3-*6P)
8P	1/2" NPTF	(B10-3-*8P)
6T	SAE-6	(B10-3-*6T)
8T	SAE-8	(B10-3-*8T)
4B	1/4" BSPG	(B10-3-4B)†
6B	3/8" BSPG	(B10-3-6B)†
8B	1/2" BSPG	(B10-3-*8B)

* Add "A" for aluminum, omit for steel.
 † Steel body only.



Anexo K. Detalles para cavidad 10 Size, 3-Way de PARKER.

Catalog HY15-3501/US
 Technical Information

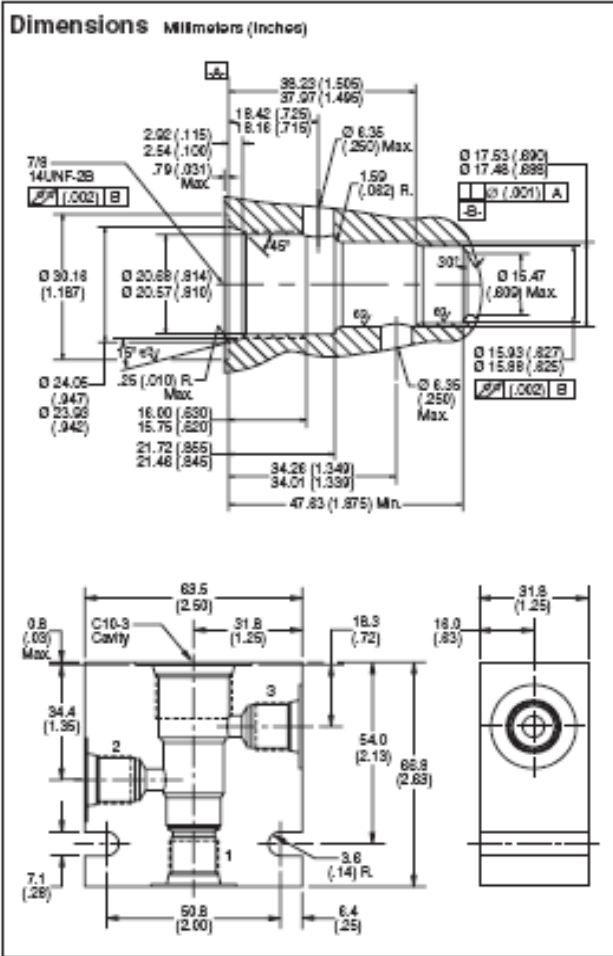
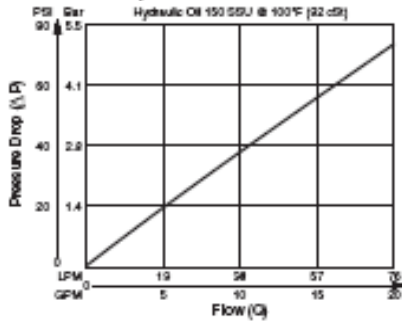
Standard Bodies and Cavities
 10 Size, 3-Way

Valve/Cavity Compatibility

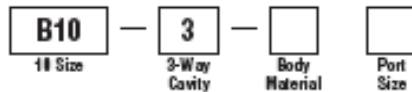
For additional information see Technical Tips on pages BC1-BC6.

		VALVE				
		Wilmer's Circle	Parker	Waterman	FPS	CEC
CAVITY	Wilmer's Circle	X	X	X	X	X
	Parker	X	X	X	X	X
	Waterman	X	X	X	X	X
	FPS	X	X	X	X	X
	CEC	X	X	X	X	X

Performance Curve Pressure Drop vs. Flow



Ordering Information



Code	Body Material	Code	Port Size
Omit	Steel	4P	1/4" NPTF
A	Aluminum	6P	3/8" NPTF
		8P	1/2" NPTF
		6T	SAE - 6
		8T	SAE - 8
		6BT	3/8" BSPG
		8B	1/2" BSPG

† Steel body only.

Form Tool: Rougher NFT10-3R
 Finisher NFT10-3F
 Weight: .77 kg (1.7 lbs.)



BC15

Parker Hannifin Corporation
 Hydraulic Cartridge Systems

Anexo L. Válvula Direccional Operada por Solenoide GS02 77

Catalog HY15-3501/US
Technical Information

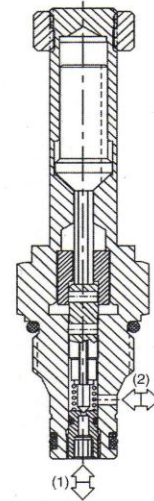
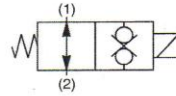
Bi-Directional Poppet Type, 2-Way Valve
Series GS02 77/78

General Description

2-Way, 2 Position, Normally Open Poppet Valve.
 Bi-Directional Direct Acting. For additional information see Technical Tips on pages SV1-SV6.

Features

- Fast Response
- One piece cartridge housing ensures internal concentricity
- Coil: Waterproof, hermetically sealed, requires no O'Rings; Coil is interchangeable with 04 and 06 series poppet valves; Symmetrical coil can be reversed without affecting performance.
- All external parts zinc plated

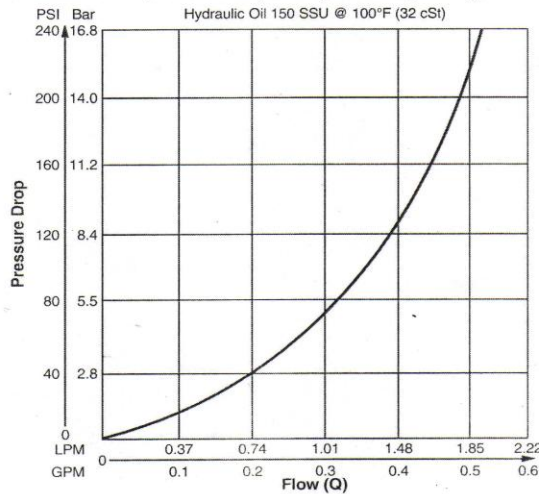


Specifications

Rated Flow (At 70 PSI ΔP)	1 LPM (0.26 GPM)
Maximum Inlet Pressure	210 Bar (3000 PSI)
Leakage at 150 SSU (32 cSt)	77 5 drops/min. (.33 cc/min.) 78 Zero Drops Soft (Delrin) Seat
Minimum Operating Voltage	85% of rated voltage at 20°C (72°F).
Response Time	Open 10 ms Close 10 ms
Cartridge Material	All parts steel. All operating parts hardened steel.
Operating Temp. Range/Seals	-40°C to +93.3°C (Nitrile) (-40°F to +200°F) -31.7°C to +121.1°C (Fluorocarbon) (-25°F to +250°F)
Fluid Compatibility/Viscosity	Mineral-based or synthetic with lubricating properties at viscosities of 45 to 2000 SSU (6 to 420 cSt)
Filtration	ISO Code 16/13, SAE Class 4 or better
Approx. Weight	.14 kg (.31 lbs.)
Cavity	C08-2 (See BC Section for more details)

Performance Curve

Pressure Drop vs. Flow (Through cartridge only)

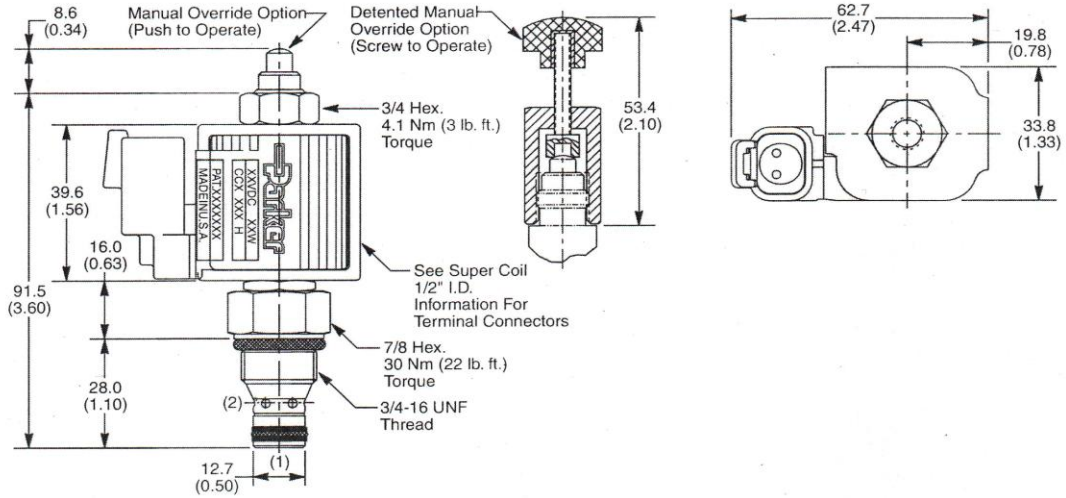


SV57

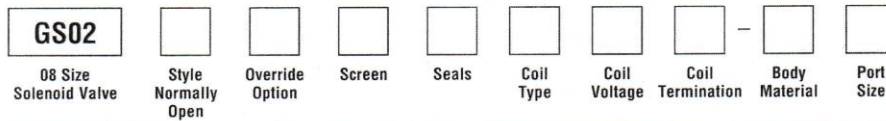
Parker Hannifin Corporation
 Hydraulic Cartridge Systems

Technical Information

Dimensions Millimeters (Inches)



Ordering Information



Code	Style
77	Standard ('SP' Coil)
78	Zero Drops ('SP' Coil)

Code	Seals / Kit No.
N	Nitrile / Buna-N (Std.) (SK30088N-1)
V	Fluorocarbon / (SK30088V-1)

Code	Coil Termination
Omit	Without Coil
C	Conduit With Leads
D	DIN Plug Face
A	Amp Jr. Timer*
S	Dual Spade*
W	Dual Screw*
L	Dual Lead Wire*
H	Molded Deutsch*

Code	Body Material
Omit	Steel
A	Aluminum

Code	Override Options
0	None
1	Manual Override
2	Detented Part No. 900690

Code	Coil Type
Omit	Without Coil
SP	Super Coil - 19 Watts

Code	Port Size	Body Part No.
Omit	Cartridge Only	
6T	SAE-6	(B08-2-*6T)
6B	3/8" BSPG	(B08-2-*6B)

Code	Screen
0	None
1	60 Mesh Screen

Code	Coil Voltage
Omit	Without Coil
D012	12 VDC
D024	24 VDC
A120	120 VAC, 60/50 Hz
A240	240 VAC, 60/50 Hz*

*22 Watts

See Super Coil 1/2" I.D.
*DC Only

* Add "A" for aluminum, omit for steel.



Anexo M. Detalles para cavidad 08 Size, 2-Way de PARKER.

Catlog HY15-3501/US
Technical Information

Standard Bodies and Cavities
08 Size, 2-Way

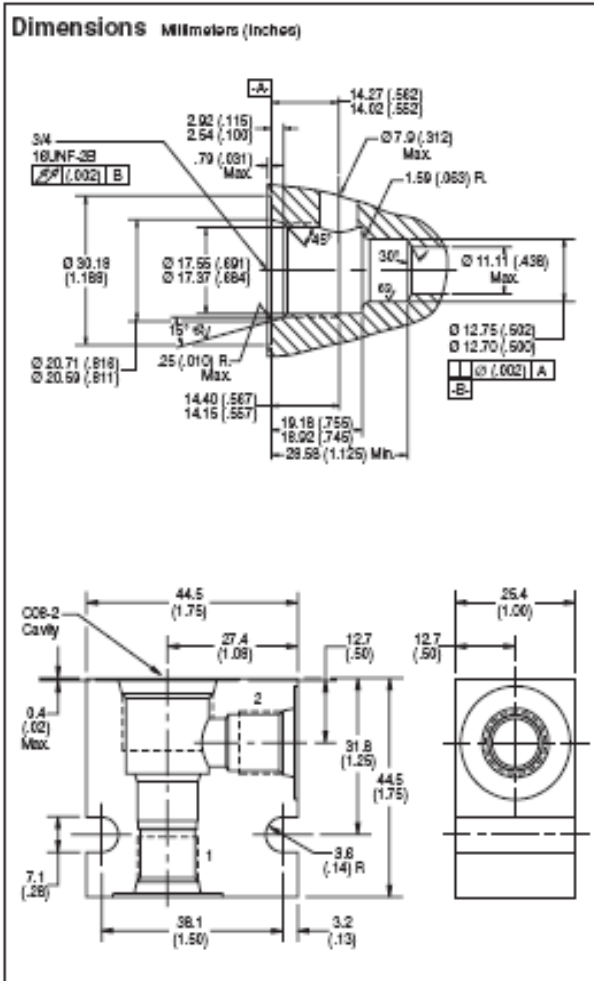
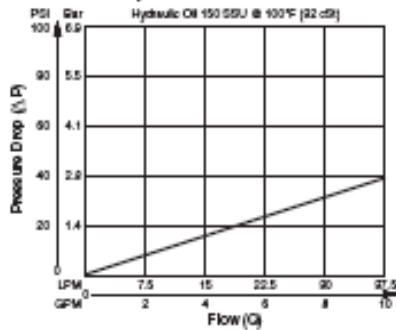
Valve/Cavity Compatibility

For additional information see Technical Tips on pages BC1-BC6.

CAVITY	VALVE				
	Winner's Circle	Parker	Waterman	FPS	CEC
Winner's Circle	X	X	X	X	X
Parker	X	X	X	X	X
Waterman	X	X	X	X	X
FPS	X	X	X	X	X
CEC	X	X	X	X	X

Performance Curve

Pressure Drop vs. Flow



Ordering Information



Code	Body Material
Omit	Steel
A	Aluminum

Code	Port Size
4P	1/4" NPTF
6P	3/8" NPTF
4T	SAE - 4
6T	SAE - 6
6B	3/8" BSPG

Form Tool: Rougher None
 Finisher NFT08-2F
 Weight: .11 kg (.25 lbs.)

Anexo N. Válvula de Aguja NVH081

Catalog HY15-3501/US
Technical Information

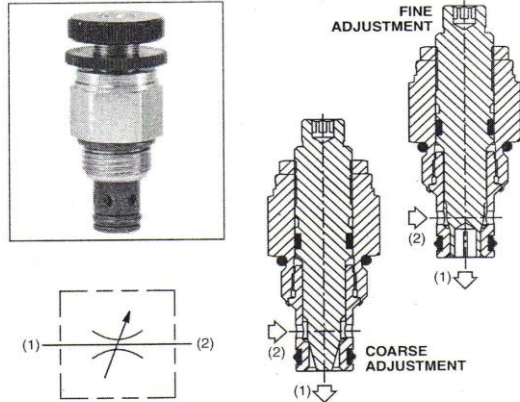
Needle Valve
Series NVH081

General Description

Cartridge Style Needle Valve.
 For additional information see
 Technical Tips on pages FC1-FC4.

Features

- Hardened, precision ground parts for durability
- Compact size for reduced space requirements
- Fine adjustment needle option available for precise adjustment
- Polyurethane "D"-Ring eliminates backup rings and prevents hydrolysis
- Valve meters flow in either direction, but (2 to 1) is the preferred direction for lowest leakage at shut off
- All external parts zinc plated

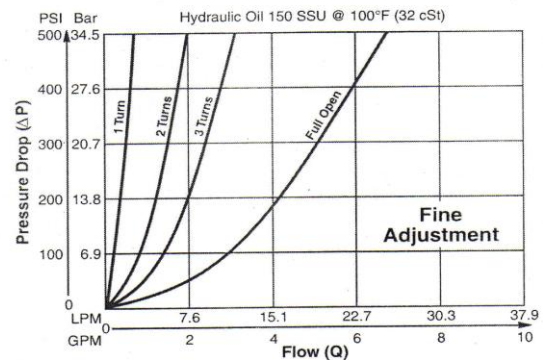
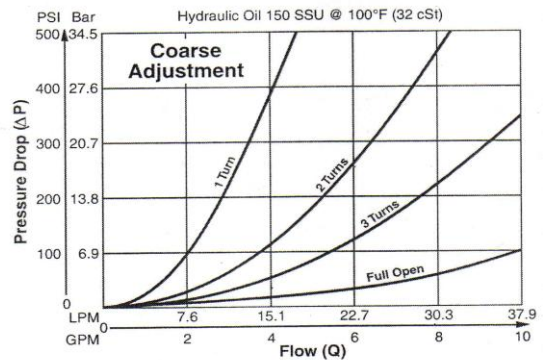


Specifications

Rated Flow	Fixed 37.9 LPM (10 GPM) Adjusted
Maximum Inlet Pressure	380 Bar (5500 PSI)
Cartridge Material	All parts steel. All operating parts hardened steel.
Operating Temp. Range/Seals	-45°C to +93.3°C ("D"-Ring) (-50°F to +200°F) -31.7°C to +121.1°C (Fluorocarbon) (-25°F to +250°F)
Fluid Compatibility/Viscosity	Mineral-based or synthetic with lubricating properties at viscosities of 45 to 2000 SSU (6 to 420 cSt)
Filtration	ISO Code 16/13, SAE Class 4 or better
Approx. Weight	.10 kg (.20 lbs.)
Cavity	No. C08-2 (See BC Section for more details)
Form Tool	Rougher None Finisher NFT08-2F

Performance Curves

Flow vs. Inlet Pressure (Through cartridge only)



FC7

Parker Hannifin Corporation
 Hydraulic Cartridge Systems

Anexo O. Propiedades Duraluminio Compañía General de Aceros.

DURALUMINIO

Composición Química

Análisis típico en %	Zn	Mg	Cu
	6.0	2.4	1.6

PROPIEDADES DE ALEACION

Propiedades mecánicas	Espesor en mm	Valores Mínimos			Valores Típicos			
		Rm Mpa	Rp 0.2 Mpa	A %	Rm Mpa	Rp 0.2 Mpa	A %	HB
Los valores indicados en la tabla se han medido a ¼ de espesor	25 ≤ A ≤ 76.2	560	510	5	590	540	10	190
	76.2 < A ≤ 127	550	500	4	580	530	6	185
	127 < A ≤ 152.4	540	490	2.5	570	520	4	185
	152.4 < A ≤ 203.2	525	480	1	555	510	2	180
	203.2 < A ≤ 254	505	460	1	535	490	1.5	180
	254 < A ≤ 305	470	435	0.5	510	470	1.5	175

*Nota: los valores indicados en la tabla se han medido de ¼ de espesor

PROPIEDADES FISICAS

Propiedades Físicas	
Peso específico Kg/dm ³	2.83
Dilatación térmica entre (0-100°C)	23.7 10 ⁻⁶ /°C
Conductividad térmica (0-100°C)	153 (W/m°C)
Calor específico(0-100°C)	857 J/kg °C
Módulo de elasticidad	73.000 MPa
Módulo de compresión	73.000 MPa
Coefficiente de "Poisson"	0.33
Intervalo de fusión	475 – 630 °C

Anexo P. Tabla de Propiedades Duraluminio ANSYS Workbench.

Aluminum Alloy

[-] Structural Add/Remove Properties

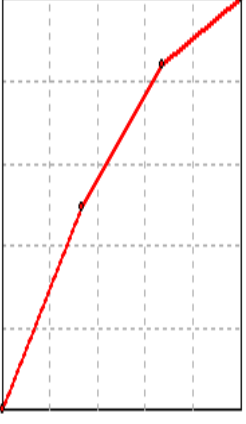
<input type="checkbox"/> Young's Modulus	7,1e+010 Pa	
<input type="checkbox"/> Poisson's Ratio	0,33	
<input type="checkbox"/> Density	2770, kg/m³	
<input type="checkbox"/> Thermal Expansion	2,3e-005 1/°C	
<input type="checkbox"/> Alternating Stress		
<input type="checkbox"/> Tensile Yield Strength	2,8e+008 Pa	
<input type="checkbox"/> Compressive Yield Strength	2,8e+008 Pa	
<input type="checkbox"/> Tensile Ultimate Strength	3,1e+008 Pa	
<input type="checkbox"/> Compressive Ultimate Strength	0, Pa	

[-] Thermal Add/Remove Properties

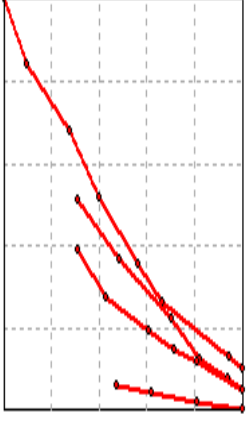
<input type="checkbox"/> Thermal Conductivity	
<input type="checkbox"/> Specific Heat	875, J/kg·°C

[-] Electromagnetics Add/Remove Properties

<input type="checkbox"/> Relative Permeability	1,
<input type="checkbox"/> Resistivity	5,7e-008 Ohm·m



Thermal Conductivity



Alternating Stress



Shell Tellus T

Aceite hidráulico multigrado

Shell Tellus T es un aceite hidráulico premium antidesgaste que incorpora un aditivo especial mejorador de índice de viscosidad para mejorar sus características de viscosidad / temperatura.

Aplicaciones

- Sistemas hidráulicos y de transmisión de potencia sometidos a amplias variaciones de temperatura o donde se requiere pequeños cambios de viscosidad ante temperaturas fluctuantes.

Algunos sistemas hidráulicos críticos solamente pueden tolerar pequeñas variaciones de viscosidad con fluctuaciones de temperatura si se deben mantener la eficiencia y la capacidad de respuesta. Los aceites hidráulicos, tales como el Shell Tellus T, que presentan características de viscosidad de un aceite multigrado, puede emplearse de manera ventajosa en estas circunstancias.

Características de Rendimiento

- **Muy pequeña variación de viscosidad con temperatura**

Su tecnología especial de índice de viscosidad minimiza la variación de la viscosidad del aceite con cambios de temperatura y brinda una buena bombeabilidad en condiciones muy frías. Estas características son particularmente beneficiosas en aplicaciones hidráulicas sometidas a temperaturas extremas.

- **Alta estabilidad al corte**

El mejorador de índice de viscosidad es sumamente resistente a los esfuerzos mecánicos. El mantenimiento de sus características de "mantenerse en el grado" asegura una efectiva lubricación y larga vida del aceite.

- **Notable desempeño contra el desgaste**

Los aditivos antidesgaste han demostrado ser eficaces en todas las condiciones de operación, incluyendo situaciones de servicio pesado con altas cargas.

- **Excelente filtrabilidad**

Mínima tendencia a causar obstrucción de filtros en presencia de contaminantes como agua o calcio.

- **Resistente a la oxidación**

Evita la formación de productos ácidos y lodos, incluso a altas temperaturas de operación.

- **Protección contra la corrosión**

Poderosos inhibidores brindan una protección prolongada contra la corrosión de metales ferrosos y no ferrosos.

- **Rápida liberación de aire y propiedades contra la formación de espuma**

Libera el aire fácilmente sin producir una cantidad excesiva de espuma.

Especificaciones de Rendimiento

- Los aceites Shell Tellus T han sido probados en bombas Poclairn, sumergiendo sus componentes de bronce en el lubricante por 24 horas sin que se vean afectados.
- Cumplen con las especificaciones de MIRA y Harnischfeger.
- Shell Tellus T 46 excede los requerimientos de la Sociedad Sueca de Ingenieros Mecánicos (SMR).
- Shell Tellus T 37 satisface las especificaciones MIL-H-24459, Vickers I-286-S, M-2952-S.

Compatibilidad

La tecnología de aditivos antidesgaste empleada en los aceites Shell Tellus T se basa en zinc el cual, si bien es ideal para la mayoría de bombas hidráulicas, no debe emplearse en diseños antiguos que contienen componentes bañados en plata. Los aceites Shell Tellus T se deben emplear en dichas aplicaciones.

Compatibilidad con Sellos y Pinturas

Los aceites Shell Tellus T son compatibles con todos los materiales de sellos y pinturas normalmente especificados para usarse con aceites minerales.

Salud y Seguridad

Los aceites Shell Tellus T no presentan ningún riesgo significativo para la salud o la seguridad cuando se usan apropiadamente en la aplicación recomendada y se mantienen buenos estándares de higiene industrial y personal.

Evite el contacto con la piel. Use guantes con el aceite usado. Tras un contacto con la piel, lavar inmediatamente con agua y jabón.

Características Físicas Típicas

Shell Tellus	T15	T22	T37	T46	T68	T100
Clase de Aceite ISO	HV	HV	HV	HV	HV	HV
Grado de Viscosidad ISO	15	22		46	68	100
Viscosidad Cinemática @ 40°C cSt 100°C cSt (IP 71)	15 3.8	22 4.9	37 6.9	46 9.0	68 11.0	100 15.5
Índice de Viscosidad (IP 226)	150	150	150	150	150	150
Densidad @ 15°Ckg/l (IP 365)	0.872	0.870	0.872	0.874	0.875	0.877
Punto de Inflamación °C (Pensky-Martens Closed Cup) (IP 34)	150	150	185	180	185	190
Punto de Fluidez °C (IP 15)	-42	-40	-39	-39	-36	-30

Anexo R. Registro Fotográfico.

Centro de mecanizado Industrias TANUZI



Torno convencional Industrias Tanuzi



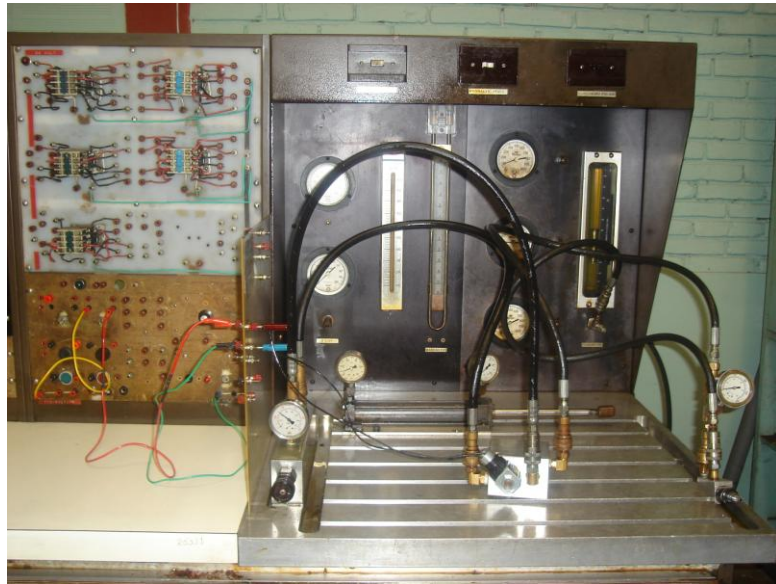
Válvulas de cartucho



Manifold



Banco de pruebas (flujometro)



Anexo S. Planos del manifold

Ver archivo anexo S