

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MANIFOLD DE CONTROL PARA LA  
PLATAFORMA EN VOLADIZO DEL LABORATORIO DE SISTEMAS  
OLEONEUMÁTICOS (POTENCIA FLUIDA)**

**ARMANDO MORENO JOYA  
CARLOS RAÚL DÍAZ ORTEGA**

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

**2010**

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MANIFOLD DE CONTROL PARA LA  
PLATAFORMA EN VOLADIZO DEL LABORATORIO DE SISTEMAS  
OLEONEUMÁTICOS (POTENCIA FLUIDA)**

**ARMANDO MORENO JOYA  
CARLOS RAÚL DÍAZ ORTEGA**

**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, PORFIRIO y MARIELA, por haberme brindado siempre su apoyo incondicional en todo momento de mi vida.*

*A mis hermanos por su ayuda y comprensión en especial miS hermanoS DIEGO ANDRES, EDGAR Y LUIS HERNANDO.*

*A miS HERMANAS ANDREA LILIANA Y NUBIA NELLY por su disposición DE ayudarmeN en todo momento.*

*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.*

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

**ARMANDO MORENO JOYA**

## **DEDICATORIA**

*A mis padres, Hernando y Miriam, por haberme brindado siempre su apoyo incondicional en todo momento de mi vida.*

*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.*

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

**CARLOS RAUL DIAZ ORTEGA**

## **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 DIEGO RICO Y FREDDY JARA por su gran colaboración y respaldo en la ejecución de esta tarea.

CRISTIAN ADRIAN MENESES Y LUIS CARLOS MATEUS por su aporte en la realización del proyecto.

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

	<b>PÁG.</b>
INTRODUCCIÓN	23
1. OBJETIVOS	25
1.1 OBJETIVO GENERAL	25
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	25
2. CONTROL DE PRESIÓN	27
2.1 VÁLVULA DE FRENADO	28
2.1.1 EN QUÉ CONSISTE UNA VÁLVULA DE FRENADO:	29
2.1.2. COMO FUNCIONA UNA VÁLVULA DE FRENADO:	29
2.2. VÁLVULAS DE FRENADO EN UN CIRCUITO	29
2.3. VÁLVULAS DE SEGURIDAD	30
2.3.1 VÁLVULA DE SEGURIDAD DE ACCIÓN DIRECTA.	30
2.3.2. VÁLVULA DE SEGURIDAD COMPUESTA O PILOTADA.	32
3. CONTROLES DIRECCIONALES	34
3.1 CENTRO TANDEM	34
3.2 PUNTO FLOTANTE	34
4. VÁLVULAS DE CARTUCHO	35
4.1. VÁLVULAS DE CARTUCHO PARA ROSCAR COMO CONTROLES DE DIRECCIÓN	35
4.2 VALVULAS DE CARTUCHO PARA ROSCAR COMO CONTROLES DE PRESIÓN	36
4.3. VÁLVULAS SELECTORAS TIPO CARTUCHO	36

5. MANIFOLD	37
5.1 ESTUDIO DE LA APLICACIÓN	37
5.1.1 MONTAJE DEL CIRCUITO.	39
5.1.2 FUNCIONAMIENTO DEL CIRCUITO DE CONTROL DE CONTRABALANCEO.	40
5.2 SELECCIÓN DE LOS CARTUCHOS	41
5.2.1 VÁLVULA DE FRENADO CON ANTIRRETORNO INCLUIDA..	41
5.2.2 VÁLVULA OR.	43
5.3 CONSIDERACIONES PAR LAS CONEXIONES ENTRE LAS VÁLVULAS	45
5.4 CONEXIONES INTERNAS EN EL MANIFOLD	46
5.5 SELECCIÓN DEL MATERIAL PARA EL MANIFOLD	55
5.6 DISEÑO DEL MANIFOLD	56
5.6.1 DISEÑO ASISTIDO POR COMPUTADOR (CAD).	56
5.6.2 CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD.	59
5.6.2.1 ANÁLISIS DE PUNTOS CRÍTICOS.	60
5.6.3 DETERMINACIÓN DEL RÉGIMEN DE FLUJO.	67
5.6.3.1. CAÍDA DE PRESIÓN TOTAL.	70
5.7 SIMULACIÓN ESTRUCTURAL DEL MANIFOLD (CAE)	86
5.7.1 ANÁLISIS PRELIMINAR.	86
5.7.2 ANÁLISIS DE ESFUERZOS Y FACTOR DE SEGURIDAD.	89
5.8 ANÁLISIS DE FLUJO INTERNO (CAE)	95
6. PRUEBAS Y RESULTADOS OBTENIDOS	101
6.1 MONTAJE DEL SISTEMA HIDRAULICO	101
7. PRUEBAS	109
7.1 SUBIDA EN PARALELO	109
7.2 BAJADA EN PARALELO	111
7.3 SUBIENDO EN SERIE (CON POCA CARGA)	113
7.4 BAJANDO EN SERIE	116

7.5. CARACTERIZACIÓN DEL MANIFOLD PARA CONTRABALANCE	118
8. COSTO DEL PROYECTO	119
9. CONCLUSIONES Y OBSERVACIONES	120
BIBLIOGRAFÍA	122
ANEXOS	124

## LISTA DE FIGURAS

	<b>PÁG.</b>
Figura 2.1 Válvula de frenado en circuito hidráulico. Fuente: manual de oleohidráulica Industrial Parker	30
Figura 2.2. Válvula de seguridad de mando directo regulable	31
Figura 2.3. Válvula de seguridad pilotada regulable	33
Figura 2.4. Válvula de seguridad pilotada descargando a tanque	33
Figura 4.1. Válvula selectora OR tecnología cartucho.	36
Figura 5.1. Esquema del manifold.	38
Figura 5.2. Circuito esquemático del montaje.	39
Figura 5.3. Válvula de frenado con antirretorno incluida. CBDA-LHN	42
Figura 5.4. Esquema de montaje de la válvula de frenado CBDA-LHN en el bloque.	42
Figura 5.5. Esquema de montaje de la válvula OR CSAA-EXN en el bloque.	44
Figura. 5.6 Planos acotados conexiones internas	46
Figura 5.7. Planos acotados 2	47
Figura 5.8. Conexión puerto de suministro de presión a puerto P de CETOP 3	48
Figura 5.9. Conexión puerto A de CETOP 3 con puerto 2 de cartucho de frenado y puerto 1 de cartucho OR.	49
Figura 5.10. Conexión puerto 2 de cartucho de frenado con puerto A de válvula direccional CETOP 5 y salida a motor.	50
Figura 5.11. Conexión puerto T de CETOP 5 a motor	51
Figura 5.12. Conexión puerto P de CETOP 5 a motor	52
Figura 5.13. Conexión puerto B de CETOP 5 con motor, puerto 3 de cartucho de frenado, puerto 2 de Or y puerto B de válvula direccional CETOP	53
Figura 5.14. Conexión puerto T de válvula direccional CETOP 3 a tanque.	54

Figura 5.15. Vista fantasma del manifold	57
Figura 5.16. Distribución de las válvulas en el manifold	58
Figura 5.17. Vista explosiva del conjunto.	59
Figura 5.18. Cilindro de pared gruesa	61
Figura 5.19. Punto crítico 1 ubicado en el puerto piloto del cartucho de frenado.	62
Figura 5.20. Punto crítico 2 ubicado en el puerto 2 del cartucho de frenado	64
Figura 5.21. Punto crítico 3 ubicado en la salida del puerto P de la valvula direccional CETOP 5 a motor.	66
Figura 5.22. Circuitos posiciones críticas, serie y paralelo bajando.	69
Figura 5.23. Circuito detallado de posición más crítica de flujo, bajando en serie.	71
Figura 5.24. Sección 1	72
Figura 5.25. Sección 2	73
Figura 5.26 Sección 3	74
Figura 5.27. Sección 4	75
Figura 5.28 Sección 5	76
Figura 5.29. Sección 6	77
Figura 5.30. Sección 7	78
Figura 5.31. Sección 8	80
Figura 5.32. Sección 9	81
Figura 5.33. Sección 10	82
Figura 5.34. Sección 11	83
Figura 5.35. Sección 12	84
Figura 5.36. Enmallado del manifold	87
Figura 5.37 Condiciones de carga sobre el manifold.	88
Figura 5.38 Presion aplicada al manifold.	89
Figura 5.39 Análisis de esfuerzos sobre el manifold	90
Figura 5.40 Corte de ubicación maximo esfuerzo aplicado sobre el manifold	91
Figura. 5.41. Esfuerzos equivalentes máximos locativos	93
Figura 5.42. Factor de seguridad en el manifold	94

Figura 5.43. Corte de ubicación de mínimo factor de seguridad	94
Figura 5.44. Vista isométrica con lids para simulación de flujo	96
Figura 5.45. Conexiones internas para simulación de flujo	97
Figura. 5.46. Cut plot de distribución de velocidades de suministro de presión a puerto P de CETOP 3.	98
Figura. 5.47. Cut plot de distribución de velocidades de puerto A y B de CETOP 3.	98
Figura 5.48. Cut plot de distribución de velocidades de puerto A de CETOP 3 a puerto 2 de cartucho de frenado.	99
Figura 5.49. Líneas de corriente	100
Figura 6.1. Válvula direccional CETOP 5 de dos posiciones cuatro vías centro tándem accionada por solenoide marca ATOS.	102
Figura 6.2. Válvula direccional CETOP 3 de tres posiciones cuatro vías centro punto flotante accionada por solenoide marca PARKER.	102
Figura 6.3. Válvulas tipo cartucho de frenado y OR SUN HYDRAULICS	103
Figura 6.4. Racores ½ in NPT a ¾ in y tapones DE ¼ Y ½ NPT	104
Figura. 6.5. Conjunto manifold.	104
Figura. 6.6. Manifold instalado	105
Figura 6.7. Manifold instalado con conexiones eléctricas	105
Figura 6.8. Vista lateral de montaje.	106
Figura 6.9. Plataforma	107
Figura 6.10. Panel de control	108
Figura 7.1. Accionamiento de subida en paralelo	110
Figura 7.2. Registro de manómetros subiendo en paralelo	110
Figura 7.3. Accionamiento de bajada en paralelo	111
Figura 7.4. Registro manómetros bajando en paralelo	112
Figura 7.5. Carga subida en serie	113
Figura 7.6. Accionamiento de subida en serie	114

Figura 7.7. Registro de manómetros subiendo en serie	115
Figura 7.8. Accionamiento bajando en serie	116
Figura 7.9. Registro de manómetros bajando en serie	117

## LISTA DE TABLAS

	<b>PÁG.</b>
Tabla 1. Válvulas de control de presión y su aplicación	28
Tabla 2. Características cartucho CBDA-LHN	43
Tabla 3. Características cartucho CSAA-EXN	44
Tabla 4. Propiedades de utilización	55
Tabla 5. Detalles de esfuerzos equivalentes	91
Tabla 6. Detalles del factor de seguridad	95
Tabla 7. Registro de manómetros subiendo en paralelo	110
Tabla 8. Registro de manómetros bajando en paralelo	112
Tabla 9. Registro de manómetros subiendo en serie	114
Tabla 10. Registro de manómetros bajando en serie	116
Tabla 11. Caída de presión para cada configuración	118
Tabla 12. Costos	119
Tabla 13. Ahorro con respecto al valor en la industria	121

## LISTA DE ANEXOS

	<b>PÁG.</b>
ANEXO A. VÁLVULA DE FRENADO CBDA-LHN SUN HYDRAULICS CORP..	125
ANEXO B. CAVIDADES VÁLVULA DE FRENADO CBDA-LHN SUN HYDRAULICS CORP..	127
ANEXO C. VÁLVULA OR CSAA-EXN SUN HYDRAULICS CORP..	128
ANEXO D. CAVIDADES VÁLVULA DE OR CSAA-EXN SUN HYDRAULICS CORP.	130
ANEXO E. VÁLVULA REGULADORA DE CAUDAL	131
ANEXO F. VÁLVULA DIRECCIONAL CETOP 5	134
ANEXO G. TABLA DE PROPIEDADES DURALUMINIO ANSYS WORKBENCH.	137
ANEXO H. ACEITE HIDRÁULICO SHELL TELLUS T	139
ANEXO I. REGISTRO FOTOGRÁFICO.	141
ANEXO J. TECNOLOGIA DE CARTUCHOS SUN HYDRAULICS	143

## 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.

**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, uniéndolo a un tanque a través del orificio de descarga y manteniendo la presión de venteo en la línea (*venting*).

**SUMINISTRO PILOTO:** la válvula está diseñada para recibir señales piloto procedentes del suministro interno de presión o de un suministro externo, conectado en la conexión piloto externo.

**DRENAJE:** Es necesario especial atención para el venteo o drenaje en la cámara en la cual actúa el resorte del vástago principal de la válvula by-pass o secuencia.

## RESUMEN

### **DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MANIFOLD DE CONTROL PARA LA PLATAFORMA EN VOLADIZO DEL LABORATORIO DE SISTEMAS OLEONEUMÁTICOS (POTENCIA FLUIDA)\***

#### **AUTORES:**

Armando Moreno Joya  
Carlos Raúl Díaz Ortega \*\*

#### **PALABRAS CLAVES:**

Manifold, válvula de frenado, válvula divisora de caudal, cartucho para roscar, compensación.

#### **DESCRIPCIÓN:**

El objetivo de este proyecto de grado es el diseño y construcción un manifold para el control de dos motores hidráulicos en serie y paralelo con contrabalance incluido utilizada para evitar que la carga se acelere.

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 motores en serie y paralelo.

Una de las razones por la que se realizó este proyecto es optimizar los controles del laboratorio, específicamente relacionado con la fabricación de un manifold para controlar dos motores hidráulicos en serie y paralelo. 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 punta.

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 los motores hidráulicos y de la plataforma del laboratorio de sistemas oleoneumáticos de la escuela de ingeniería mecánica, válvula de seguridad ajustable, dos válvulas direccionales y cartuchos de frenado y OR, manómetros, racores, mangueras y el respectivo manifold, entre otros. Estos elementos conforman el sistema de control hidráulico.

---

\* Proyecto de grado

\*\* Facultad de Ingenierías Físico-mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Director Abel Parada Corrales

## ABSTRACT

### DESIGN AND CONSTRUCTION OF A MANIFOLD OF CONTROL FOR CANTILEVER PLATFORM OF THE AIR-HIDRAULIC SYSTEM LABORATORY (FLUID POWER)

#### AUTHORS:

Armando Moreno Joya  
Carlos Raúl Díaz Ortega \*\*

#### KEYWORDS:

Manifold, load control valve, cartridge for threading, counter balance, platform.

#### DESCRIPTION:

The objective of this graduation project is to design and build a manifold for the control of two hydraulic motors in series and parallel to counterbalance included used to prevent the load from accelerating.

This system will adapt in a laboratory bench air / oil system of the school of Mechanical Engineering, equipping the laboratory for testing an element in series And parallel engines.

One of the reasons that made this project is to optimize laboratory controls, specifically relating to the manufacture of a manifold to control hydraulic motors in series and parallel. We conducted a self-designed to reduce costs by setting an example of technology ownership.

During the design process we opted for the acquisition of screw-in cartridge valves, due to low cost compared to what it involves the construction of the valve with high quality surface finish and exacting tolerances. Features that can be obtained only with technology.

To build the split manifold design through modeling with the help of simulation tools in CAD and CAE software. As the assembly, were available hydraulic motors and the platform of air / oil systems laboratory of the school of mechanical engineering, safety valve adjustment, two directional valves and cartridge brake and OR, gauges, fittings, hoses and the respective manifold, among others. These elements comprise the hydraulic control system.

---

\* Degree Work

\*\* Physical-mechanical engineering faculty. Mechanical engineering school. Director. Abel Parada Corrales. Ingeniero Mecánico.

## 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 un manifold para el control de dos motores hidráulicos en serie y paralelo con contrabalance incluido utilizado para evitar que la carga se acelere.

En el diseño se utilizaron: una válvula direccional de 4/3 centro punto flotante CETOP 3 marca PARKER, una válvula direccional 3/2 operada por solenoide CETOP 5 de centro tándem marca ATOS, un cartucho de función OR y otro de frenado marca SUN HYDRAULICS.

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 Works, Ansys Workbench y Cosmos FlowWorks, ratificando así el correcto funcionamiento del manifold 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 nueve 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 del manifold, además de los resultados obtenidos y costos.

## **1. OBJETIVOS**

### **1.1 OBJETIVO GENERAL**

Diseñar y construir un manifold para dos válvulas direccionales y válvulas de frenado y OR para ser instalado en el circuito hidráulico del elevador de la plataforma de laboratorio de Sistemas Oleoneumáticos de la escuela de Ingeniería Mecánica y así contribuir con la misión de ésta en la formación de los estudiantes considerando sus necesidades teórico-prácticas. En este manifold se implementará la tecnología de cartuchos para roscar que permite la integración de múltiples funciones en un solo bloque consiguiendo una reducción de costos, al evitar la construcción total de los elementos que componen la válvula.

### **1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Diseñar y construir un manifold para dos válvulas direccionales y válvulas de frenado y OR, que sea funcional en lo que respecta a instalación, ajuste y mantenimiento, cumpliendo con las siguientes características.
  - Con grados de ajuste fino deslizante (H7/h6) utilizando el sistema de agujero único.
  - Buena estabilidad dimensional
- Dimensionar apropiadamente el manifold disminuyendo el tamaño al mínimo, para economizar costos y que ocupe un espacio reducido dentro del montaje.
- Emplear los criterios de presión máxima y esfuerzo en pared gruesa para el proceso de diseño con el propósito de simplificar la construcción del manifold.

- Diseñar apropiadamente los taladrados en el bloque del manifold, para facilitar y reducir costos de maquinado, además se disminuyen las pérdidas internas de presión.
- Emplear los paquetes de software CAD y CAE (Solid Works, 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 frenado con antirretorno incorporado tipo cartucho para el manejo de caudal de 40 *LPM* (0-10 GPM) con una máxima presión de entrada de 215 Bar (3075 PSI).
- Seleccionar y comprar una válvula OR tipo cartucho para el manejo de caudal 10 *LPM* (0-2.5 GPM) con una máxima presión de entrada de 350 Bar (5000PSI).
- Seleccionar y comprar una válvula direccional de 4 vías 2 posiciones, accionada por solenoide y retorno por resorte. Para manejo de caudal de 40 *LPM* (0-10 GPM) con una máxima presión 138 Bar (2000PSI).
- Utilizar válvula direccional de 4 vías 3 posiciones, centro punto flotante, accionada por solenoide y centrada por resorte. Para manejo de caudal de 30 *LPM* (0-7.92 GPM) con una máxima presión 138 Bar (2000PSI).

## 2. CONTROL DE PRESIÓN

La presión máxima de un sistema se pueda controlar mediante una válvula de control de presión normalmente cerrada. El puerto primario de la válvula se conecta a la presión del sistema, y el puerto secundario se conecta a la descarga. Cuando la presión del sistema alcanza cierto valor, previamente determinado, el conmutador de la válvula se actúa y conecta los conductos primario y secundario; de esta forma, el caudal se dirige a la descarga. Este tipo de válvula de control de presión, normalmente cerrada, se conoce como válvula de alivio.

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**

<b>VÁLVULA</b>	<b>APLICACIÓN</b>
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.

## **2.1 VÁLVULA DE FRENADO**

Una válvula de frenado es una válvula de control de presión, normalmente cerrada, operada por piloto remoto y directo simultáneamente. Generalmente, la válvula de frenado se emplea con motores hidráulicos, en reemplazo de una válvula de contrabalanceo.

### **2.1.1 En qué consiste una válvula de frenado:**

La válvula de frenado consiste de un cuerpo, conductos primario y secundario, conductos para presión piloto remota e interna, un pistón, un conmutador de émbolos, un resorte que actúa sobre el conmutador y un ajuste para el resorte.

### **2.1.2. Como funciona una válvula de frenado:**

La válvula de frenado es una válvula normalmente cerrada. Por ejemplo, si el resorte que actúa sobre el conmutador de operación directa se ajusta a 800 PSI (55 20 kPa), cuando la presión en el conducto piloto interno alcanza 800 PSI (5520 kPa), el pistón se mueve hacia arriba, empuja al conmutador, y se abre un conducto a través de la válvula. Si la presión cae, la válvula se cierra. Hasta aquí, la válvula de frenado funciona como una válvula de contrabalanceo.

El área del pistón sobre la que actúa la presión piloto interna, es mucho menor al área transversal del conmutador. Generalmente, la relación de áreas es de 8:1. Si la presión remota se conecta en la línea opuesta del motor, solamente se necesita una presión de 100 PSI (689 kPa) para abrir la válvula, ya que la parte inferior del conmutador sobre la que actúan las 100 PSI (689 kPa), es ocho veces mayor que el área del pistón.

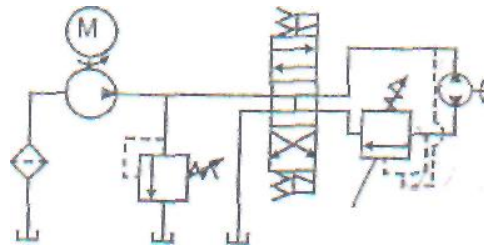
## **2.2. VÁLVULAS DE FRENADO EN UN CIRCUITO**

Si la válvula de frenado del circuito ilustrado (ver figura 2.1.) se ajusta a 800 PSI (5520 kPa), la válvula se abrirá cuando la presión en la línea de entrada del motor aumenta hasta 100 PSI (689 kPa). La presión a la entrada del motor únicamente será la necesaria para girar la carga (suponiendo que la presión necesaria sea mayor a 100 PSI (689 kPa)). Si la carga intentara desbocarse, habrá una caída de

presión en la Línea de entrada del motor. La válvula de freno se cerrara y no se abrirá hasta que se genere una contrapresión de 800 PSI (5520 kPa) para desacelerar la carga.

En resumen, una válvula de frenado es una válvula normalmente cerrada cuya operación se relaciona directamente con los requerimientos de una carga controlada por un motor.

**Figura 2.1 Válvula de frenado en circuito hidráulico. Fuente: manual de oleohidráulica Industrial Parker**



## 2.3. VÁLVULAS DE SEGURIDAD

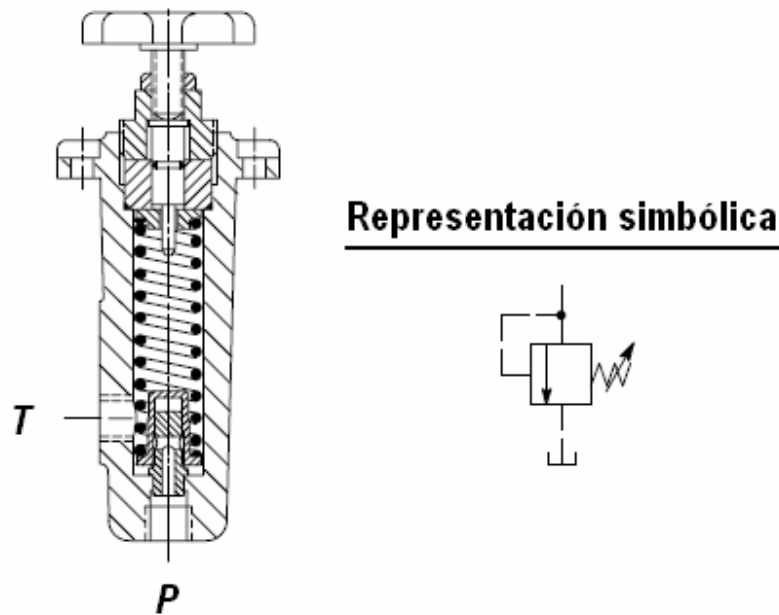
La válvula de seguridad se halla prácticamente en todos los sistemas hidráulicos, su uso es indispensable cuando se desea limitar la presión del sistema a un valor determinado. Cuando se alcanza este valor indicado la válvula de seguridad de presión actúa y conduce el caudal sobrante hacia el tanque.

### 2.3.1 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 2.2). 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 2.2. 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

### **2.3.2. 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.

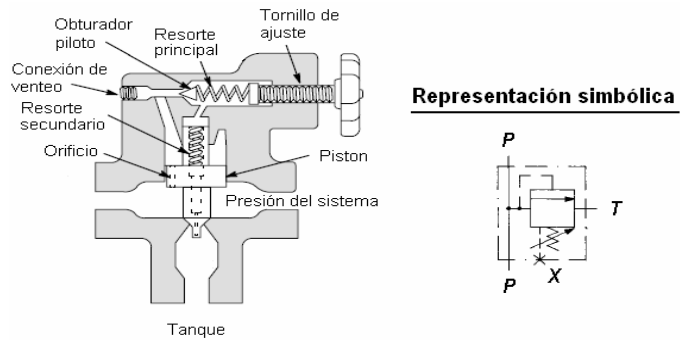
Las ventajas de este tipo de válvulas son las siguientes:

- a) La diferencia existente entre la presión de ruptura y la de alivio total es mucho menor que las válvulas de acción directa.
- b) Tiene un rango de ajuste mucho más extendido que las válvulas de acción directa.
- c) 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 2.3. 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.

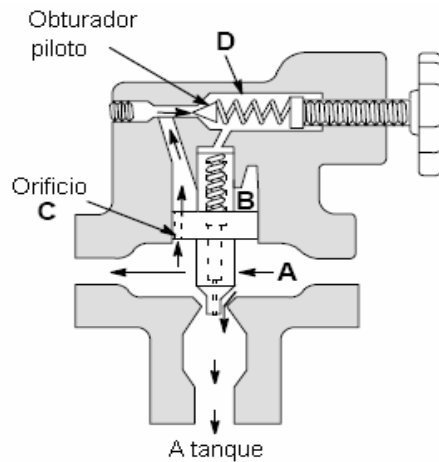
**Figura 2.3. Válvula de seguridad pilotada regulable**



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 2.4.), 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 2.4. 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. CONTROLES DIRECCIONALES**

#### **3.1 CENTRO TANDEM**

En la válvula direccional centro tándem se bloquen las conexiones de trabajo, por tanto el sistema no puede ser movido manualmente, por otro lado, las conexiones de presión y tanque, están comunicadas, lo que permite que la bomba en esta posición descargue directamente al depósito y a baja presión.

#### **3.2 PUNTO FLOTANTE**

La posición central de la válvula direccional, mantiene comunicadas las líneas de trabajo con la línea a tanque, por lo que se encuentran a baja presión, el vástago puede ser movilizado manualmente. La conexión de presión se encuentra bloqueado por lo que el aceite no tiene más alternativa que seguir al depósito a través de la válvula de seguridad, elevándose por lo tanto la presión y se dice entonces que la bomba descarga a alta presión.

## **4. 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.

Válvulas de cartucho para roscar. 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 roscas que se atornilla.

### **4.1. VÁLVULAS 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.

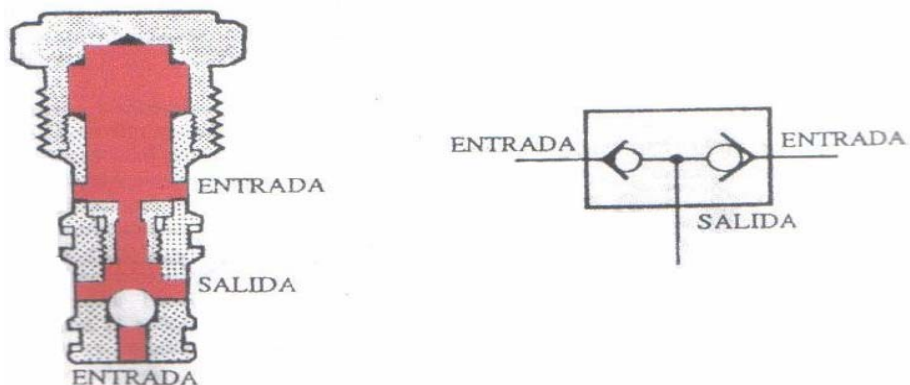
## 4.2 VALVULAS DE CARTUCHO PARA ROSCAR COMO CONTROLES DE PRESIÓN

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.

## 4.3. VÁLVULAS SELECTORAS TIPO CARTUCHO

Las válvulas selectoras son un grupo de válvulas de cartucho para roscar que se utilizan para el control direccional. La válvula en la figura 16 es una válvula de esfera con tres orificios. Cuando la esfera está apoyada en uno de los orificios de entrada, hay paso libre del caudal entre el otro orificio de entrada y la salida. Cuando la presión en el orificio de entrada bloqueado obliga a separarse la esfera, el otro orificio de entrada que antes estaba libre, se bloquea, permitiendo el paso libre del caudal del orificio previamente bloqueado al orificio de salida.

**Figura 4.1. Válvula selectora OR tecnología cartucho.**



Fuente: manual de oleohidráulica Industrial Vickers

## **5. MANIFOLD**

El manifold es el elemento de mayor importancia en este proyecto debido a que en él van montadas las válvulas de cartucho y direccionales, las cuales realizan las operaciones de control de carga, y cambio de dirección de flujo respectivamente. Luego de haber definido las necesidades, los requisitos y las especificaciones para el manifold, éstas se estudiarán detenidamente para proceder luego a su construcción.

Para el montaje del manifold, hacemos 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.

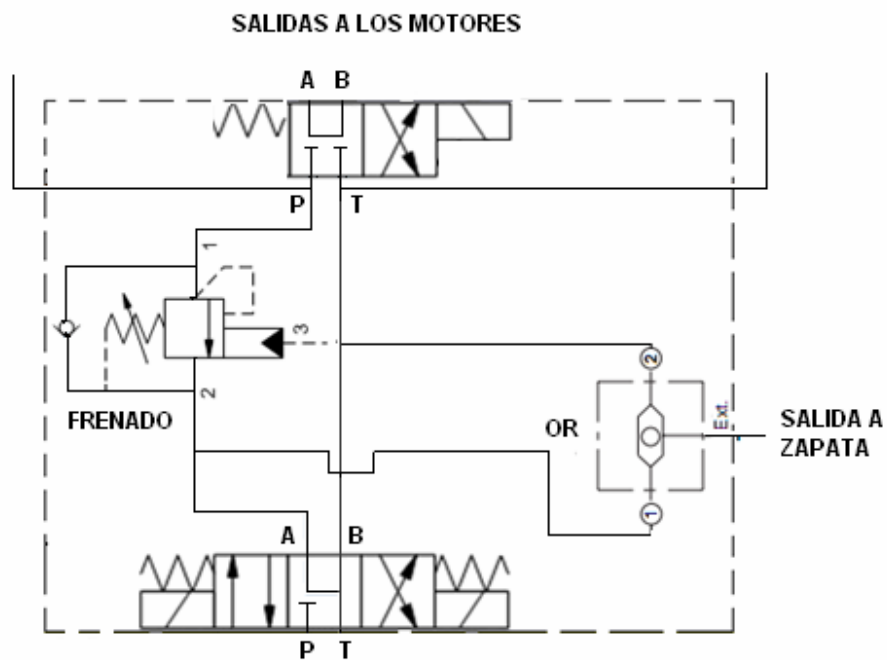
### **5.1 ESTUDIO DE LA APLICACIÓN**

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, válvulas direccionales, cartuchos válvulas de frenado y OR, manómetros, manifold, mangueras, racores, acoples, depósito, etc.

En los sistemas hidráulicos, las válvulas direccionales (cambio de dirección del fluido), frenado (control de carga) y OR (permite el paso de fluido en una sola dirección) son indispensables para cualquier aplicación que se desee haga el circuito hidráulico. Sabiendo las condiciones a las cuales necesita trabajar el sistema, podemos seleccionar las válvulas.

Para conseguir un ahorro de potencia se selecciono una válvula CETOP 5 de 4 vías dos posiciones para obtener menos perdidas al paso del caudal y hacer mayor eficiente la función del circuito hidráulico, siendo está colocada para el control de los malacates, esta válvula debe ser controlada por una válvula de frenado con antirretorno incorporada, llegándole el caudal a esta por medio de una válvula direccional de 4 vías tres posiciones activada por solenoide y retorno por resorte. De esta manera, el manifold a diseñar debe contar con dos orificios para el montaje de las válvulas de cartucho para roscar. Además de los ocho puertos de las válvulas direccionales, A y B para trabajo y P y T para suministro de presión y tanque respectivamente como se muestra en la figura 5.1.

**Figura 5.1. Esquema del manifold.**



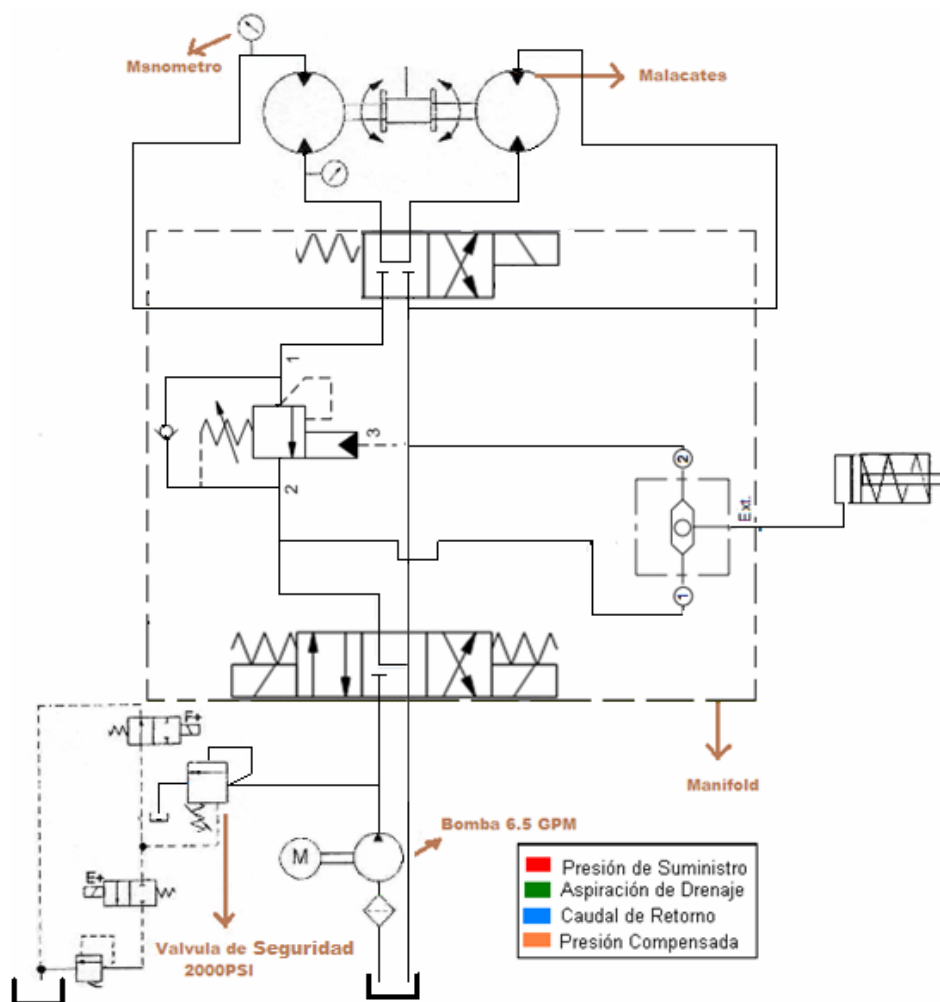
Fuente: Propiedad de los autores.

### 5.1.1 Montaje del circuito.

En el montaje a realizar, se tienen válvulas direccionales Y cartuchos de frenado y OR para conseguir que el manifold cumpla la función de contrabalanceo.

La aplicación requiere energizar los solenoides de tal forma que el circuito hidráulico cumpla con los dos tipos de configuraciones subida y bajada en paralelo y serie. Ver figura 5.2.

**Figura 5.2. Circuito esquemático del montaje.**



Fuente: Propiedad de los autores.

Se utiliza una bomba de engranajes DOUBLE A V10 1P5P 1A20, que suministra un caudal nominal de 6.5 gpm y levanta 2000 psi. El montaje dispone también de una válvula de seguridad ajustable marca FLUID CONTROLS 1A31-R2 que debe utilizarse para inducir carga.

### **5.1.2 Funcionamiento del circuito de control de contrabalanceo.**

Cuando se suministra presión al circuito, se tara la válvula de seguridad del banco a 1600 psi.

Seguido de esto empezamos a controlar el panel de control de las válvulas direccionales presionando los botones de tal forma que nos proporcione la configuración hidráulica que estemos solicitando, ya sea subida o bajada en paralelo o serie.

Las caídas de presión en las diferentes configuraciones las podemos obtener de las lecturas de los manómetros que están ubicados en tres puntos diferentes del circuito hidráulico, lo cual nos permite ver que configuración es la más eficiente.

Al energizar los solenoides de la CETOP 3 nos proporciona que el fluido hidráulico genere presión para que la plataforma suba o baje ya sea en paralelo o serie al energizar el solenoide de la CETOP 5 debido a que esta válvula es la que me proporciona que el circuito funcione en las dos configuraciones.

Podemos subir en paralelo con carga completa o subir en serie con carga reducida, en paralelo sube más lento que en serie.

En la bajada se presenta el fenómeno de contrabalanceo que nos garantiza que la carga baje suave sin desbocarse, al caer la presión en la línea remota, puerto 1 del cartucho de frenado este se cierra controlando la carga.

## **5.2 SELECCIÓN DE LOS CARTUCHOS**

Para la selección de esta válvula se tuvo en cuenta varios fabricantes: EATON Vickers, REXROTH Bosh, ATOS, Sun Hydraulics, VERION, TDN. Se examinó cada una de las opciones y se determinó que el fabricante más conveniente para la selección de esta válvula era Sun Hydraulics debido a su economía y facilidad de envío.

### **5.2.1 Válvula de frenado con antirretorno incluida..**

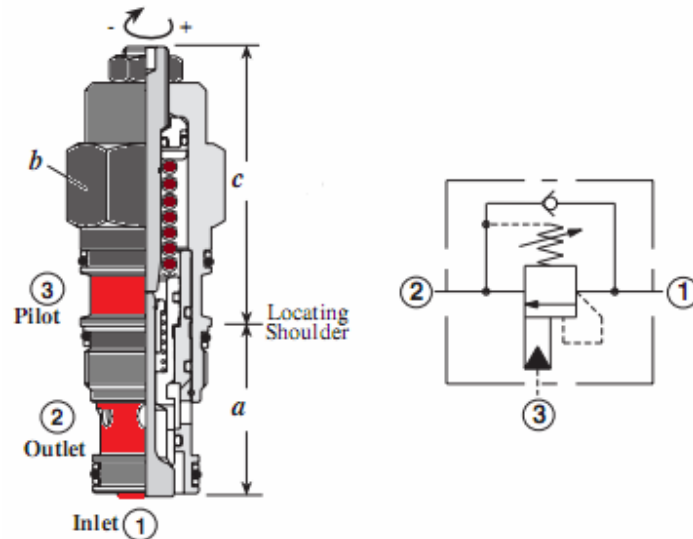
La válvula seleccionada debe tener una válvula antirretorno incluida y pilotaje hidráulico seleccionado, este cartucho cuenta con tres puertos, tiene drenaje interno y pilotajes interno y externo.

Para ello, se seleccionó el cartucho CBDA-LHN de SUN Hydraulics Corp. La función de esta válvula es de control de carga. El flujo en una dirección entra por la válvula antirretorno y en la dirección contraria el pilotaje abre la válvula y la dirección de flujo va de 1 a 2. Este flujo es directamente proporcional a la presión.

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

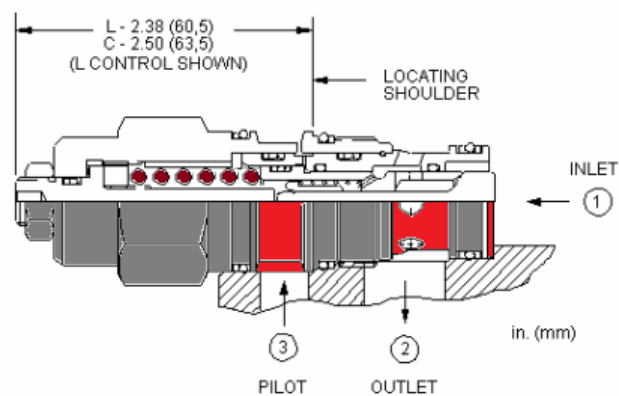
La presión máxima en el puerto 3 debería estar limitada a 3075 psi (215 bar).

**Figura 5.3. Válvula de frenado con antirretorno incluida. CBDA-LHN**



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](http://www.sunhydraulics.com/cmsnet/Cartridge.aspx?lang_id=1&ModelCode=FVCA&CatModelID=223).

**Figura 5.4. Esquema de montaje de la válvula de frenado CBDA-LHN en el bloque.**



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](http://www.sunhydraulics.com/cmsnet/Cartridge.aspx?lang_id=1&ModelCode=FVCA&CatModelID=223).

Al momento de comprar la válvula CBDA-LHN se especificó el tamaño del puerto piloto 3:1, de 1.524” de diámetro en la válvula, el cual trabaja con un caudal de 6.5 GPM.

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

**Tabla 2. Características cartucho CBDA-LHN**

Cavity	T-2A	
Capacity	8 gpm	30 L/min.
Pilot Ratio	3:1	
Maximum Recommended Load Pressure at Maximum Setting	3075 psi	215 bar
Maximum Setting	4000 psi	280 bar
Adjustment - Number of Counterclockwise Turns to Increase Setting	3.75	
Factory Pressure Settings Established at	2 in <sup>3</sup> /min.	30 cc/min.
Maximum Valve Leakage at Reseat	5 drops/min.	0,3 cc/min.
Series (from Cavity)	Series 2	
Reseat	>85% of Set Pressure	
Valve Hex Size	1 1/8 in.	28,6 mm
Valve Installation Torque	45 - 50 lbf ft	60 - 70 Nm
Adjustment Screw Internal Hex Size	5/32 in.	4 mm
Adjustment Locknut/Cap Hex Size	9/16 in.	15 mm
Adjustment Nut Torque	80 - 90 lbf in.	9 - 10 Nm
Seal Kits - Cartridge	Buna: 990-202-007	
Seal Kits - Cartridge	Viton: 990-202-006	
Model Weight	0.63 lb.	0.29 kg.

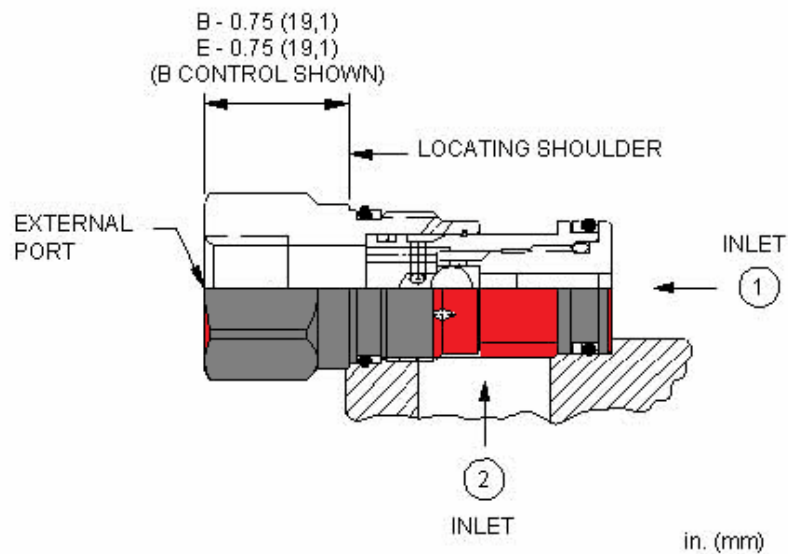
### 5.2.2 Válvula OR.

La válvula selecciona debe tener dos puertos internos y uno externo este cartucho.

Para ello, se seleccionó el cartucho **OR** CSAA-EXN de SUN Hydraulics Corp. La función de esta válvula es divisor de flujo. El flujo puede pasar al puerto externo por el camino de más presión mientras el otro permanece bloqueado.

La presión máxima debería estar limitada a 5000 psi (350 bar).

**Figura 5.5. Esquema de montaje de la válvula OR CSAA-EXN en el bloque.**



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](http://www.sunhydraulics.com/cmsnet/Cartridge.aspx?lang_id=1&ModelCode=FVCA&CatModelID=223).

**Tabla 3. Características cartucho CSAA-EXN**

	<b>U.S. Units</b>	<b>Metric Units</b>
Cavity		T-13A
Capacity	2.5 gpm	10 L/min.
Maximum Operating Pressure	5000 psi	350 bar
Maximum Valve Leakage at 110 SUS (24 cSt)	5 drops/min.	0,3 cc/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
Seal Kits - Cartridge		Buna: 990-010-007
Seal Kits - Cartridge		Viton: 990-010-006
Model Weight	0.22 lb.	0.10 kg.

### **5.3 CONSIDERACIONES PAR LAS CONEXIONES ENTRE LAS VÁLVULAS**

El estudio hecho en la sección 5.1 indica que el manifold debe alojar dos cartuchos roscables y dos direccionales.

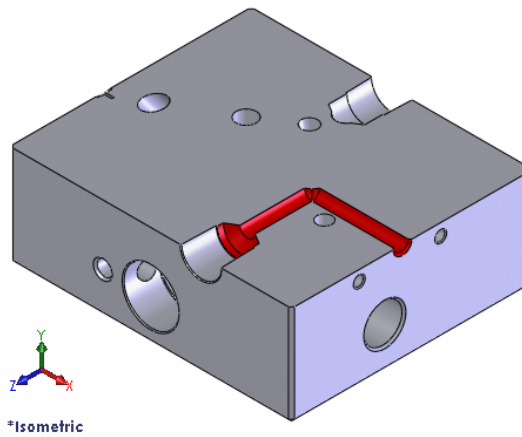
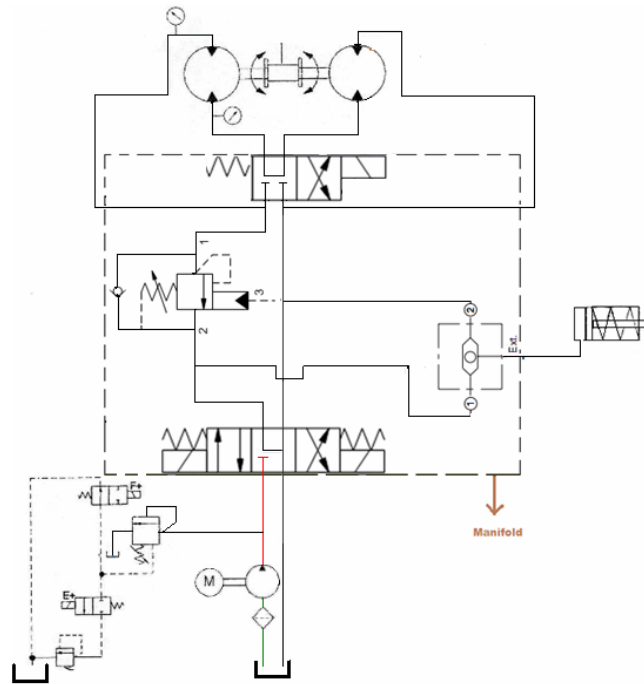
La distribución de los cartuchos en el manifold y de cada una de las líneas que interconectan los puertos de las válvulas, se realizó de acuerdo a las recomendaciones hechas por SUN Hydraulics Corp., y PARKER. En los anexos B, D y J se muestran los detalles de las cavidades estándar para las válvulas 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).



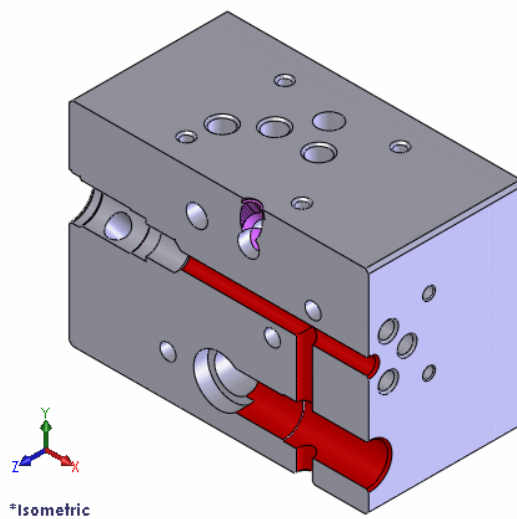
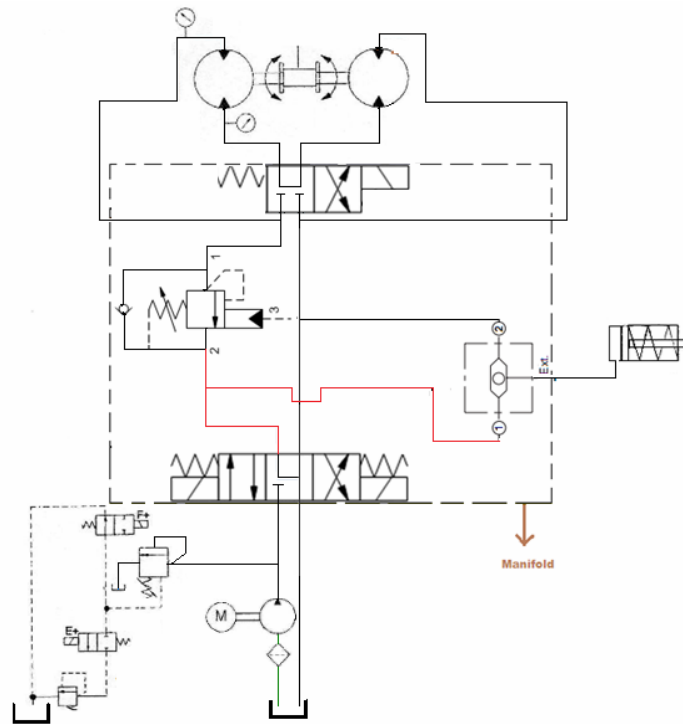


Figura 5.8. Conexión puerto de suministro de presión a puerto P de CETOP 3



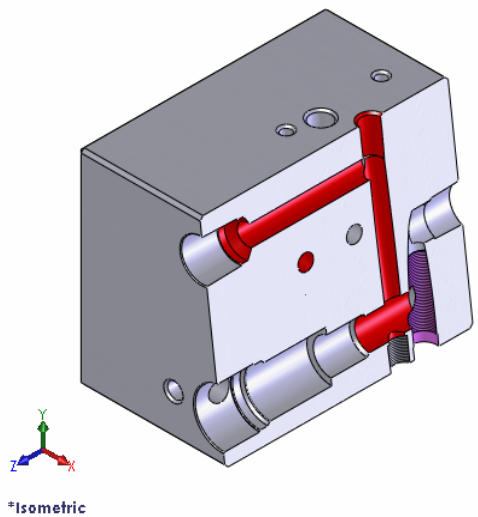
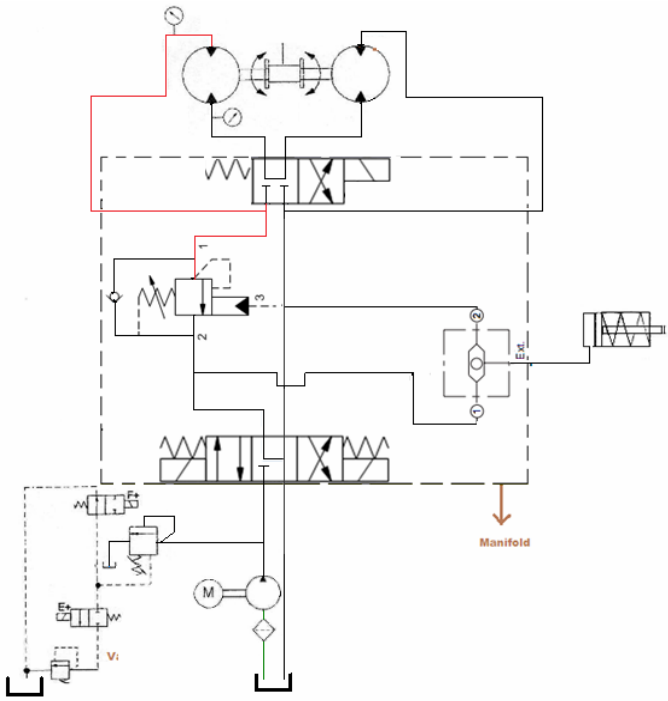
Fuente: Propiedad de los autores

**Figura 5.9. Conexión puerto A de CETOP 3 con puerto 2 de cartucho de frenado y puerto 1 de cartucho OR.**



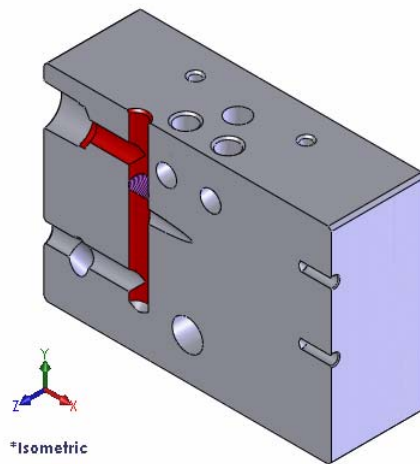
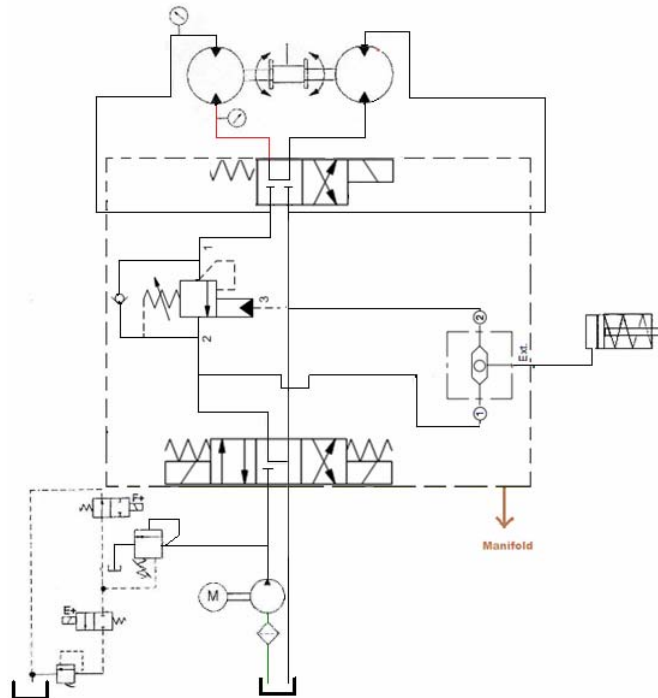
Fuente: Propiedad de los autores

**Figura 5.10. Conexión puerto 2 de cartucho de frenado con puerto A de válvula direccional CETOP 5 y salida a motor.**



Fuente: Propiedad de los autores

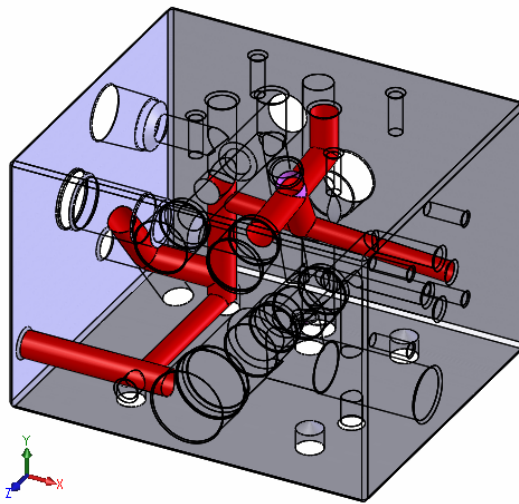
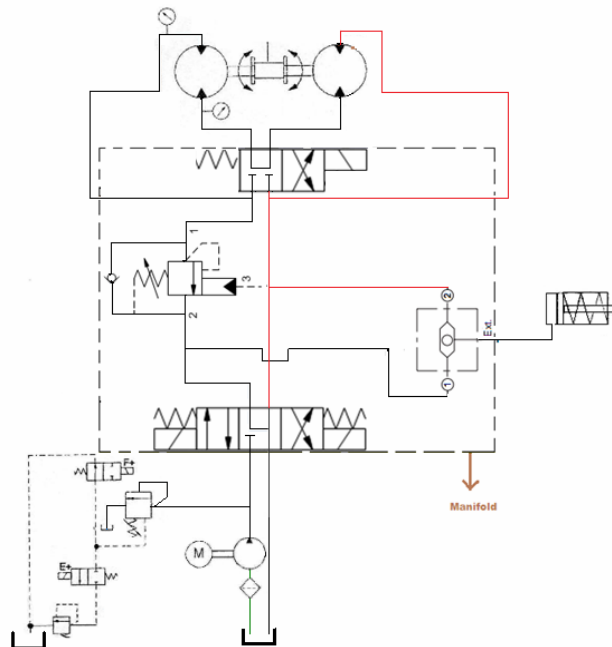
Figura 5.11. Conexión puerto T de CETOP 5 a motor



Fuente: Propiedad de los autores



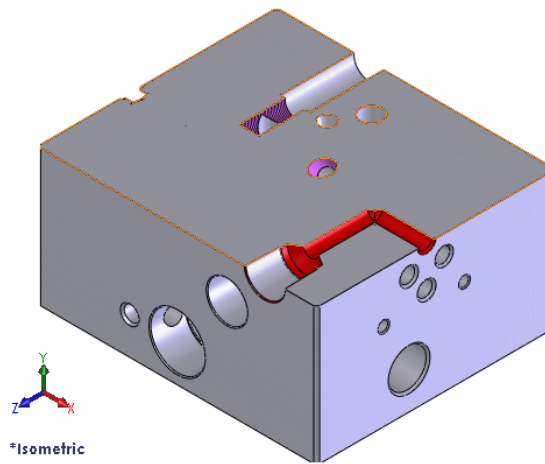
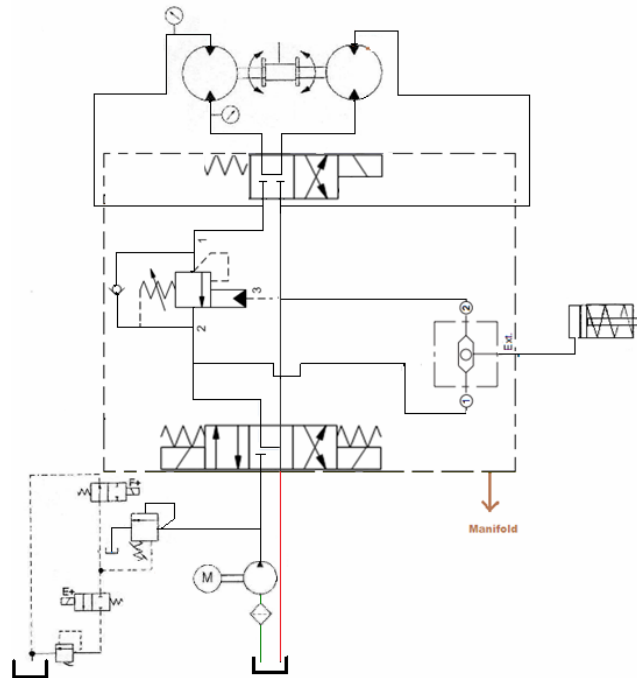
**Figura 5.13. Conexión puerto B de CETOP 5 con motor, puerto 3 de cartucho de frenado, puerto 2 de Or y puerto B de válvula direccional CETOP**



\*Trimetric

Fuente: Propiedad de los autores

Figura 5.14. Conexión puerto T de válvula direccional CETOP 3 a tanque.



Fuente: Propiedad de los autores

## 5.5 SELECCIÓN DEL MATERIAL PARA EL MANIFOLD

Los materiales utilizados usualmente para la construcción de un manifold son aleaciones de aluminio y el acero. De acuerdo a la presión de operación en la aplicación, se sugieren para presiones de 2000 psi y 3000 psi respectivamente.

Con la intención de construir un manifold que cumpla los requerimientos del sistema hidráulico y de economizar costos en el mecanizado, se eligió usar como material duraluminio el cual tiene un mayor costo en el mercado comparado con el acero, sus propiedades lo hacen bastante resistente para aplicaciones de potencia fluida. (Véase anexo G).

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

Otras de sus 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 4

**Tabla 4. Propiedades de utilización**

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

Fuente: Compañía general de aceros

## **5.6 DISEÑO DEL MANIFOLD**

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

### **5.6.1 Diseño asistido por computador (CAD).**

Después de diseñar la disposición entre las conexiones de los cartuchos y las direccionales, se utilizó el programa de SolidWorks para dimensionar el manifold y crear las interconexiones entre los puertos de las válvulas. Durante este proceso se utilizó el método de dimensionamiento límite de material máximo, mínimo y von Mises, 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 muy importantes, debido a que de esto depende el desempeño que puedan tener los elementos que van montados en el manifold. Además de la correcta interpretación de los planos (véase figura 5.6 y 5.7) por parte del operario que va a mecanizar el material seleccionado.

Otras consideraciones que se tuvieron en cuenta 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:

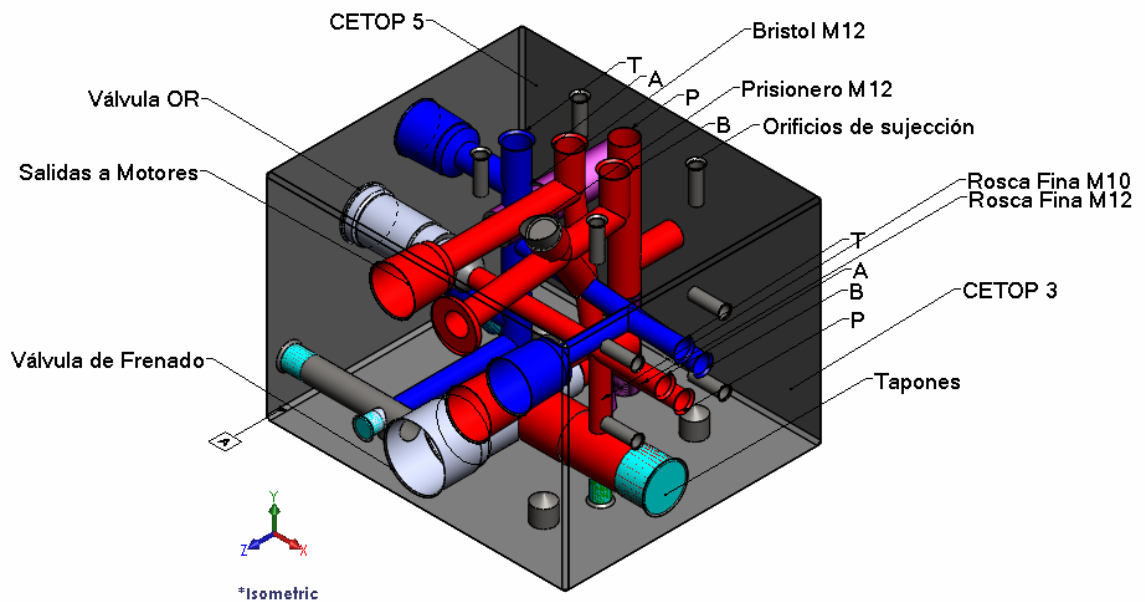
- Se logra fácil uso para operaciones de torneado, taladrado, escariado, fresado, calibración cilíndrica, etc.

- Utilizado preferiblemente en las oficinas de diseño debido a que 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.

De esta forma, se consiguió el manifold mostrado en la figura 5.15. Adecuándolo a los requerimientos de la aplicación, teniendo en cuenta las recomendaciones hechas por el fabricante para el mecanizado de las cavidades correspondientes para cada cartucho. Véase anexos B, D y J .

**Figura 5.15. Vista fantasma del manifold**

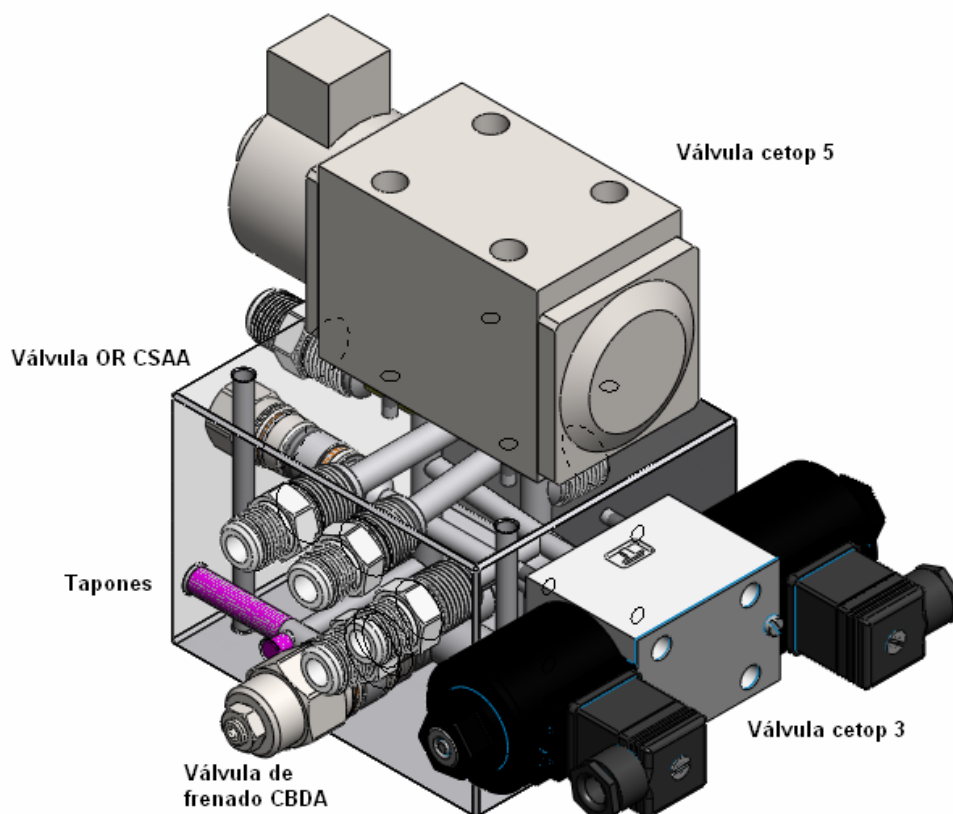


Fuente: Propiedad de los autores.

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

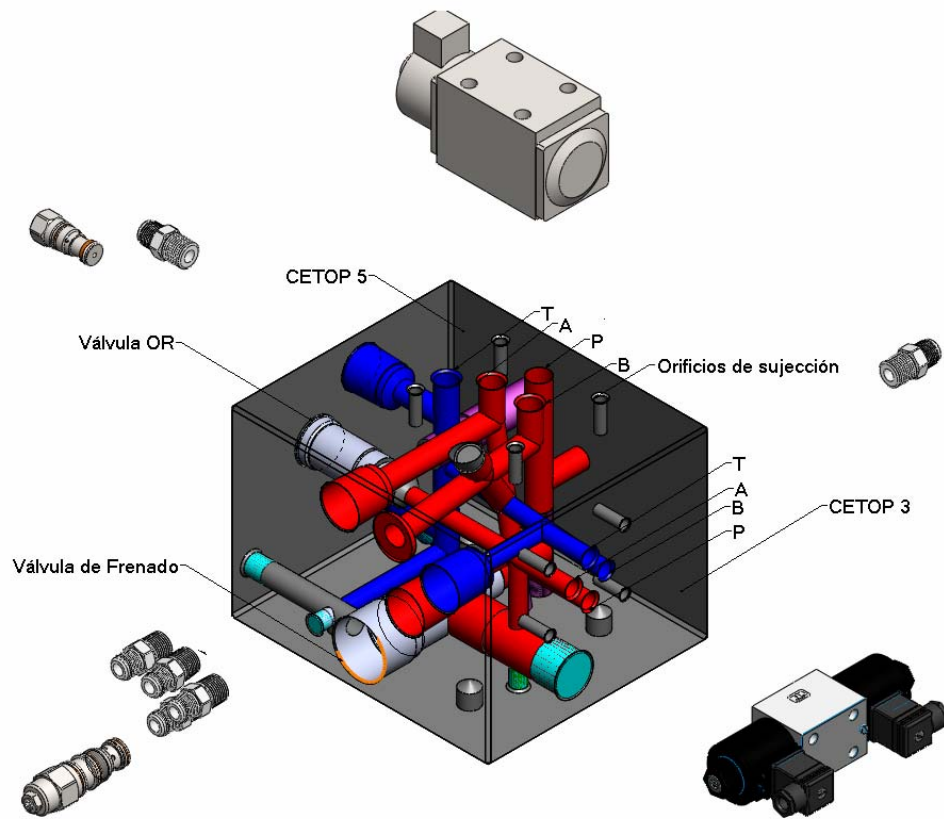
El espaciamiento para cada elemento se toma en cuenta, para los puertos de conexión donde van montados los racores para los acoples rápidos, los puertos de conexión para racores se diseñaron de acuerdo a los tamaños estándares para elementos con rosca NPT (Nacional Pipe Thread) para manguera de ½ ''.

**Figura 5.16. Distribución de las válvulas en el manifold**



Fuente: Propiedad de los autores

**Figura 5.17. Vista explosiva del conjunto.**



Fuente: Propiedad de los autores.

### **5.6.2 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, debido a que cada conducto del manifold se puede modelar como un recipiente cilíndrico que conduce fluido a alta presión, 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.

**5.6.2.1 Análisis de puntos críticos.** Las ecuaciones generales para el cálculo de esfuerzos en cilindros huecos a presión interna<sup>1</sup> 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 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 5.18). Entonces las ecuaciones anteriores se transforman en:

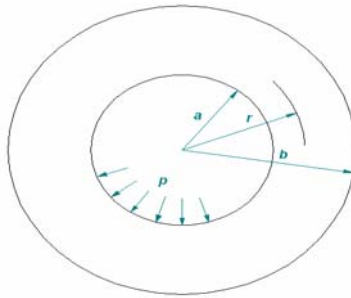
$$\sigma_r = -p$$

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

---

<sup>1</sup> DEUTSCHMAN, Aaron D., MICHELS, Walter J. y WILSON, Charles E. Diseño de Máquinas: Teoría y Práctica. 8 ed. México: CECSA, 1998. p. 210.

**Figura 5.18. Cilindro de pared gruesa**



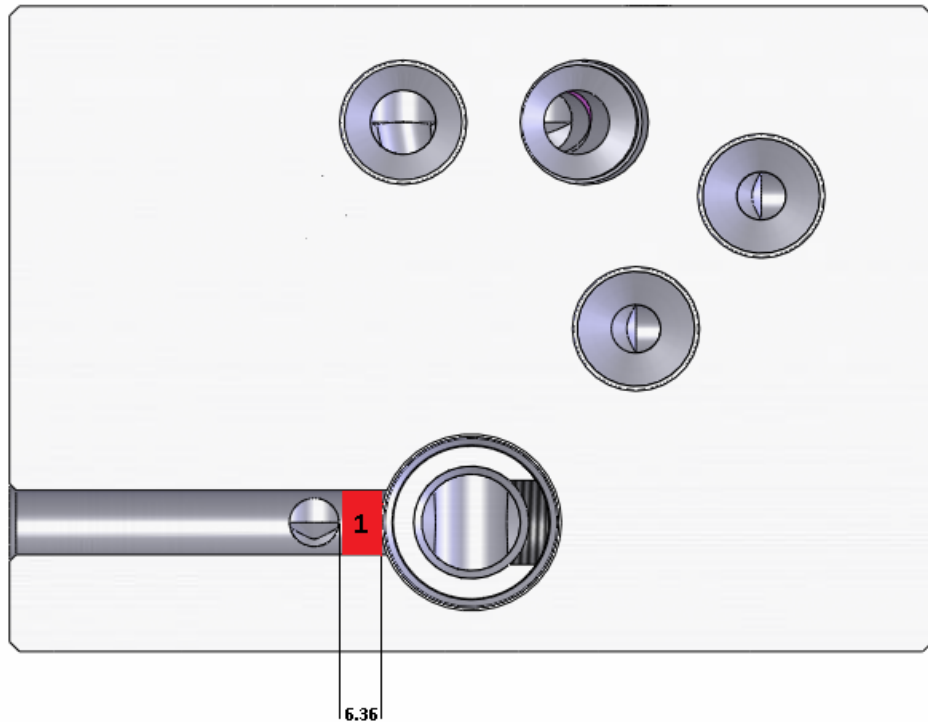
Fuente: Propiedad de los autores.

### **Puntos críticos de operación.**

Los puntos críticos a evaluar son tres tal como puede verse en las figuras 5.19, 5.20 y 5.21. La presión de operación suministrada es de 1500 psi y para ser conservativos, se utilizará un factor de servicio de 2 que aumentará esta presión hasta un valor de 3000 psi.

El primer punto crítico a considerar está ubicado en la línea de pilotaje a la válvula de frenado, puerto 3 (marcado como 1). Nótese que la mínima distancia en este punto es la correspondiente al espesor de la pared, es decir (6.46 mm).

**Figura 5.19. Punto crítico 1 ubicado en el puerto piloto del cartucho de frenado.**



Fuente: Propiedad de los autores.

- Datos para el punto 1:

Diámetro interno ( $d$ ): 9.53 mm = 0.3751 pulg

Espesor ( $t$ ): 6.46 mm = 0.25 pulg

Radio interno ( $a$ ):  $d/2 = 4.765$  mm = 0.188 pulg

Radio externo ( $b$ ):  $a + t = 11.225$  mm = 0.44 pulg

Presión interna ( $p$ ): 3000 psi

Factor ( $f$ ): 2

Factor de seguridad ( $N$ ): ?

Reemplazando los datos en las ecuaciones se tiene:

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

$$\sigma_\theta = 3000 \left( \frac{0.44^2 + 0.188^2}{0.44^2 - 0.188^2} \right) = 4346 \text{ psi}$$

Por lo tanto el esfuerzo resultante es:

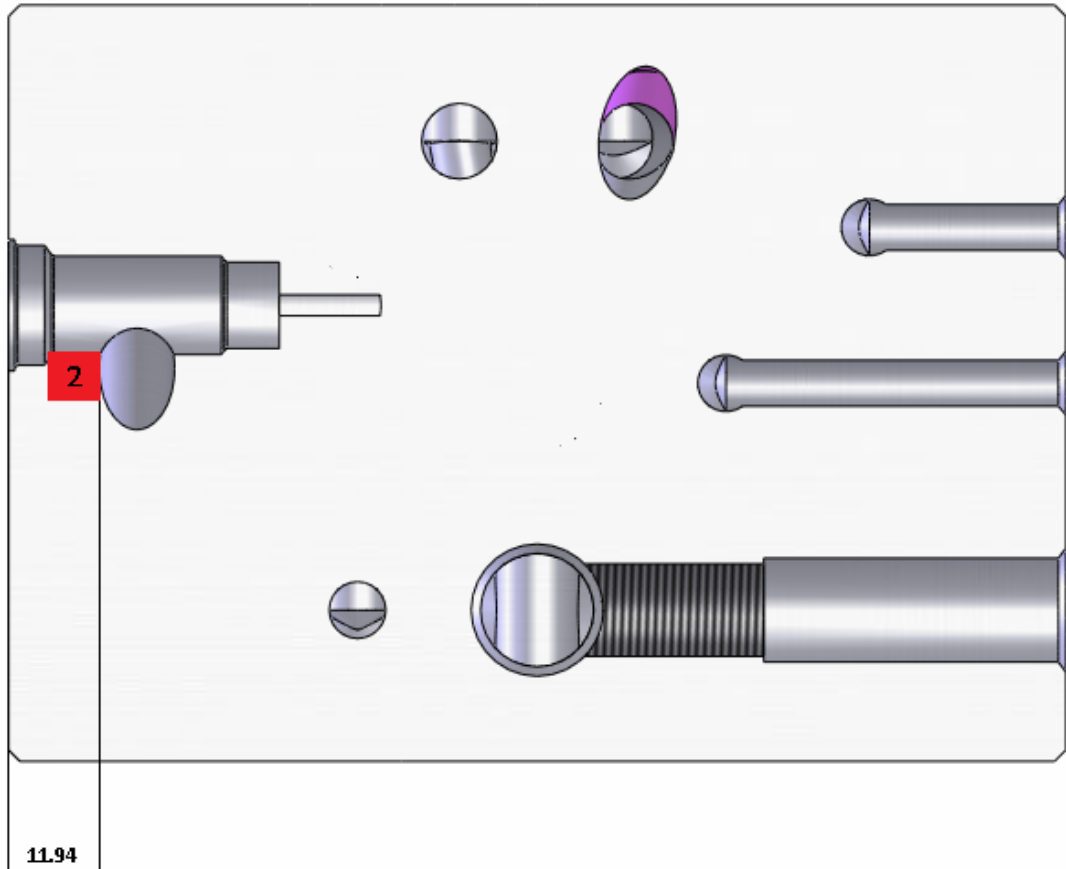
$$\sigma_{total} = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_\theta^2} = \sqrt{(-3000)^2 + (4346)^2} = 5.281 \text{ ksi}$$

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:

$$N = \frac{S_y}{\sigma_{total}} = \frac{40.75}{5.281} = 7.7 \approx 8$$

**Figura 5.20. Punto crítico 2 ubicado en el puerto 2 del cartucho de frenado**



Fuente: Propiedad de los autores.

- Datos para el punto 2:

Diámetro interno ( $d$ ): 10.94 mm = 0.4307 pulg

Espesor ( $t$ ): 11.94 mm = 0.47 pulg

Radio interno ( $a$ ):  $d/2 = 5.47$  mm = 0.2153 pulg

Radio externo ( $b$ ):  $a + t = 17.41$  mm = 0.6854 pulg

Presión interna ( $p$ ): 3000 psi

Factor ( $f$ ): 2

Factor de seguridad ( $N$ ): ?

Reemplazando los datos en las ecuaciones se tiene:

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

$$\sigma_\theta = 3000 \left( \frac{0.6854^2 + 0.2153^2}{0.6854^2 - 0.2153^2} \right) = 6084.66 \text{ psi}$$

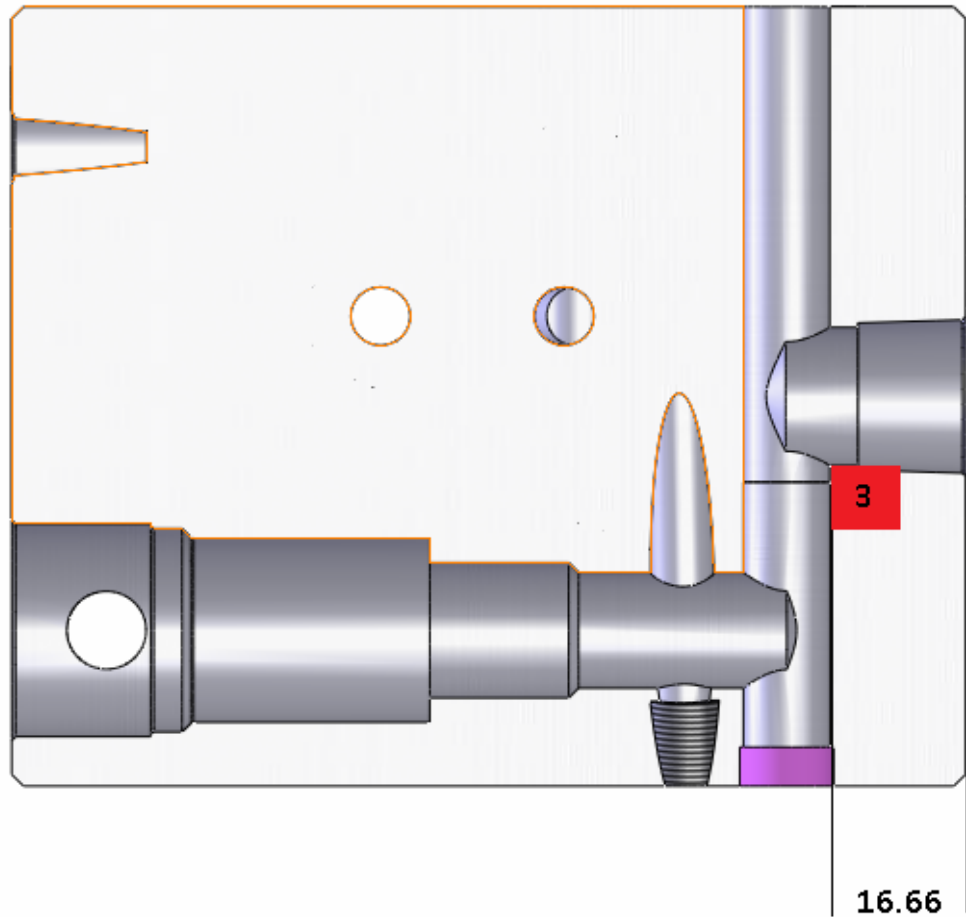
Por lo tanto el esfuerzo resultante es:

$$\sigma_{total} = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_\theta^2} = \sqrt{(-3000)^2 + (6084.66)^2} = 6.766 \text{ ksi}$$

Entonces el factor de seguridad para este punto es:

$$N = \frac{S_y}{\sigma_{total}} = \frac{40.75}{6.766} = 6$$

**Figura 5.21. Punto crítico 3 ubicado en la salida del puerto P de la valvula direccional CETOP 5 a motor.**



Fuente: Propiedad de los autores.

- Datos para el punto 3:

Diámetro interno ( $d$ ): 17.86 mm = 0.7315 pulg

Espesor ( $t$ ): 16.66 mm = 0.66 pulg

Radio interno ( $a$ ):  $d/2 = 8.93$  mm = 0.366 pulg

Radio externo ( $b$ ):  $a + t = 25.59$  mm = 1.007 pulg

Presión interna ( $p$ ): 3000 psi

Factor ( $f$ ): 2

Factor de seguridad ( $N$ ): ?

Reemplazando los datos en las ecuaciones se tiene:

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

$$\sigma_\theta = 3000 \left( \frac{1.007^2 + 0.366^2}{1.007^2 - 0.366^2} \right) = 3913 \text{ psi}$$

Por lo tanto el esfuerzo resultante es:

$$\sigma_{total} = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_\theta^2} = \sqrt{(-3000)^2 + (3913)^2} = 4.93 \text{ ksi}$$

Entonces el factor de seguridad para este punto es:

$$N = \frac{S_y}{\sigma_{total}} = \frac{40.75}{4.93} = 8.3 \approx 9$$

### 5.6.3 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 es<sup>2</sup>:

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

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

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

---

<sup>2</sup> 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

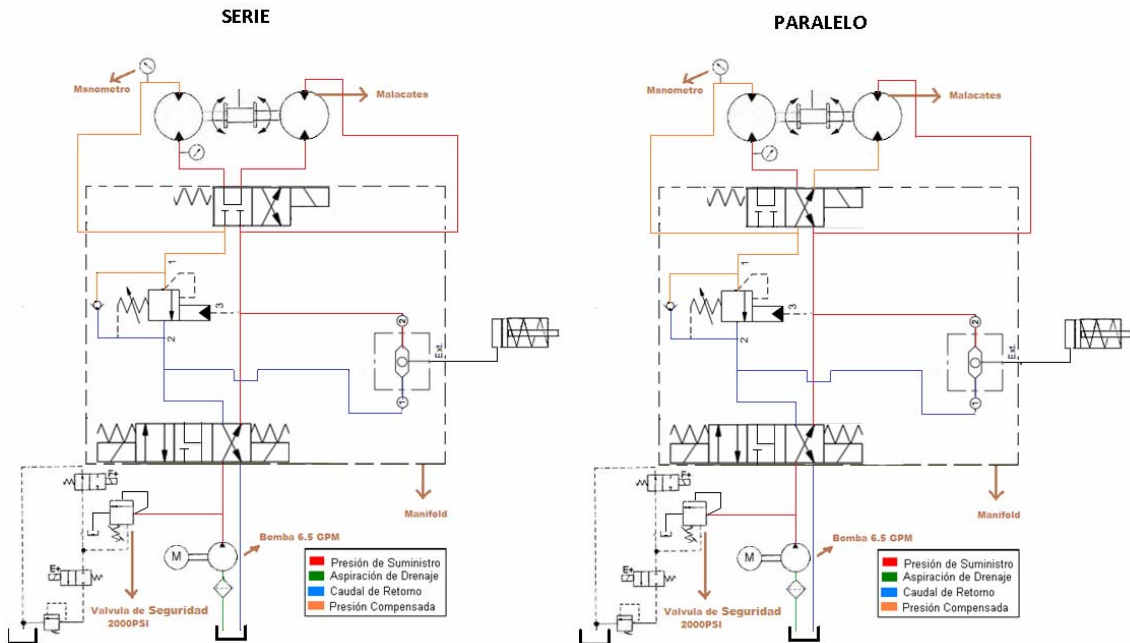
$\pi$  = Número PI (3.1416)

$\nu$  = Viscosidad cinemática

D = Diámetro del conducto

Los puntos críticos de análisis serán las cavidades de menor diámetro y sometidas a un alto caudal y las cavidades por donde ingresa el flujo proveniente de la bomba por lo tanto se consideran dos situaciones críticas, bajando en serie y paralelo, siendo la bajada en serie el caso más crítico debido a que se presenta mayor velocidad en los motores lo que conlleva a calentamiento del aceite y caída de la viscosidad incrementándonos el valor del número Reynolds. Dichas situaciones serán útiles para determinar si el flujo se comporta de forma laminar o turbulenta, lo cual servirá para evitar posibles vibraciones y ruidos indeseables en el diseño del manifold.

**Figura 5.22. Circuitos posiciones críticas, serie y paralelo bajando.**



Fuente: Propiedad de los autores.

La vía donde el flujo tiende a ser turbulento es la de suministro de presión, con un diámetro de 7.5 mm figura 5.24.

$$Q = 4.1 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} \text{ (6.5 gpm)}$$

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

$$D = 7.5 \text{ mm} = 0.0075 \text{ m}$$

$$Re = \frac{4(4.1 \times 10^{-4})}{\pi \times (3.7 \times 10^{-5}) \times 0.0075}$$

$$\mathbf{Re \approx 1881}$$

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

El cálculo para la configuración es aproximadamente igual y menor por lo tanto no es necesario.

**5.6.3.1. 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:

$\rho$  = Densidad del fluido hidráulico (véase anexo H)

$L$  = Longitud

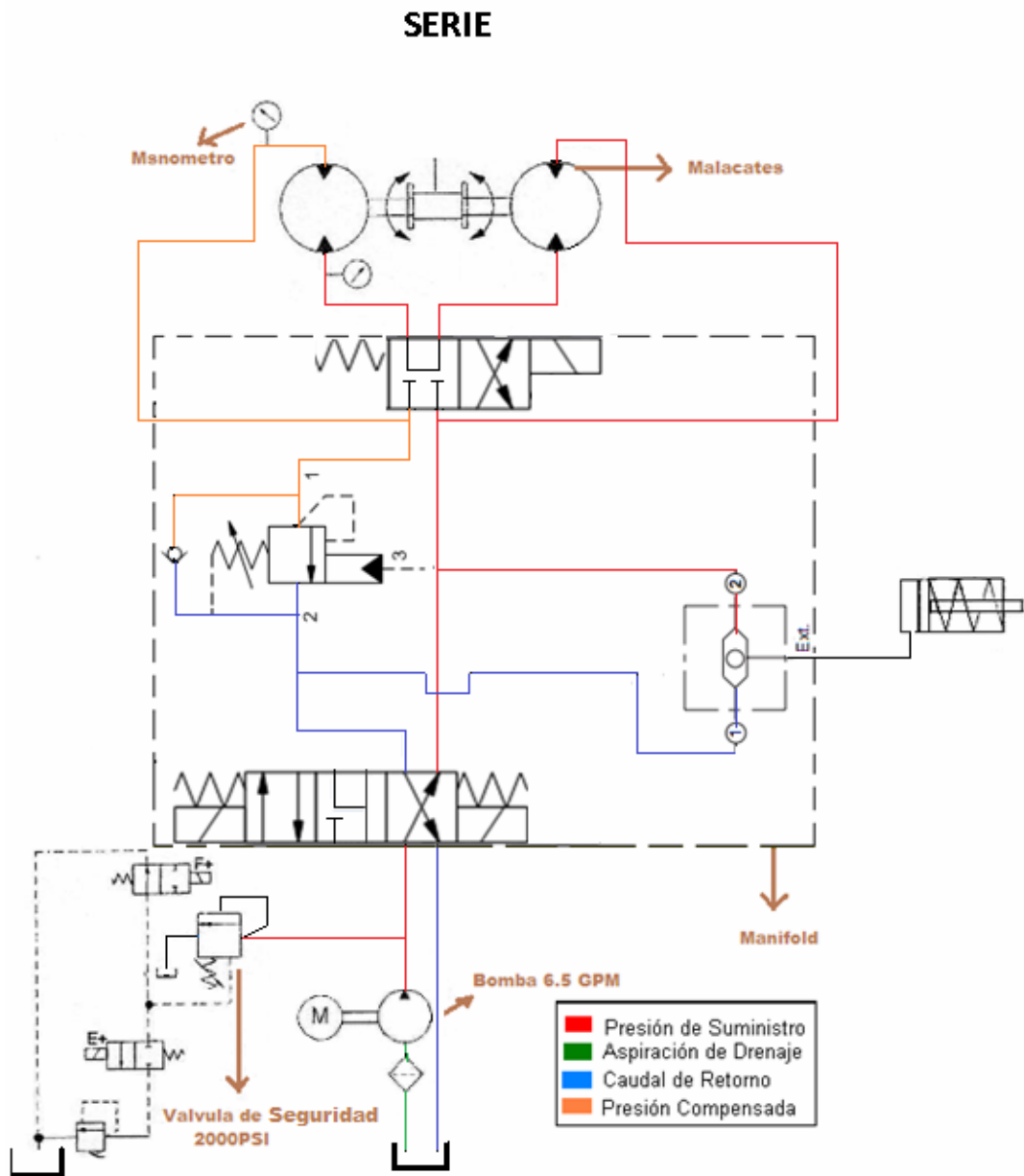
$D$  = Diámetro del conducto

$\bar{V}$  = Velocidad media

$Re$  = Número de Reynolds

El fluido hidráulico circulará por los conductos acotados que se muestran (líneas mostradas en rojo). Los datos para esas secciones son los siguientes:

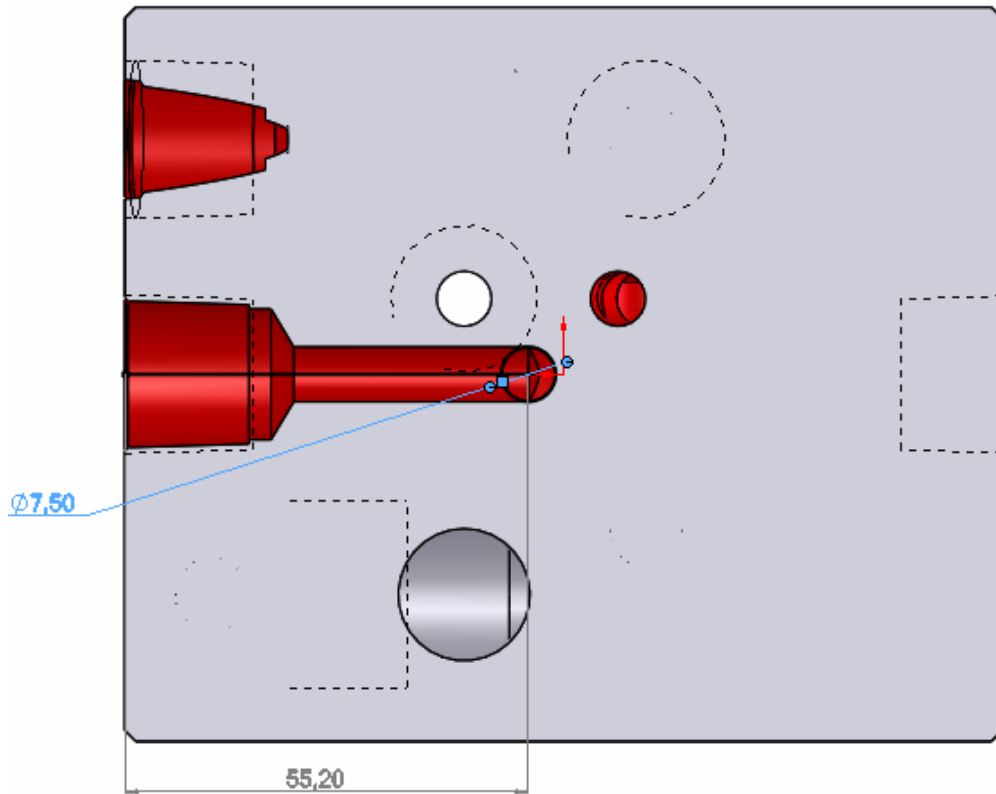
Figura 5.23. Circuito detallado de posición más crítica de flujo, bajando en serie.



Fuente: Propiedad de los autores.

Figura 5.24. Sección 1

De suministro de presión a puerto P de CETOP 3



Fuente: Propiedad de los autores.

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

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

$$Q = 4.1 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} \text{ (6.5 gpm)}$$

$$L_1 = 55.2 \text{ mm} \quad D_1 = 7.5 \text{ mm}$$

$$\bar{V}_1 = \frac{Q}{\pi/4 D_1^2} = \frac{4.1 \times 10^{-4}}{\pi/4 (0.0075)^2} \approx 9.28 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

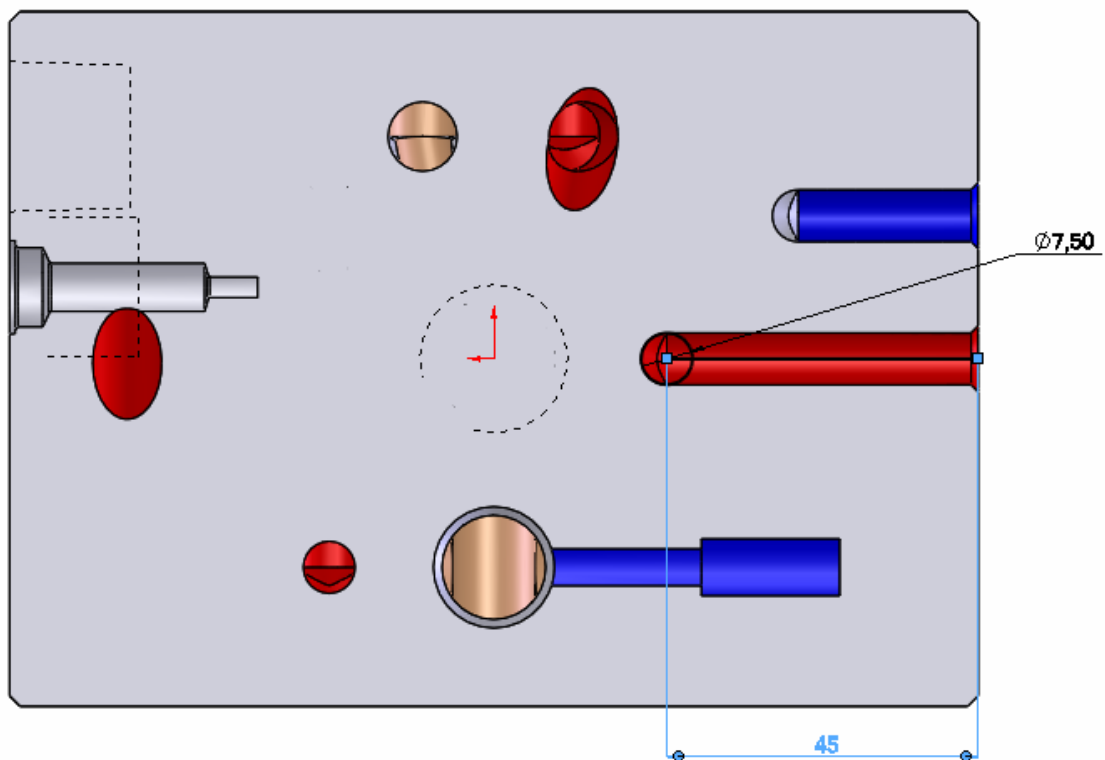
$$\text{Re} = \frac{4Q}{\pi \nu D_1} = \frac{4(4.1 \times 10^{-4})}{\pi \times (3.7 \times 10^{-5}) \times 0.0075} \approx 1881$$

$$h_1 = 32 \frac{L_1 \bar{V}_1^2}{\text{Re} D_1} = 32 \frac{0.0552 \times (9.28)^2}{1881 \times 0.0075} \approx 10.78 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}$$

La caída de presión para este conducto es:

$$\Delta p_1 = \rho \times h_1 = 872 \times 10.78 \approx 9400 \text{ Pa} = 1.36 \text{ psi}$$

Figura 5.25. Sección 2



Fuente: Propiedad de los autores.

$$L_2 = 45 \text{ mm} \quad D_2 = 7.5 \text{ mm}$$

$$\bar{V}_2 = \frac{Q}{\pi/4 D_2^2} = \frac{4.1 \times 10^{-4}}{\pi/4 (0.0075)^2} \approx 9.28 \frac{m}{s}$$

$$\text{Re} = \frac{4Q}{\pi \nu D_2} = \frac{4(4.1 \times 10^{-4})}{\pi \times (3.7 \times 10^{-5}) \times 0.0075} \approx 1881$$

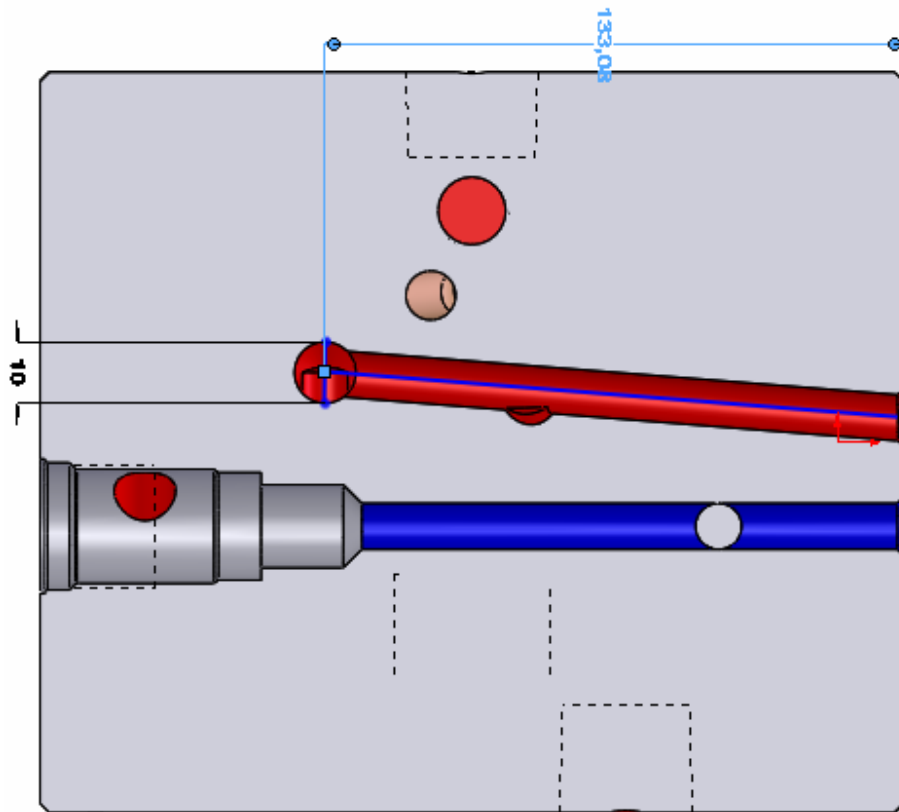
$$h_2 = 32 \frac{L_2 \bar{V}_2^2}{\text{Re} D_2} = 32 \frac{0.045 \times (9.28)^2}{1881 \times 0.0075} \approx 8.79 \frac{m^2}{s^2}$$

La caída de presión para este conducto es:

$$\Delta p_2 = \rho \times h_2 = 872 \times 8.79 \approx 7665 \text{ Pa} = 1.11 \text{ psi}$$

**Figura 5.26 Sección 3**

**De puerto B de CETOP 3 a puerto 2 de cartcho OR**



Fuente: Propiedad de los autores.

$$L_3 = 133 \text{ mm} \quad D_3 = 7.5 \text{ mm}$$

$$\bar{V}_3 = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} D_3^2} = \frac{4.1 \times 10^{-4}}{\frac{\pi}{4} (0.0075)^2} \approx 9.28 \frac{m}{s}$$

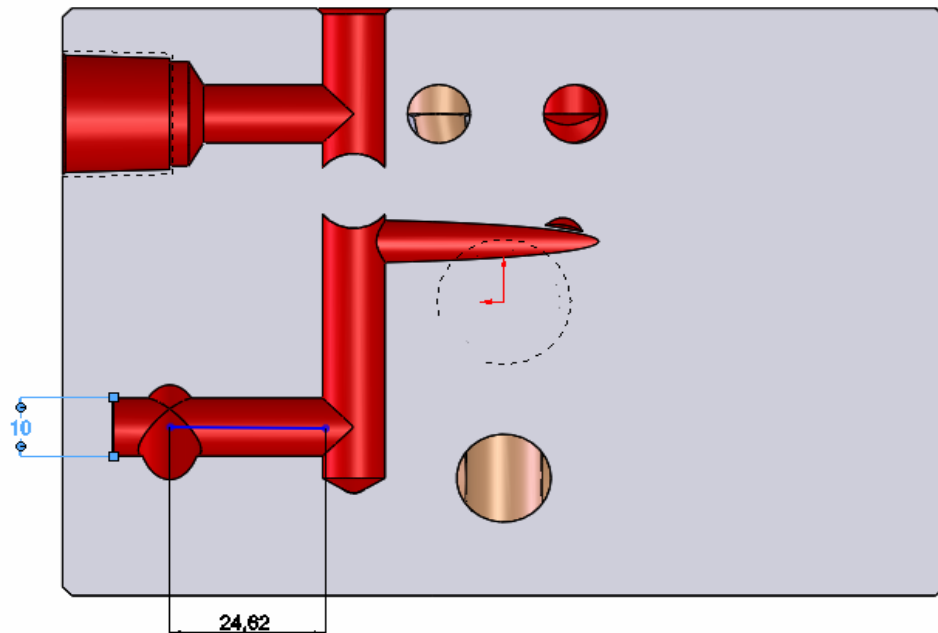
$$Re = \frac{4Q}{\pi \nu D_3} = \frac{4(4.1 \times 10^{-4})}{\pi \times (3.7 \times 10^{-5}) \times 0.0075} \approx 1881$$

$$h_3 = 32 \frac{L_3 \bar{V}_3^2}{\text{Re } D_3} = 32 \frac{0.133 \times (9.28)^2}{1881 \times 0.0075} \approx 26 \frac{m^2}{s^2}$$

La caída de presión para este conducto es:

$$\Delta p_3 = \rho \times h_3 = 872 \times 26 \approx 22672 \text{ Pa} = 3.88 \text{ psi}$$

Figura 5.27. Sección 4



Fuente: Propiedad de los autores.

$$L_4 = 24.62 \text{ mm} \quad D_4 = 10 \text{ mm}$$

$$\bar{V}_4 = \frac{Q}{\pi/4 D_4^2} = \frac{4.1 \times 10^{-4}}{\pi/4 (0.01)^2} \approx 5.22 \frac{m}{s}$$

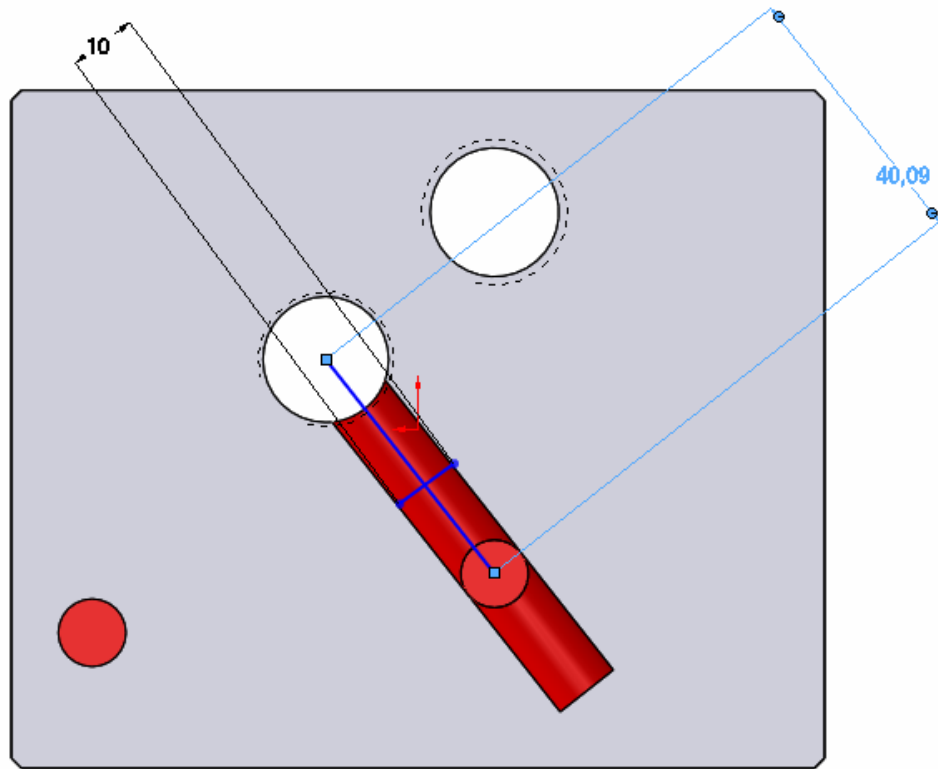
$$\text{Re} = \frac{4Q}{\pi \nu D_4} = \frac{4(4.1 \times 10^{-4})}{\pi \times (3.7 \times 10^{-5}) \times 0.01} \approx 1411$$

$$h_4 = 32 \frac{L_4 \bar{V}_4^2}{\text{Re } D_4} = 32 \frac{0.0246 \times (5.22)^2}{1411 \times 0.01} \approx 1.52 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}$$

La caída de presión para este conducto es:

$$\Delta p_4 = \rho \times h_4 = 872 \times 1.52 \approx 1326 \text{ Pa} = 0.19 \text{ psi}$$

Figura 5.28 Sección 5



Fuente: Propiedad de los autores.

$$L_5 = 40.09 \text{ mm} \quad D_5 = 10 \text{ mm}$$

$$\bar{V}_5 = \frac{Q}{\pi/4 D_5^2} = \frac{4.1 \times 10^{-4}}{\pi/4 (0.01)^2} \approx 5.22 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$Re = \frac{4Q}{\pi v D_s} = \frac{4(4.1 \times 10^{-4})}{\pi \times (3.7 \times 10^{-5}) \times 0.01} \approx 1411$$

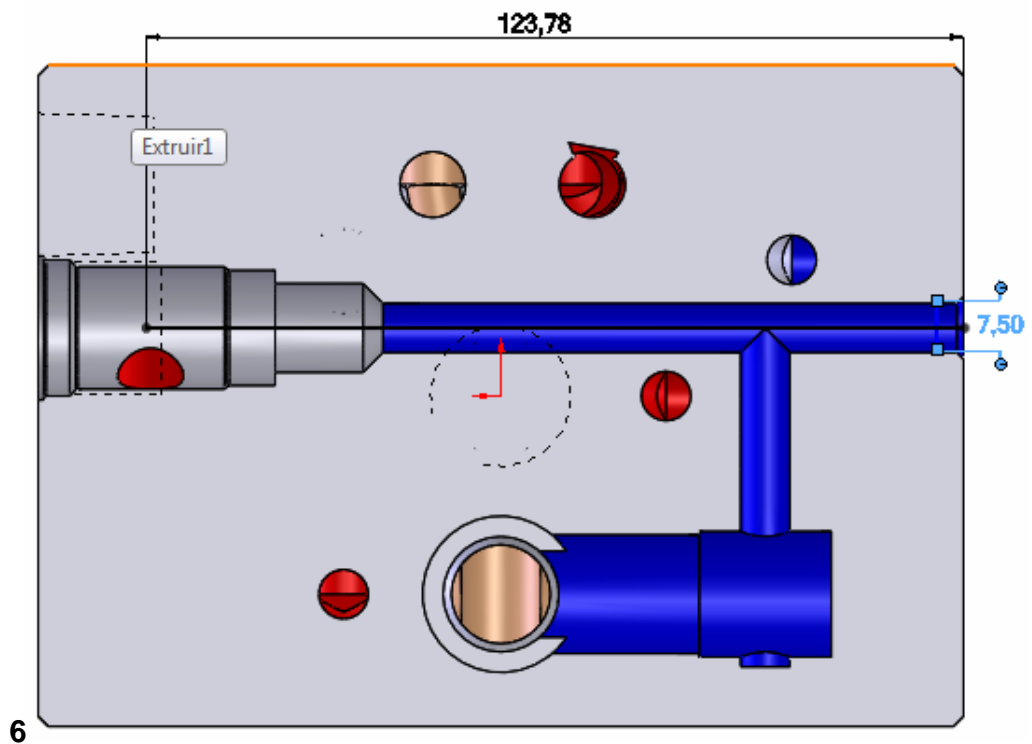
$$h_s = 32 \frac{L_s \bar{V}_s^2}{Re D_s} = 32 \frac{0.0401 \times (5.22)^2}{1411 \times 0.01} \approx 2.48 \frac{m^2}{s^2}$$

La caída de presión para este conducto es:

$$\Delta p_s = \rho \times h_s = 872 \times 2.48 \approx 2163 Pa = 0.32 psi$$

**Figura 5.29. Sección**

De puerto 1 de cartucho OR a puerto A de CETOP 3



Fuente: Propiedad de los autores.

$$L_6 = 124 \text{ mm} \quad D_6 = 7.5 \text{ mm}$$

$$\bar{V}_6 = \frac{Q}{\pi/4 D_6^2} = \frac{4.1 \times 10^{-4}}{\pi/4 (0.0075)^2} \approx 9.28 \frac{m}{s}$$

$$Re = \frac{4Q}{\pi v D_6} = \frac{4(4.1 \times 10^{-4})}{\pi \times (3.7 \times 10^{-5}) \times 0.0075} \approx 1881$$

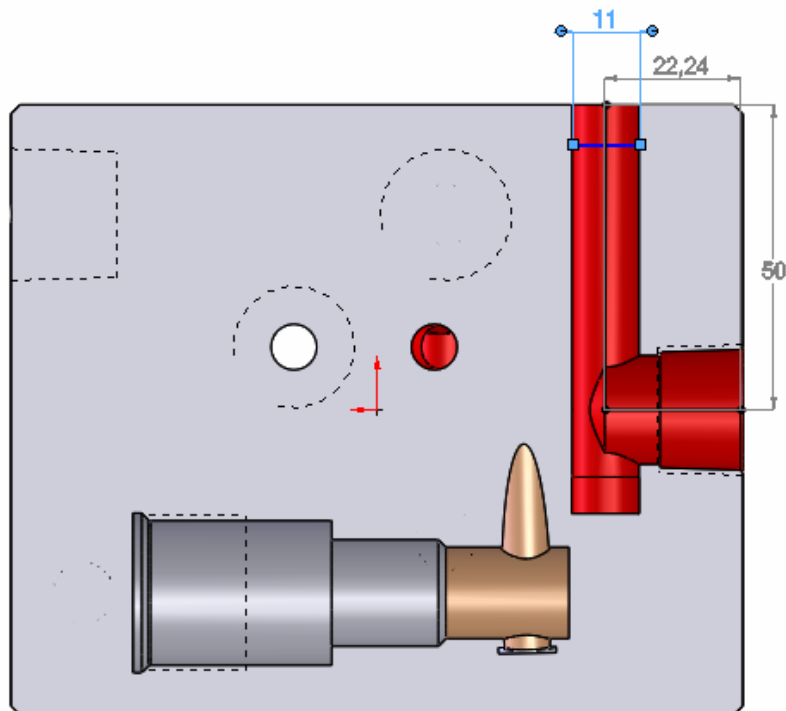
$$h_6 = 32 \frac{L_6 \bar{V}_6^2}{Re D_6} = 32 \frac{0.124 \times (9.28)^2}{1881 \times 0.0075} \approx 24.2 \frac{m^2}{s^2}$$

La caída de presión para este conducto es:

$$\Delta p_6 = \rho \times h_6 = 872 \times 24.2 \approx 21102 Pa = 3 psi$$

**Figura 5.30. Sección 7**

**DE PUERTO P DE CETOP 5 A MOTOR**



Fuente: Propiedad de los autores.

$$L_7 = 50 \text{ mm} \quad D_5 = 11 \text{ mm}$$

$$\bar{V}_7 = \frac{Q}{\pi/4 D_7^2} = \frac{4.1 \times 10^{-4}}{\pi/4 (0.011)^2} \approx 4.31 \frac{m}{s}$$

$$Re = \frac{4Q}{\pi \nu D_7} = \frac{4(4.1 \times 10^{-4})}{\pi \times (3.7 \times 10^{-5}) \times 0.011} \approx 1282$$

$$h_7 = 32 \frac{L_7 \bar{V}_7^2}{Re D_7} = 32 \frac{0.050 \times (4.31)^2}{1282 \times 0.011} \approx 2.1 \frac{m^2}{s^2}$$

La caída de presión para este conducto es:

$$\Delta p_7 = \rho \times h_7 = 872 \times 2.1 \approx 1831 \text{ Pa} = 0.27 \text{ psi}$$

$$L_8 = 22.24 \text{ mm} \quad D_8 = 11 \text{ mm}$$

$$\bar{V}_8 = \frac{Q}{\pi/4 D_8^2} = \frac{4.1 \times 10^{-4}}{\pi/4 (0.011)^2} \approx 4.31 \frac{m}{s}$$

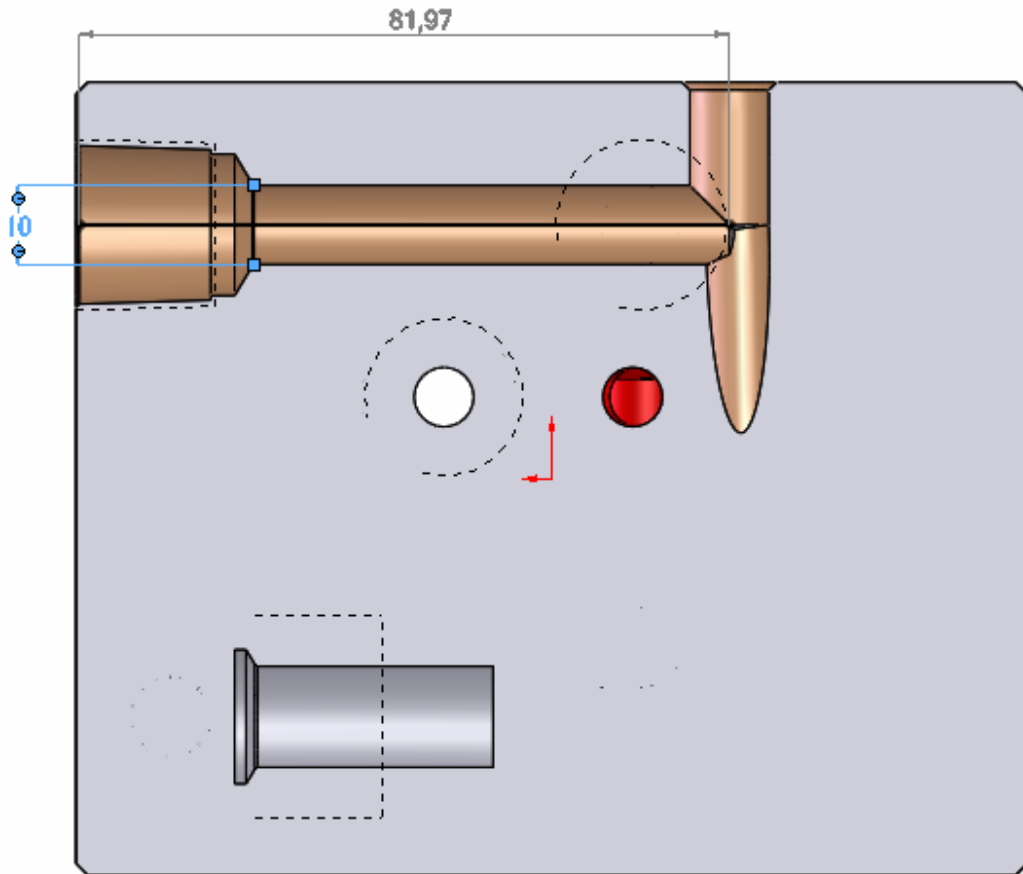
$$Re = \frac{4Q}{\pi \nu D_8} = \frac{4(4.1 \times 10^{-4})}{\pi \times (3.7 \times 10^{-5}) \times 0.011} \approx 1282$$

$$h_8 = 32 \frac{L_8 \bar{V}_8^2}{Re D_8} = 32 \frac{0.022 \times (4.31)^2}{1282 \times 0.011} \approx 0.93 \frac{m^2}{s^2}$$

La caída de presión para este conducto es:

$$\Delta p_8 = \rho \times h_8 = 872 \times 0.93 \approx 811 \text{ Pa} = 0.12 \text{ psi}$$

Figura 5.31. Sección 8  
 Motor a puerto A de CETOP 5



Fuente: Propiedad de los autores.

$$L_9 = 82 \text{ mm} \quad D_9 = 10 \text{ mm}$$

$$\bar{V}_9 = \frac{Q}{\pi/4 D_9^2} = \frac{4.1 \times 10^{-4}}{\pi/4 (0.010)^2} \approx 5.22 \frac{m}{s}$$

$$Re = \frac{4Q}{\pi \nu D_9} = \frac{4(4.1 \times 10^{-4})}{\pi \times (3.7 \times 10^{-5}) \times 0.01} \approx 1410$$

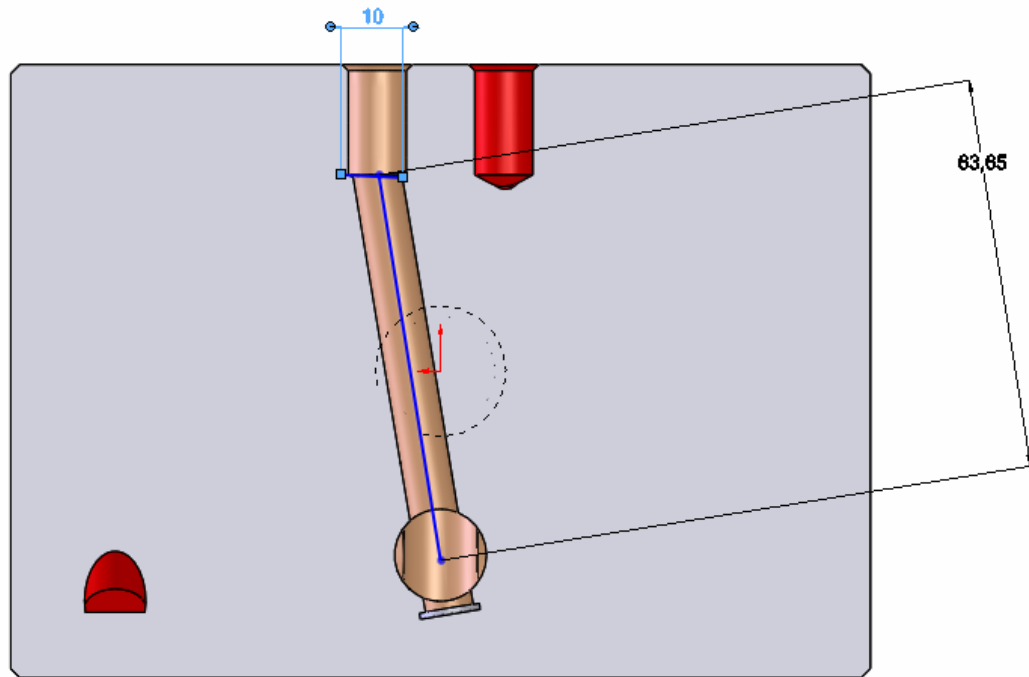
$$h_9 = 32 \frac{L_9 \bar{V}_9^2}{Re D_9} = 32 \frac{0.082 \times (5.22)^2}{1410 \times 0.010} \approx 5.1 \frac{m^2}{s^2}$$

La caída de presión para este conducto es:

$$\Delta p_9 = \rho \times h_9 = 872 \times 5.1 \approx 4447 \text{ Pa} = 0.65 \text{ psi}$$

**Figura 5.32. Sección 9**

De puerto A de CETOP 5 a puerto 1 de cartucho de frenado



Fuente: Propiedad de los autores.

$$L_{10} = 64 \text{ mm} \quad D_{10} = 10 \text{ mm}$$

$$\bar{V}_{10} = \frac{Q}{\pi/4 D_{10}^2} = \frac{4.1 \times 10^{-4}}{\pi/4 (0.01)^2} \approx 5.22 \frac{m}{s}$$

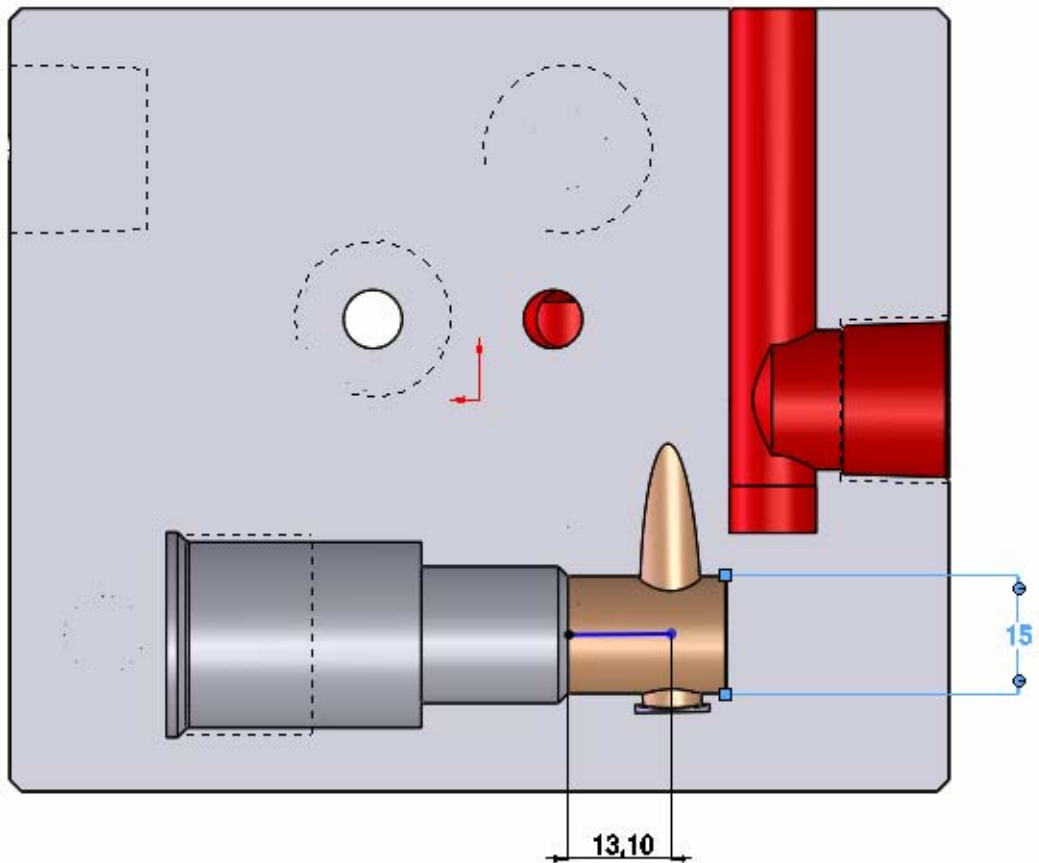
$$Re = \frac{4Q}{\pi \nu D_{10}} = \frac{4(4.1 \times 10^{-4})}{\pi \times (3.7 \times 10^{-5}) \times 0.01} \approx 1410$$

$$h_{10} = 32 \frac{L_{10} \bar{V}_{10}^2}{Re D_{10}} = 32 \frac{0.064 \times (5.22)^2}{1410 \times 0.01} \approx 0.62 \frac{m^2}{s^2}$$

La caída de presión para este conducto es:

$$\Delta p_{10} = \rho \times h_{10} = 872 \times 0.62 \approx 541 \text{ Pa} = 0.079 \text{ psi}$$

Figura 5.33. Sección 10



Fuente: Propiedad de los autores.

$$L_{11} = 13.1 \text{ mm} \quad D_{11} = 15 \text{ mm}$$

$$\bar{V}_{11} = \frac{Q}{\pi/4 D_{11}^2} = \frac{4.1 \times 10^{-4}}{\pi/4 (0.015)^2} \approx 2.32 \frac{m}{s}$$

$$Re = \frac{4Q}{\pi \nu D_{11}} = \frac{4(4.1 \times 10^{-4})}{\pi \times (3.7 \times 10^{-5}) \times 0.015} \approx 940$$

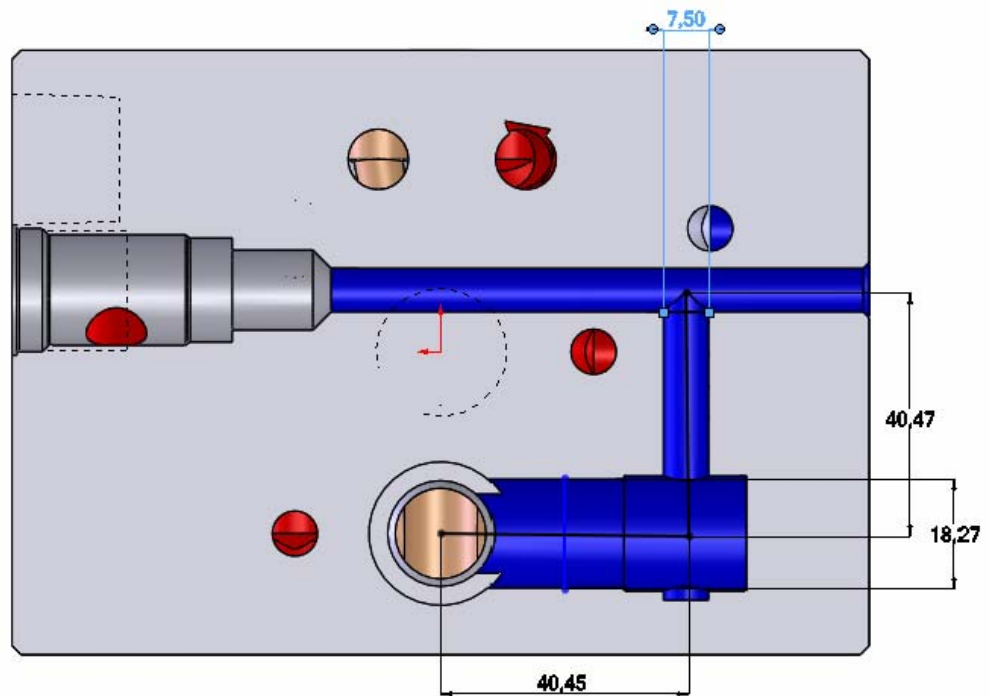
$$h_{11} = 32 \frac{L_{11} \bar{V}_{11}^2}{Re D_{11}} = 32 \frac{0.013 \times (2.32)^2}{940 \times 0.015} \approx 0.16 \frac{m^2}{s^2}$$

La caída de presión para este conducto es:

$$\Delta p_{11} = \rho \times h_{11} = 872 \times 0.16 \approx 140 \text{ Pa} = 0.020 \text{ psi}$$

**Figura 5.34. Sección 11**

DE PUERTO 2 DE CARTUCHO DE FRENADO A PUERTO A DE CETOP 3



Fuente: Propiedad de los autores.

$$L_{12} = 40.45 \text{ mm} \quad D_{12} = 18.27 \text{ mm}$$

$$\bar{V}_{12} = \frac{Q}{\pi/4 D_{12}^2} = \frac{4.1 \times 10^{-4}}{\pi/4 (0.01827)^2} \approx 1.57 \frac{m}{s}$$

$$Re = \frac{4Q}{\pi \nu D_{12}} = \frac{4(4.1 \times 10^{-4})}{\pi \times (3.7 \times 10^{-5}) \times 0.01827} \approx 773$$

$$h_{12} = 32 \frac{L_{12} \bar{V}_{12}^2}{Re D_{12}} = 32 \frac{0.04045 \times (1.57)^2}{773 \times 0.01827} \approx 0.22 \frac{m^2}{s^2}$$

La caída de presión para este conducto es:

$$\Delta p_{12} = \rho \times h_{12} = 872 \times 0.22 \approx 192 \text{ Pa} = 0.028 \text{ psi}$$

$$L_{13} = 40.47 \text{ mm} \quad D_{13} = 7.5 \text{ mm}$$

$$\bar{V}_{13} = \frac{Q}{\pi/4 D_{13}^2} = \frac{4.1 \times 10^{-4}}{\pi/4 (0.0075)^2} \approx 9.28 \frac{m}{s}$$

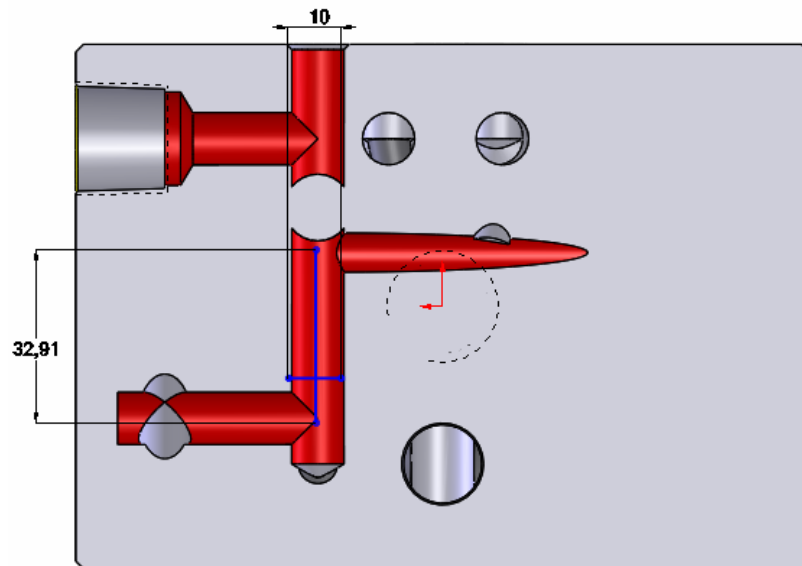
$$Re = \frac{4Q}{\pi \nu D_{13}} = \frac{4(4.1 \times 10^{-4})}{\pi \times (3.7 \times 10^{-5}) \times 0.0075} \approx 1881$$

$$h_3 = 32 \frac{L_{13} \bar{V}_{13}^2}{Re D_{13}} = 32 \frac{0.04047 \times (9.28)^2}{1881 \times 0.0075} \approx 7.9 \frac{m^2}{s^2}$$

La caída de presión para este conducto es:

$$\Delta p_{13} = \rho \times h_{13} = 872 \times 7.9 \approx 6989 \text{ Pa} = 1 \text{ psi}$$

**Figura 5.35. Sección 12**



Fuente: Propiedad de los autores.

$$L_{14} = 33 \text{ mm} \quad D_{14} = 10 \text{ mm}$$

$$\bar{V}_{14} = \frac{Q}{\pi/4 D_{14}^2} = \frac{4.1 \times 10^{-4}}{\pi/4 (0.01)^2} \approx 5.22 \frac{m}{s}$$

$$Re = \frac{4Q}{\pi \nu D_{14}} = \frac{4(4.1 \times 10^{-4})}{\pi \times (3.7 \times 10^{-5}) \times 0.01} \approx 1411$$

$$h_{14} = 32 \frac{L_{14} \bar{V}_{14}^2}{Re D_{14}} = 32 \frac{0.033 \times (5.22)^2}{1411 \times 0.01} \approx 1.53 \frac{m^2}{s^2}$$

La caída de presión para este conducto es:

$$\Delta p_{14} = \rho \times h_{14} = 872 \times 1.53 \approx 1334 Pa = 0.19 psi$$

Para calcular la caída total de presión a través del manifold se suman las caídas de presión de los conductos junto con las pérdidas en los cartuchos y las direccionales por donde pasa el flujo y una caída 50 psi debida a pérdidas en el banco (3.45 bar).

Pérdidas paso por la direccional CETOP 5 de P→T = 1.6 psi

Pérdidas paso por la direccional CETOP 3 de P→B = 10 psi

Pérdidas paso por la direccional CETOP 3 de A→T = 15 psi

Pérdidas paso por cartucho de pilotada full open 1→2 = 20 psi

Pérdidas totales por direccionales y cartucho  $\sum \Delta p_n = 46.6 psi$

Caída de presión en los conductos del manifold:  $\sum \Delta p_i = 12.22 psi$ . Luego la caída total es:

$$\Delta p_{total} = 46.6 + 12.22 = 59 psi (4 bar)$$

## **5.7 SIMULACIÓN ESTRUCTURAL DEL MANIFOLD (CAE)**

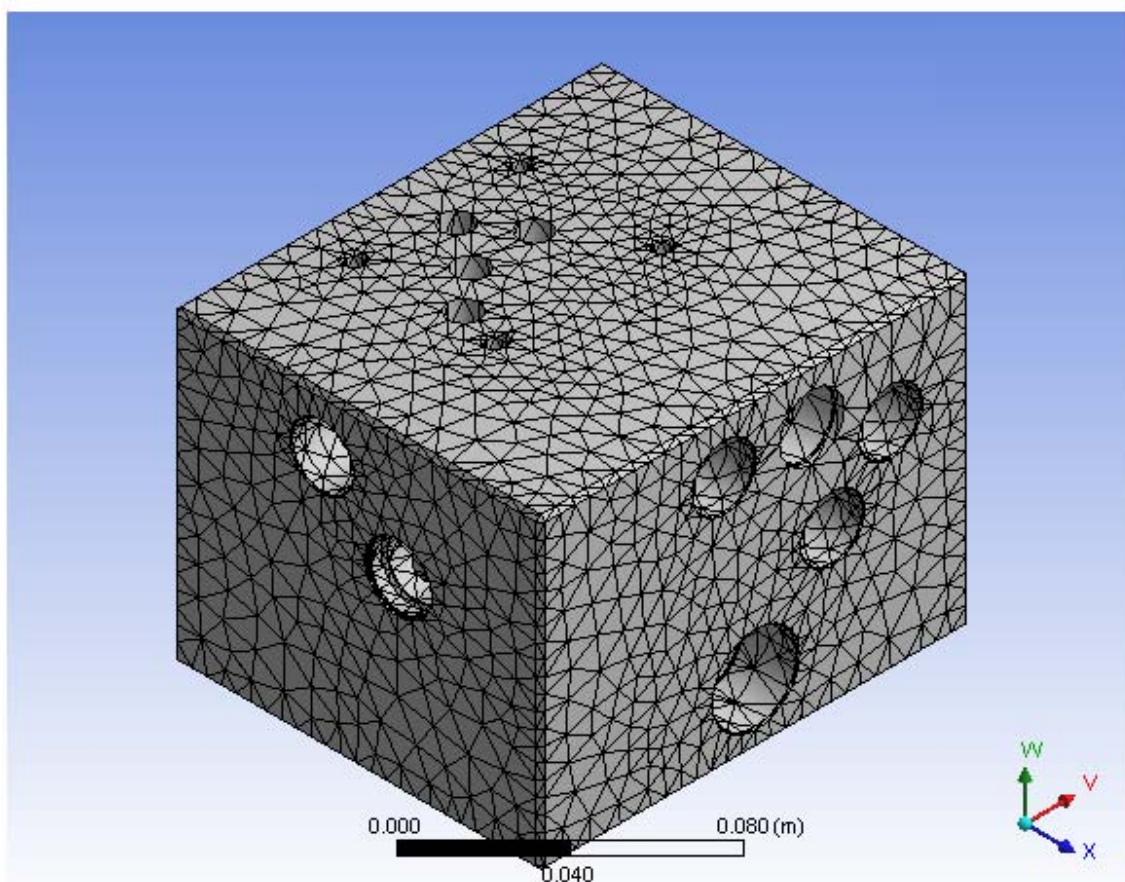
Las herramientas computacionales como software para ingeniería (CAE) permiten al usuario interactuar con un PC y con un software de diseño gráfico, permitiendo la importación elementos creados en otros programas para modelar su comportamiento “real”, de manera que no se tenga que recurrir a innumerables 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 12.1, el cual permite crear un análisis basado en teorías de diseño a través de la aplicación de cargas, lo que permite el estudio de máximo y mínimo esfuerzo, deformaciones a los que estará sometido el manifold durante su funcionamiento.

### **5.7.1 Análisis preliminar.**

El primer procedimiento que se realizó para el análisis estructural del manifold consistió en importar el manifold de SolidWorks versión 2010 luego se procedió a definir las propiedades mecánicas del material que se encuentran almacenadas en la librería de ANSYS, el cual fue duraluminio, siguiendo con el proceso se realizó el enmallado sobre la pieza con un nivel de relevancia de 100% para que el análisis fuera más detallado, una vez hecho esto se definieron las condiciones de carga sobre el material. El software realizó un enmallado tetraédrico con 47036 nodos lo que representa 28510 elementos. Figura 5.36.

**Figura 5.36. Enmallado del manifold**

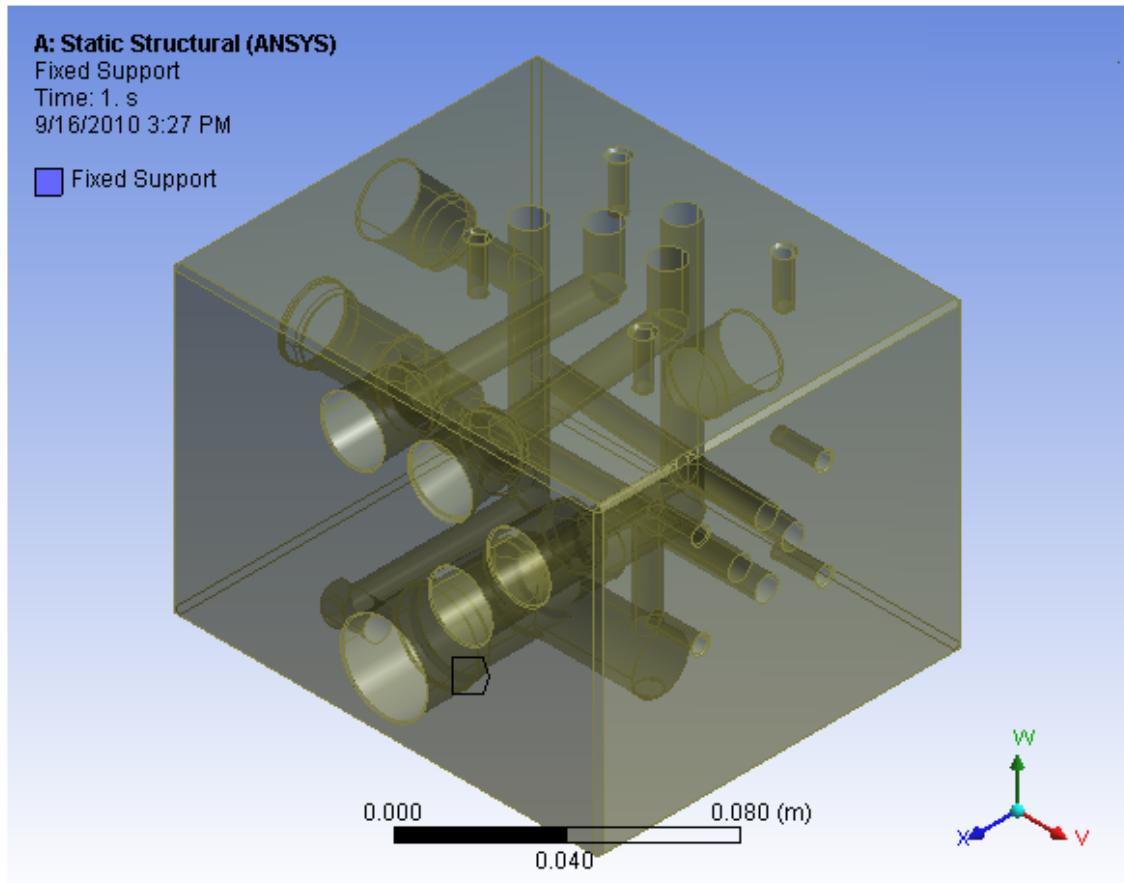


Fuente: Ansys versión 12.1.

En cuanto a las condiciones de carga se evidencian dos tipos (figura 5.37): soporte apernado para sujeción y la presión interna que se ha considerado aplicada sobre todas las superficies internas del manifold.

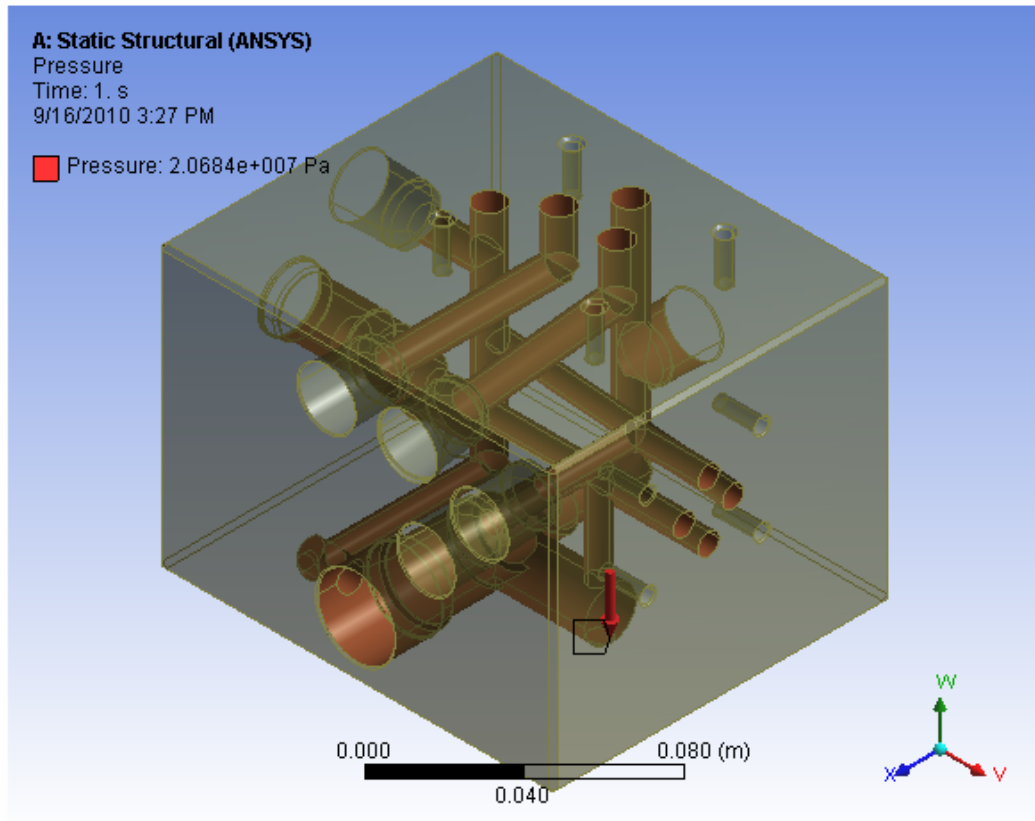
La consideración mencionada se utiliza con el objetivo de ser más conservativos en el diseño y de esta manera garantizar un diseño seguro en caso de que ocurra una sobrepresión en el sistema. La presión interna que se aplicará será 2.0 veces mayor que la presión de operación, es decir 207 bares (3000 psi).

**Figura 5.37 Condiciones de carga sobre el manifold.**



Fuente: Ansys versión 12.1.

**Figura 5.38 Presion aplicada al manifold.**

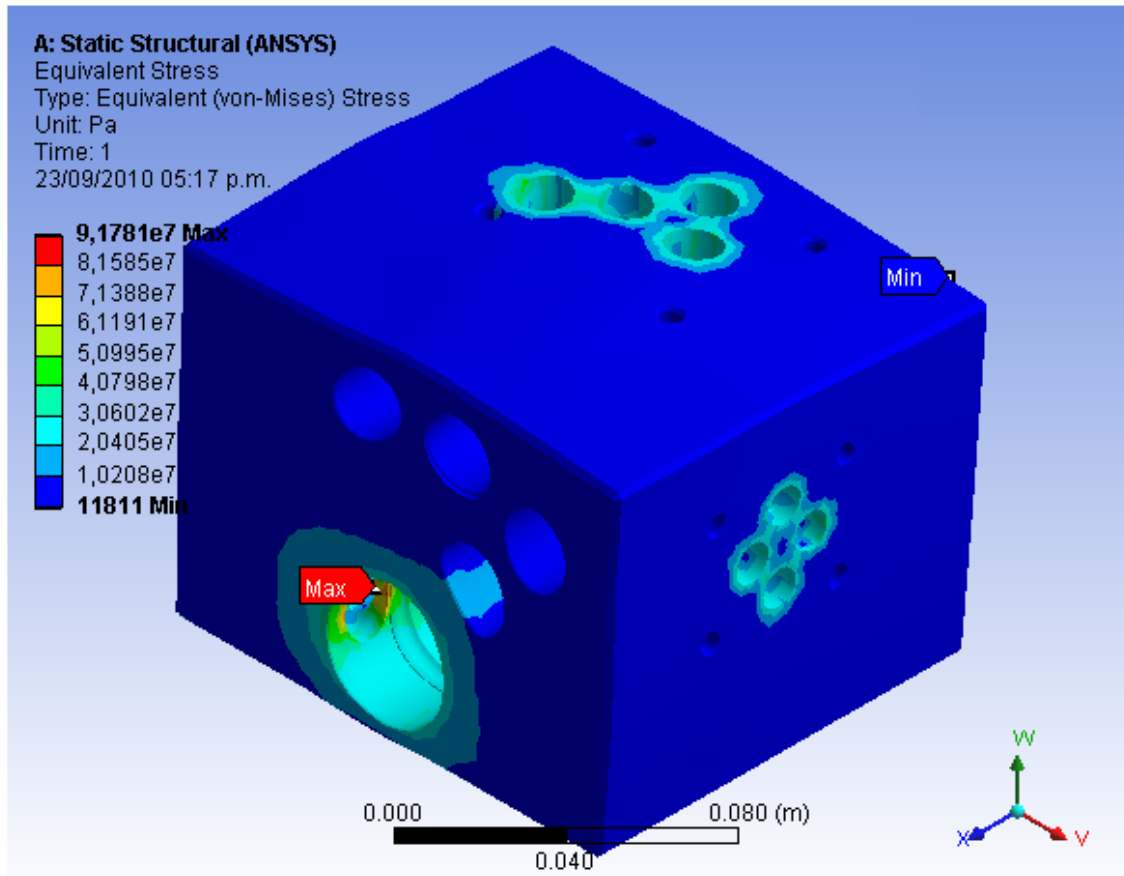


Fuente: Ansys versión 12.1.

### **5.7.2 Análisis de esfuerzos y factor de seguridad.**

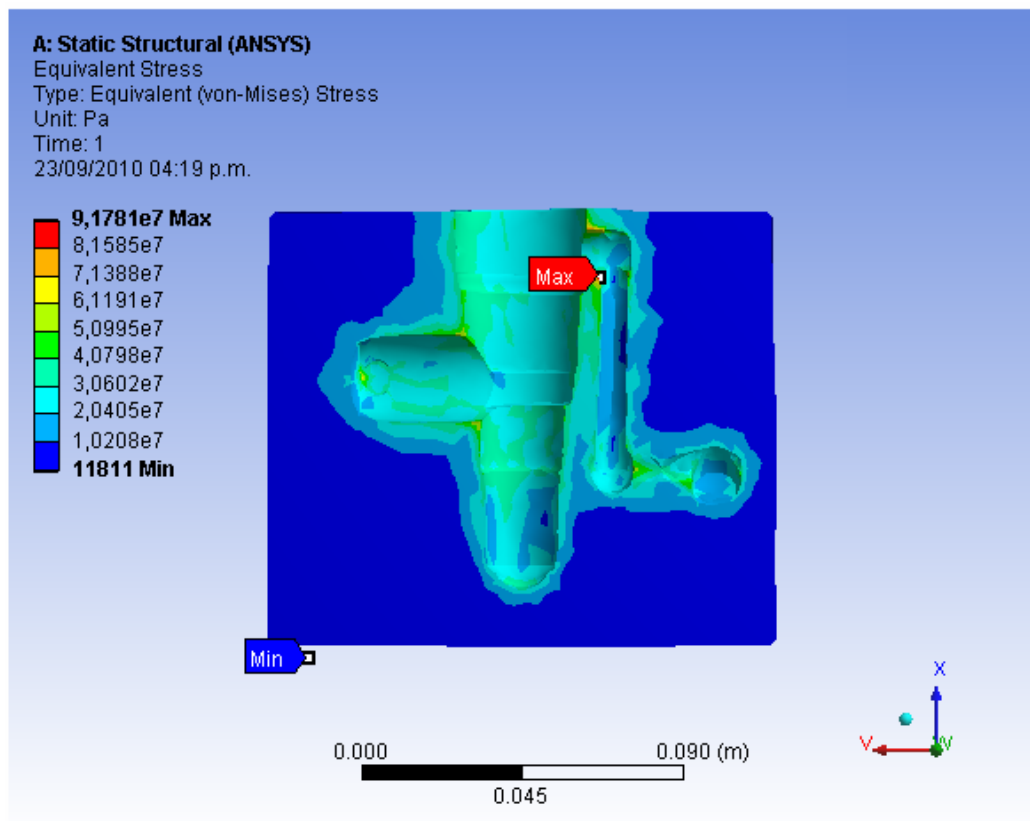
El resultado obtenido mediante la simulación de esfuerzos mostró 0.118 Mpa y 91.78 MPa como el valor mínimo y máximo respectivamente para el esfuerzo equivalente.(figura 5.39). El esfuerzo mínimo se localiza en la arista superior derecha que es el punto más alejado de la presión aplicada y el punto de máximo esfuerzo está ubicado en la entrada al puerto tres (puerto piloto) del cartucho de frenado como se muestra en las figuras 5.40.

Figura 5.39 Análisis de esfuerzos sobre el manifold



Fuente: Ansys versión 12.1.

**Figura 5.40 Corte de ubicación máximo esfuerzo aplicado sobre el manifold**



Fuente: Ansys versión 12.1.

**Tabla 5. Detalles de esfuerzos equivalentes**

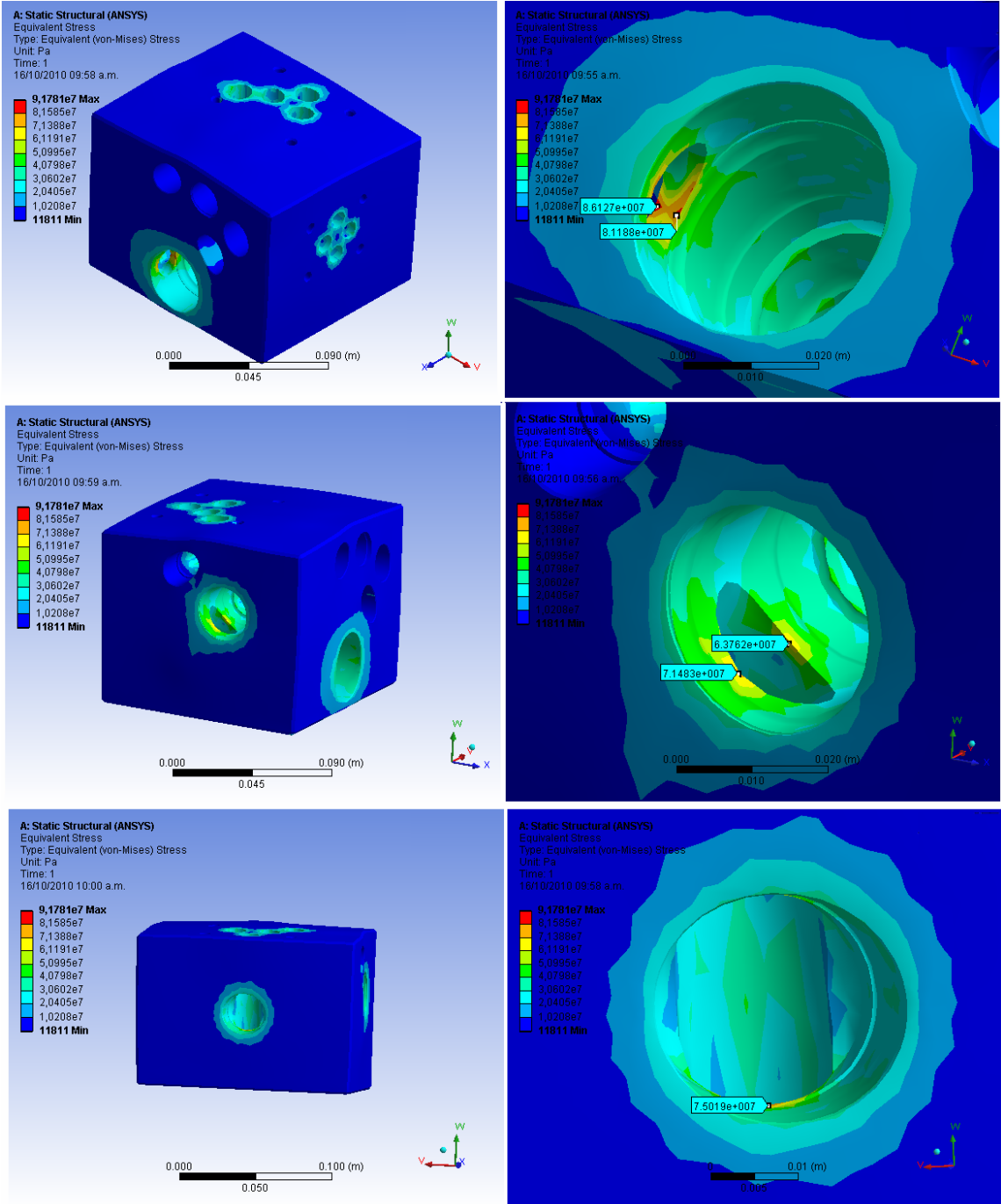
Details of "Equivalent Stress"	
<b>Scope</b>	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	All Bodies
<b>Definition</b>	
Type	Equivalent (von-Mises) Stress
By	Time
Display Time	Last
Calculate Time History	Yes
Use Average	Yes
Identifier	
<b>Results</b>	
<input type="checkbox"/> Minimum	11811 Pa
<input type="checkbox"/> Maximum	9,1781e+007 Pa
<b>Information</b>	
Time	1, s
Load Step	1
Substep	1
Iteration Number	1

Fuente: Ansys versión 12.1.

En la figura 5.41 se puede apreciar otros tres valores de esfuerzo. Dichos puntos son valores máximos localivos para zonas que ya fueron analizadas en secciones anteriores.

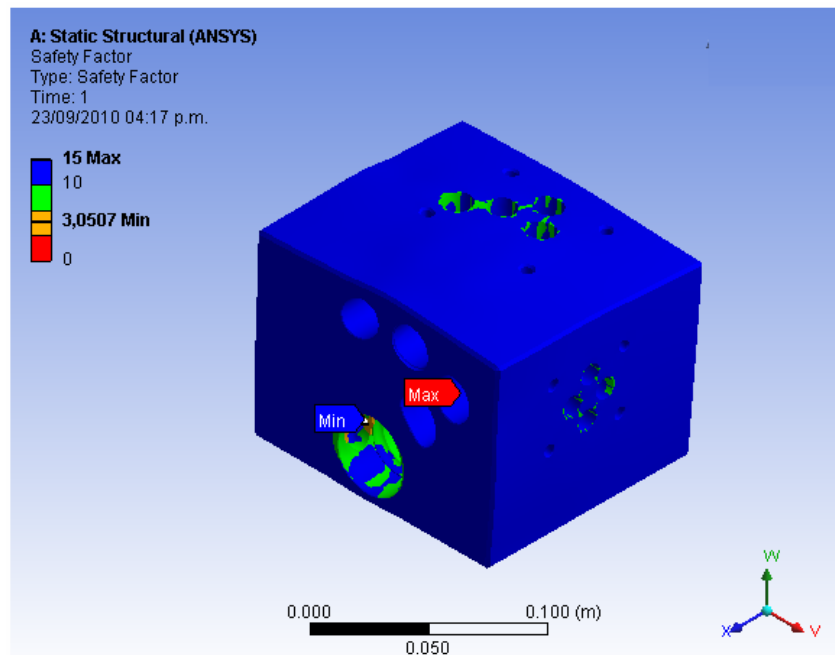
El factor mínimo de seguridad obtenido para esta simulación tuvo un valor de 3.05 y se encuentra ubicado en la entrada al puerto tres (puerto piloto) del cartucho de frenado.

Figura. 5.41. Esfuerzos equivalentes máximos localivos



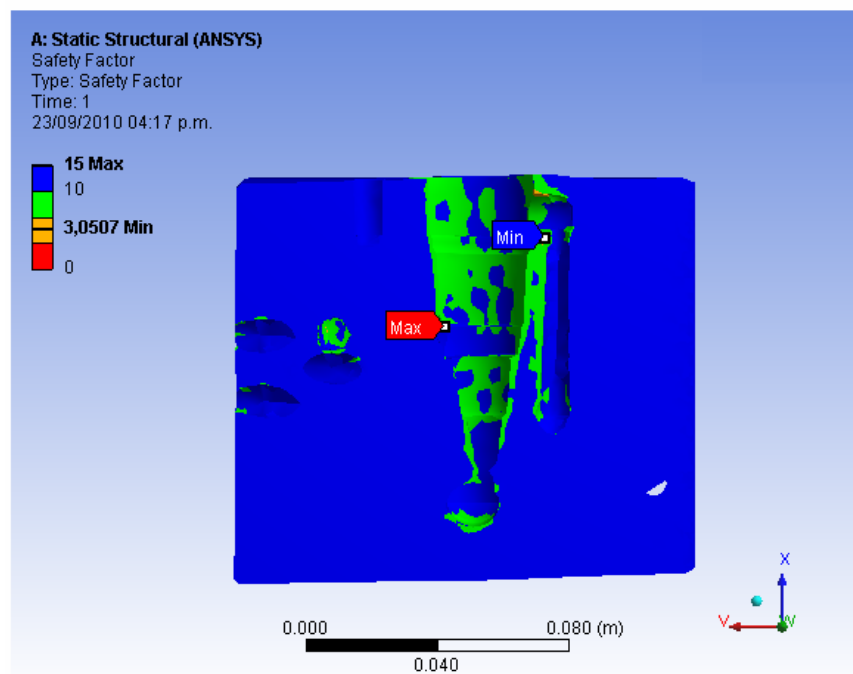
Fuente: Ansys versión 12.1.

**Figura 5.42. Factor de seguridad en el manifold**



Fuente: Ansys versión 12.1.

**Figura 5.43. Corte de ubicación de mínimo factor de seguridad**



Fuente: Ansys versión 12.1.

**Tabla 6. Detalles del factor de seguridad**

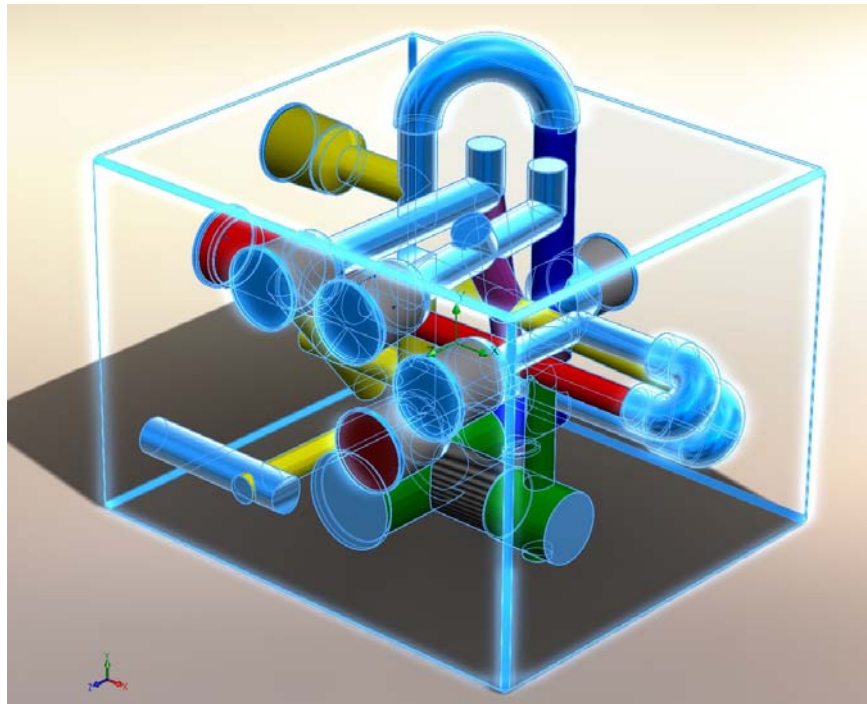
Details of "Safety Factor" <span style="float: right;">+</span>	
<b>Scope</b>	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	All Bodies
<b>Definition</b>	
Type	Safety Factor
By	Time
Display Time	Last
Calculate Time History	Yes
Use Average	Yes
Identifier	
<b>Results</b>	
<input type="checkbox"/> Minimum	3,0507
<b>Information</b>	
Time	1, s
Load Step	1
Substep	1
Iteration Number	1

Fuente: Ansys V 12.1.

## 5.8 ANÁLISIS DE FLUJO INTERNO (CAE)

La simulación del flujo en el manifold 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 y las consideraciones de flujo a caudal constante (6.5 gpm). Además de considerar bloqueos en algunos ductos debido al alojamiento de las válvulas tipo cartucho.

**Figura 5.44. Vista isométrica con lids para simulación de flujo**

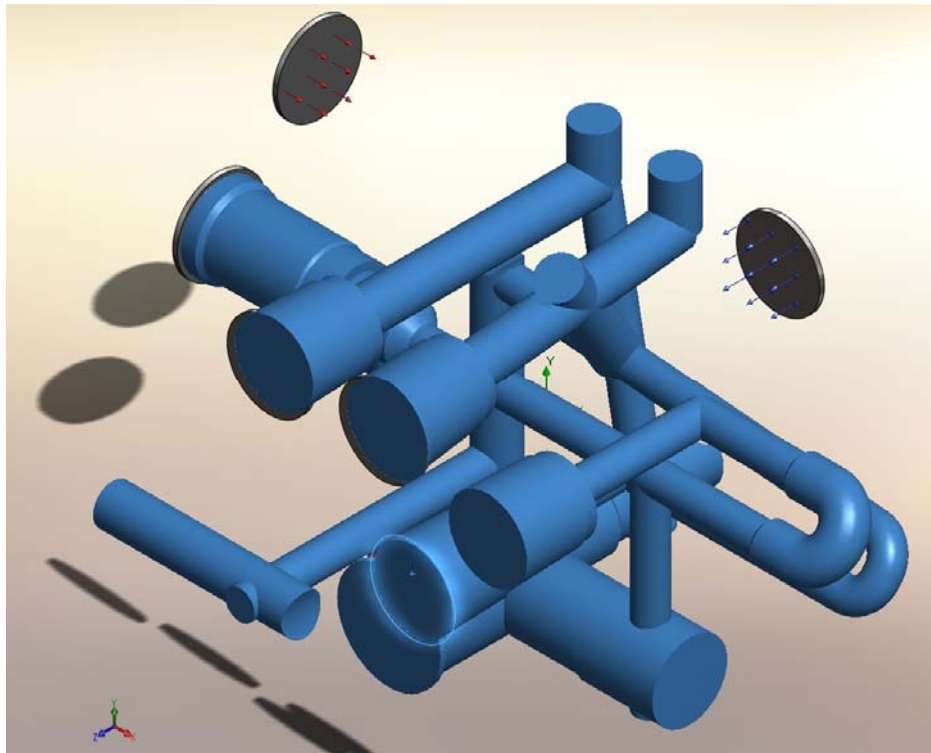


Fuente: FlowWorks.

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 hizo en Solid Works 2010.

El caso que se consideró como crítico es cuando se realiza el descenso de la carga en la configuración en serie. En este análisis el fluido ingresa por el puerto de suministro que va al puerto P de la válvula direccional CETOP 3 la cual envía el flujo por su puerto B para que haga todo el recorrido al interior del manifold (figura 5.45.)

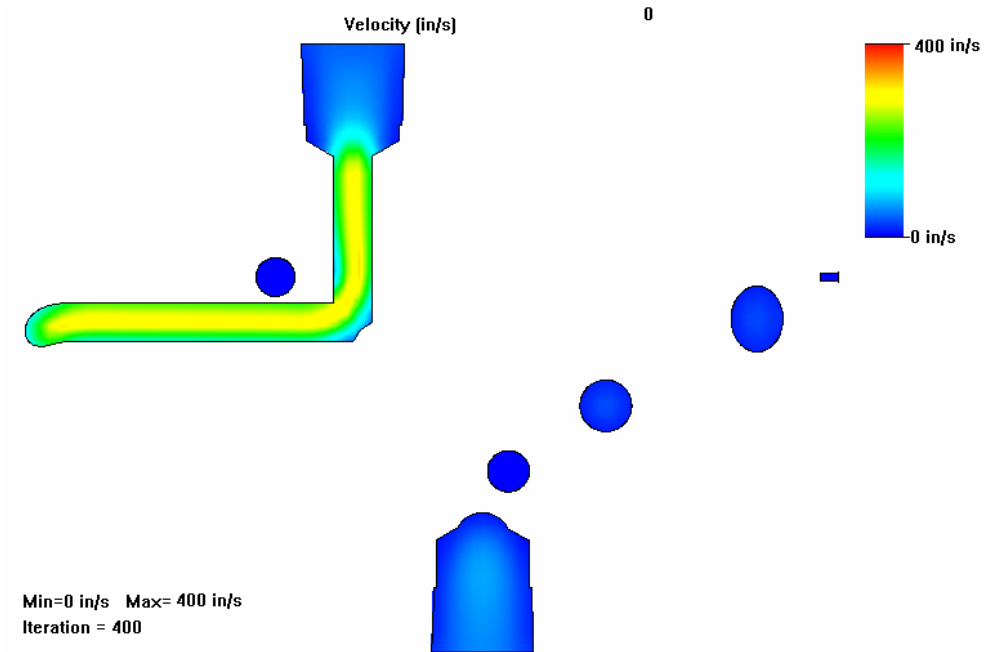
**Figura 5.45. Conexiones internas para simulación de flujo**



Fuente: FlowWorks

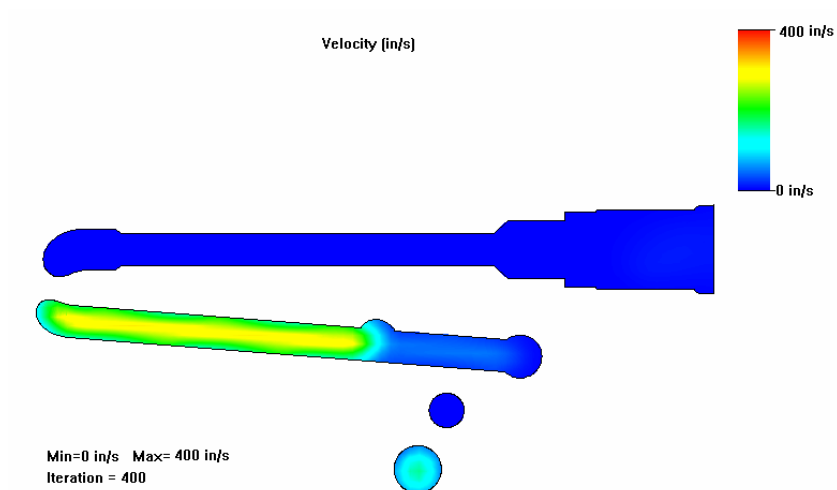
Dejando el manifold en las condiciones optimas para la simulación, se procedió definir las condiciones de frontera, procediendo posteriormente a definir los parámetros para la solución, en nuestro caso trabajaremos hasta 400 iteraciones y estableceremos tres planos importantes para obtener las distribuciones de velocidad, dos planos horizontales que pasan uno por el puerto de suministro de presión que está ubicado en la vista frontal del manifold ver figura 5.46. , el otro pasa por el puerto A de la válvula CETOP 3 cortando el recorrido que hace el puerto B de la misma válvula ver figura 5.47. y el último plano que es un plano vertical que se está ubicado en la ruta de A de CETOP 3 al puerto 2 de la válvula de frenado ver figura 5.48.

**Figura. 5.46. Cut plot de distribución de velocidades de suministro de presión a puerto P de CETOP 3.**



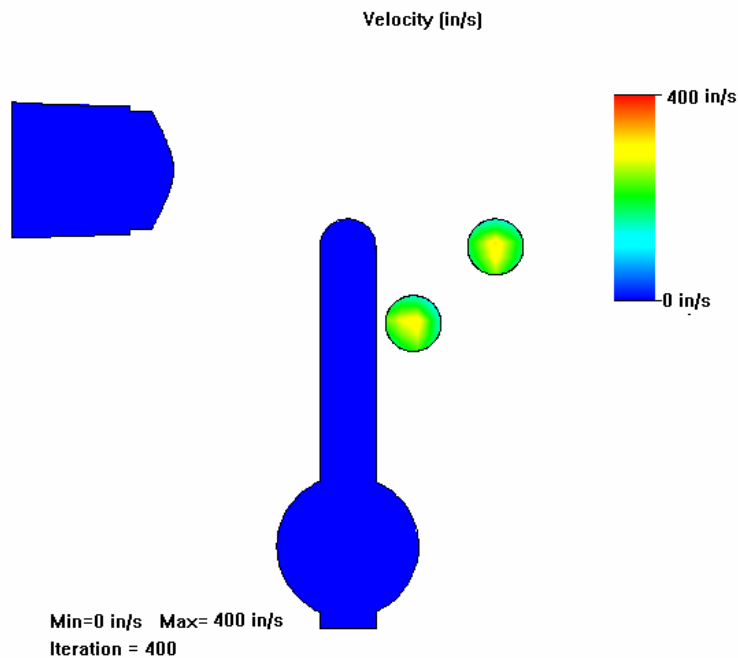
Fuente: FlowWorks

**Figura. 5.47. Cut plot de distribución de velocidades de puerto A y B de CETOP 3.**



Fuente: FlowWorks

**Figura 5.48. Cut plot de distribución de velocidades de puerto A de CETOP 3 a puerto 2 de cartucho de frenado.**



Fuente: FlowWorks

Luego de realizar la simulación, observamos que el valor máximo para la velocidad del fluido es de 9.4m/s (región amarilla) y está ubicado en el puerto de suministro de presión cuando pasa por el diámetro 7.5 mm de la CETOP 3. 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:

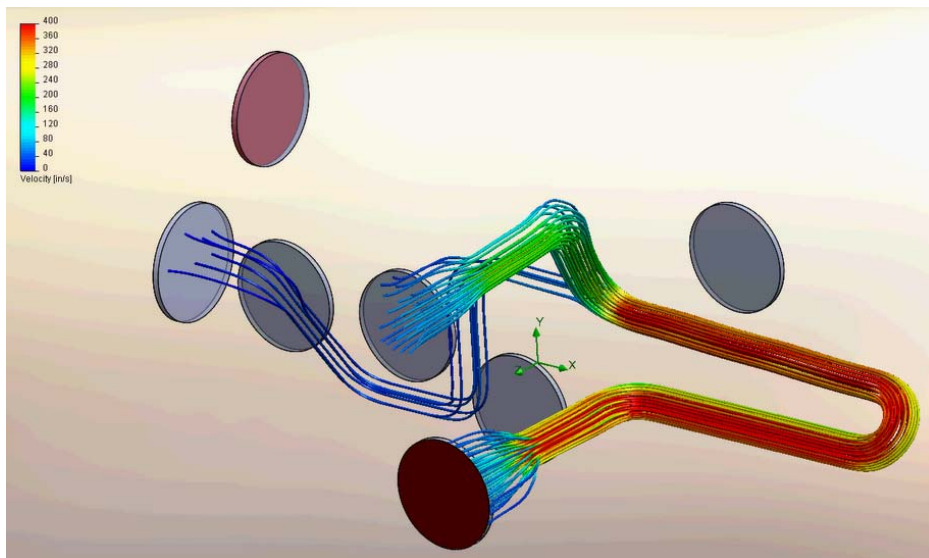
$$Re = \frac{\bar{V}D}{\nu}$$

$$Re = \frac{9.4m/s \times 0.0075m}{3.7 \times 10^{-5} m^2/s} = 1905$$

$$Re \approx 1905$$

Este valor indica que el flujo presenta un comportamiento laminar tal y como se había demostrado anteriormente. La figura 5.49. 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 5.49. Líneas de corriente**



Fuente: FlowWorks

Otras consideraciones hechas fueron que la presión de salida por el orificio a tanque se tomó como cero y que el caudal de suministro es 6.5 gpm. 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.

## **6. PRUEBAS Y RESULTADOS OBTENIDOS**

En este capítulo se describen las pruebas realizadas. Observando el comportamiento de los manómetros que se ubican en tres puntos diferentes del circuito, entrada y salida de un motor y válvula de seguridad. Los resultados de estas mediciones nos servirán para analizar las caídas de presión que ocurren en el circuito cuando utilizamos las distintas configuraciones.

### **6.1 MONTAJE DEL SISTEMA HIDRAULICO**

Para el montaje del sistema hidráulico se utilizó: grupo de accionamiento (bomba de 6.5 GPM, motor de 9HP), válvula de seguridad ajustable con manómetro instalado y una fuente de alimentación a 110 V, dos motores hidráulicos con tambor, manifold, válvulas direccionales CETOP 3 punto flotante PARKER y válvula direccional CETOP 5 de dos posiciones cuatro vías, cartucho de frenado SUN HYDRAULICS y cartucho OR SUN HYDRAULICS. En las figuras 6.1, 6.2, 6.3, 6.4 se muestran dichos componentes.

**Figura 6.1. Válvula direccional CETOP 5 de dos posiciones cuatro vías centro tándem accionada por solenoide marca ATOS.**



Fuente: Propiedad de los autores.

**Figura 6.2. Válvula direccional CETOP 3 de tres posiciones cuatro vías centro punto flotante accionada por solenoide marca PARKER.**



Fuente: Propiedad de los autores.

**Figura 6.3. Válvulas tipo cartucho de frenado y OR SUN HYDRAULICS**

**Cartucho de frenado**



**Cartucho OR**



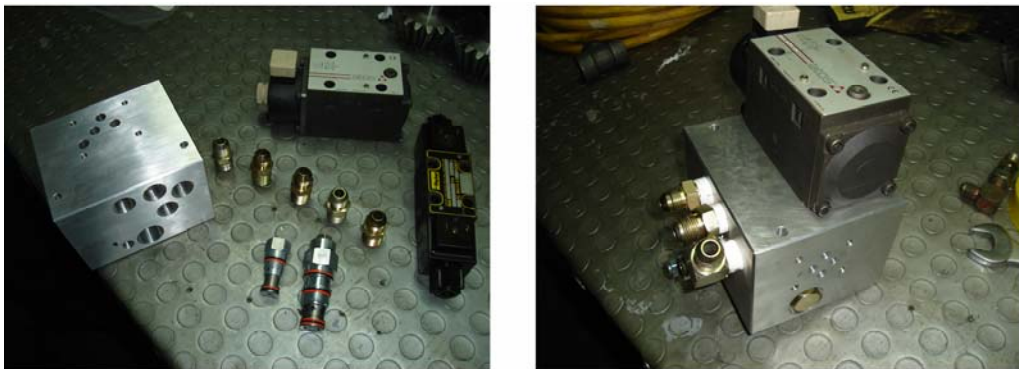
Fuente: Propiedad de los autores.

**Figura 6.4. Racores  $\frac{1}{2}$  in NPT a  $\frac{3}{4}$  in y tapones DE  $\frac{1}{4}$  Y  $\frac{1}{2}$  NPT**



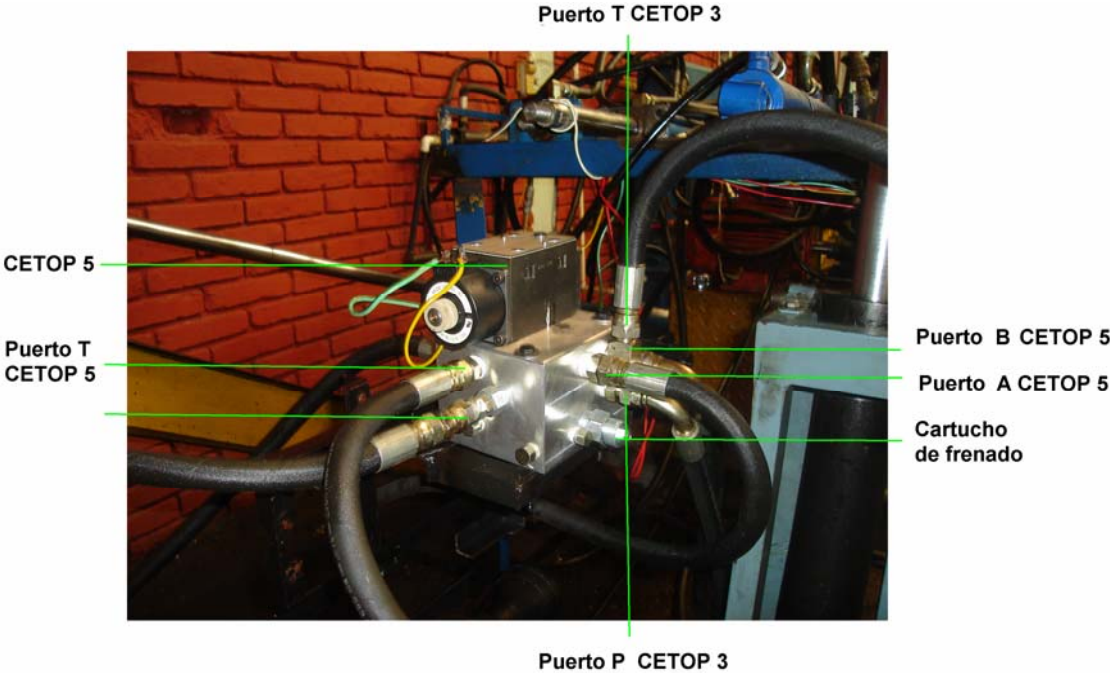
Fuente: Propiedad de los autores.

**Figura. 6.5. Conjunto manifold.**



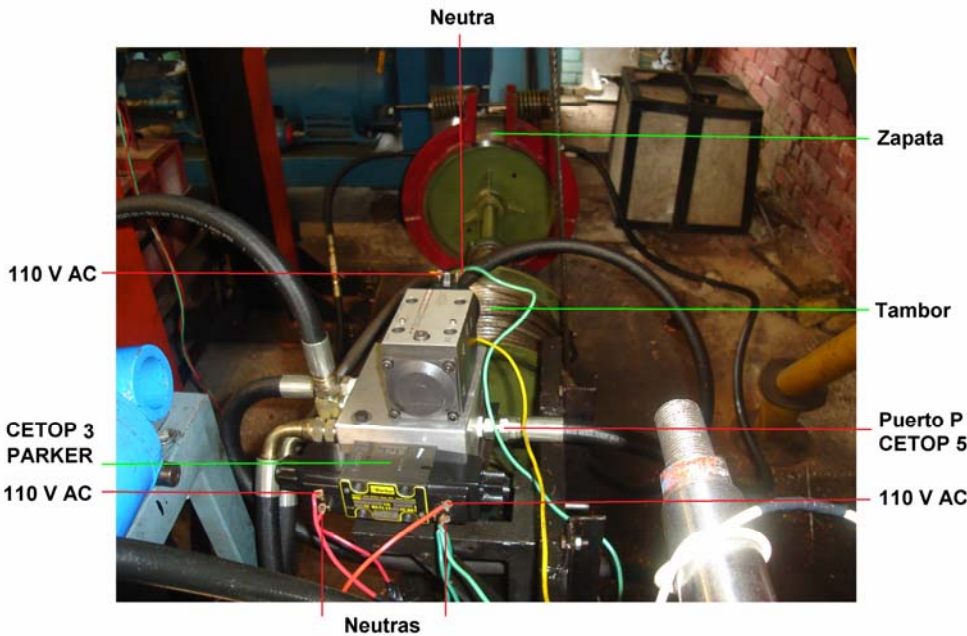
Fuente: Propiedad de los autores.

**Figura. 6.6. Manifold instalado**



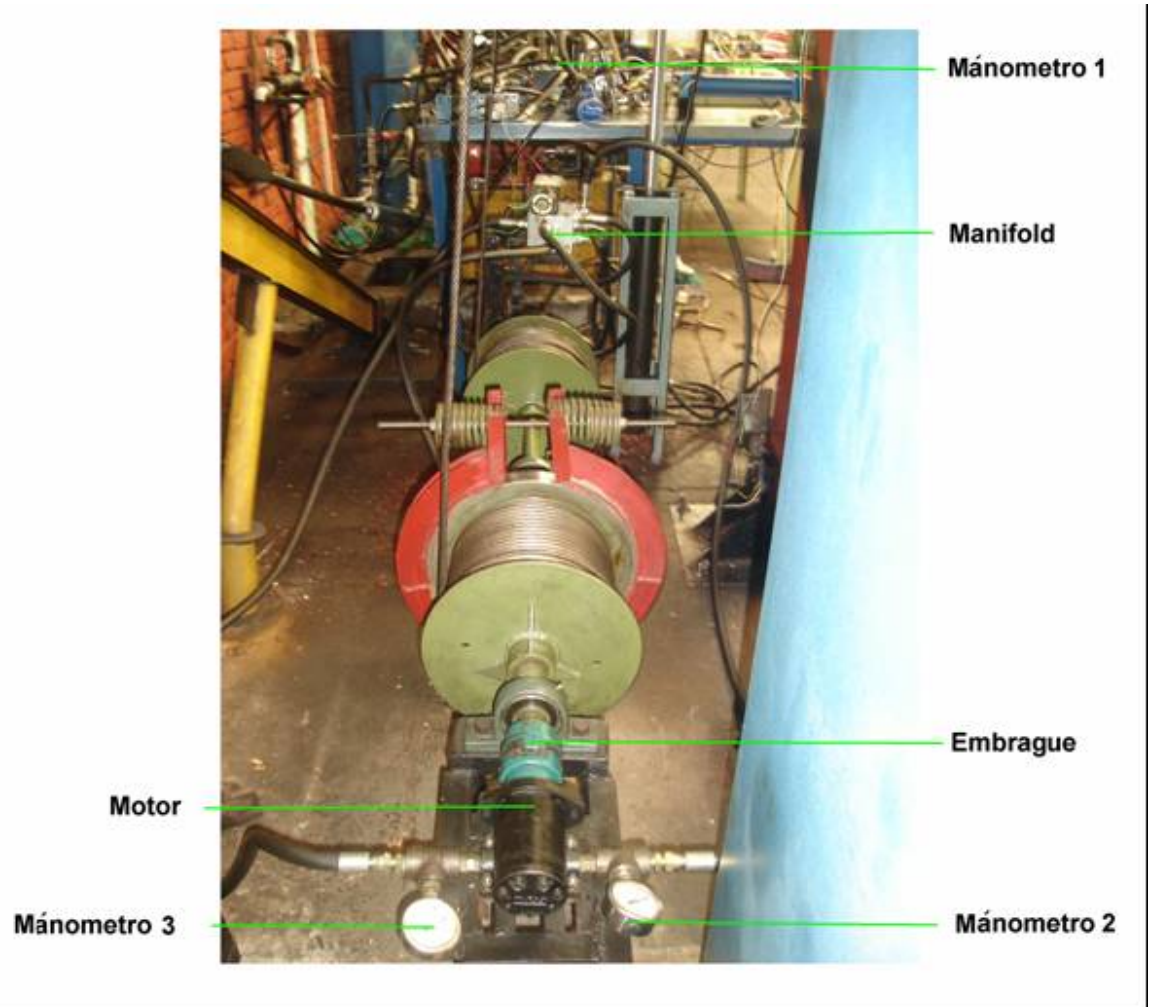
Fuente: Propiedad de los autores.

**Figura 6.7. Manifold instalado con conexiones eléctricas**



Fuente: Propiedad de los autores.

**Figura 6.8. Vista lateral de montaje.**



Fuente: Propiedad de los autores.

**Figura 6.9. Plataforma**



Fuente: Propiedad de los autores.

**Figura 6.10. Panel de control**



Fuente: Propiedad de los autores.

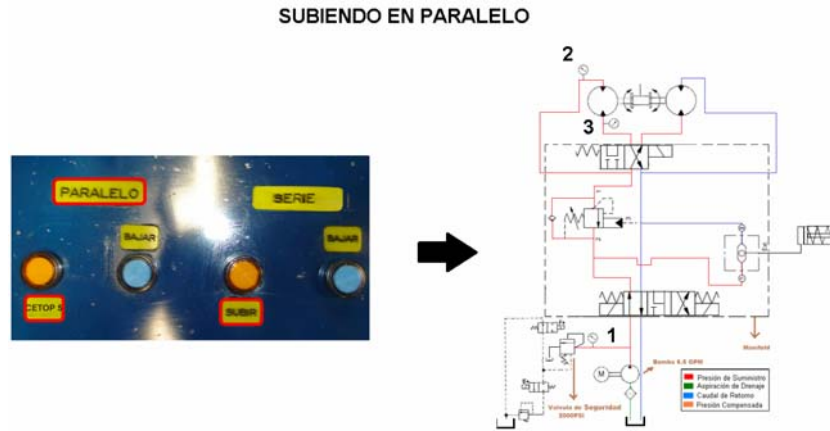
## **7. PRUEBAS**

Las pruebas que se realizaron fueron: medición de presión a través del circuito hidráulico para las diferentes configuraciones, subida y bajada en paralelo y serie. A continuación se muestra el accionamiento de la plataforma desde el panel de control y las mediciones marcadas por los manómetros ubicados en diferentes posiciones que indicaran las caídas de presión que ocurren a través del circuito.

### **7.1 SUBIDA EN PARALELO**

Para obtener máxima capacidad de carga los motores deben conectarse en paralelo a expensas del caudal el cual utiliza la mitad para conservar la misma potencia. Para accionar las diferentes configuraciones nos remitimos al panel de control que se encuentra de color azul con botones naranjas y azules, en nuestro primer caso: Subida en paralelo se oprimen los dos interruptores resaltados con recuadros rojos como se muestra en la figura 7.1. De esta forma la plataforma sube lentamente a plena carga como es característico de la configuración en paralelo.

**Figura 7.1. Accionamiento de subida en paralelo**



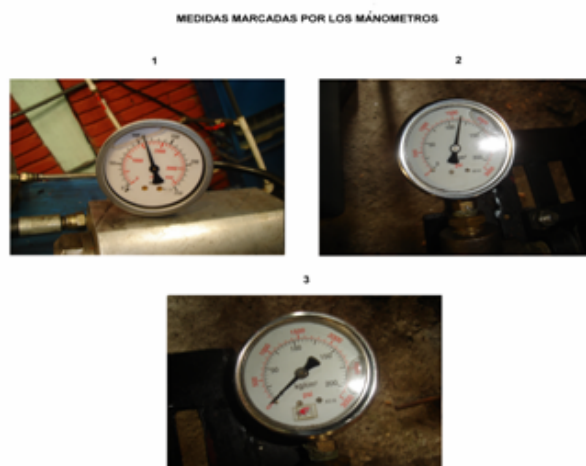
Fuente: Propiedad de los autores.

**Tabla 7. Registro de manómetros subiéndolo en paralelo**

MANOMETROS	PRESIONES (psi)
Manómetro 1	1600
Manómetro 2	1550
Manómetro 3	0

Fuente: Propiedad de los autores.

**Figura 7.2. Registro de manómetros subiéndolo en paralelo**



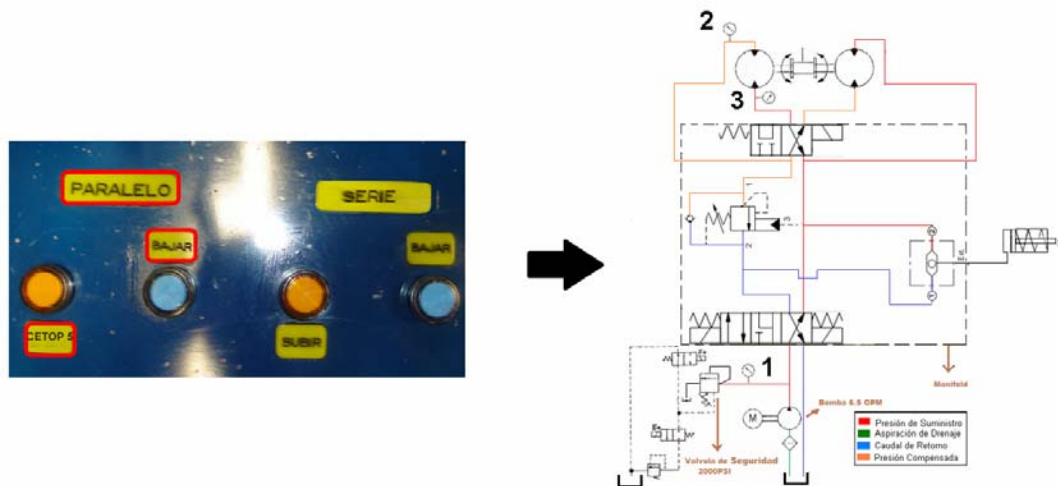
Fuente: Propiedad de los autores.

La configuración de sistemas hidráulicos para subida con motores en paralelo es la forma más eficiente de levantar mayor cantidad de carga debido a que el caudal y la presión son  $Q = Q/2$  y  $P_{MOTOR1} = P_{MOTOR2}$  para cada motor. Según las pruebas, el manómetro de la válvula de seguridad está marcando 1600 psi y los manómetros 2 a la entrada y 3 a la salida del mismo motor marcan respectivamente 1550 psi y 0 psi, el cero es porque la línea de salida va a tanque, por tanto la pérdida de presión debido al paso por manifold y mangueras entre el manómetro 1 y 2 es de 50 psi.

## 7.2 BAJADA EN PARALELO

**Figura 7.3. Accionamiento de bajada en paralelo**

BAJANDO EN PARALELO



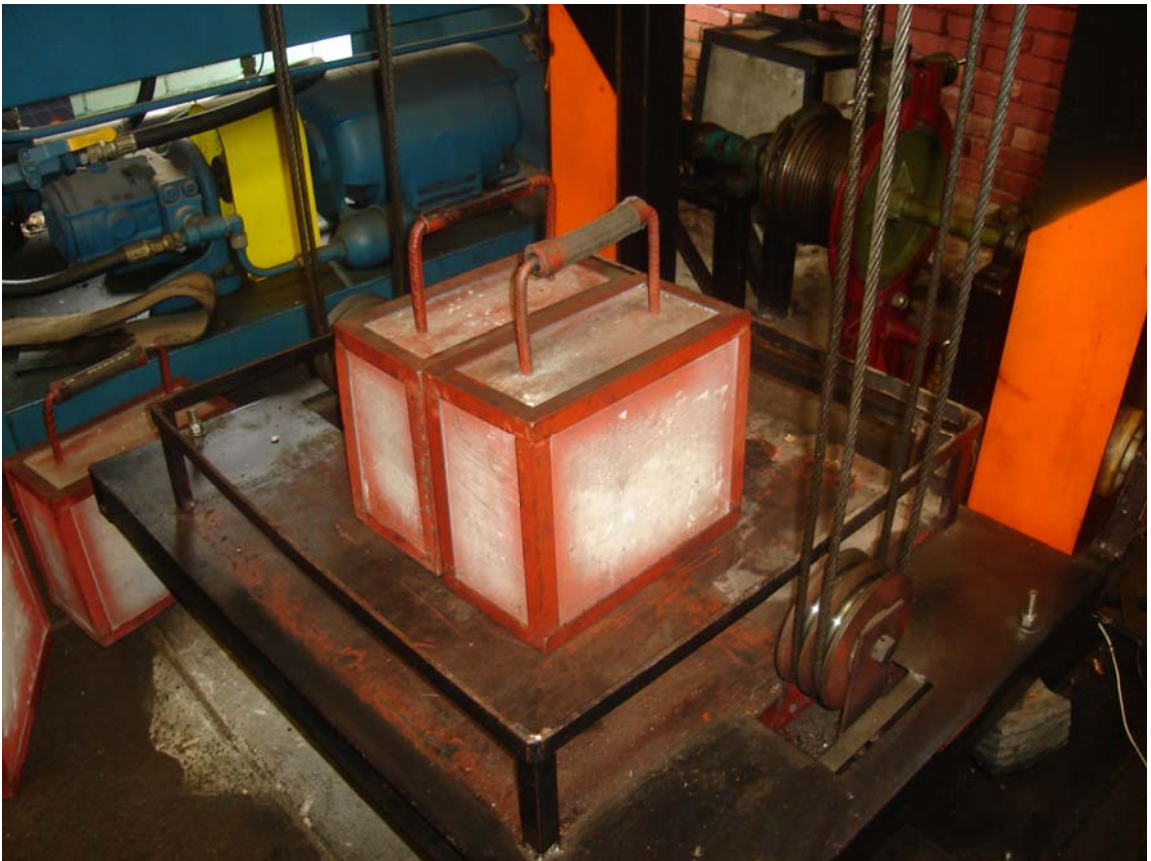
Fuente: Propiedad de los autores.



manómetros 2 a la salida y 3 a la entrada del mismo motor marcan respectivamente 1900 psi y 250 psi, por tanto el aumento de presión entre el manómetro 1 y 2 es de 1150 psi que es debido a que la presión debe vencer el taraje de la válvula de frenado tipo cartucho para permitir el paso del fluido bajando.

### 7.3 SUBIENDO EN SERIE (CON POCA CARGA)

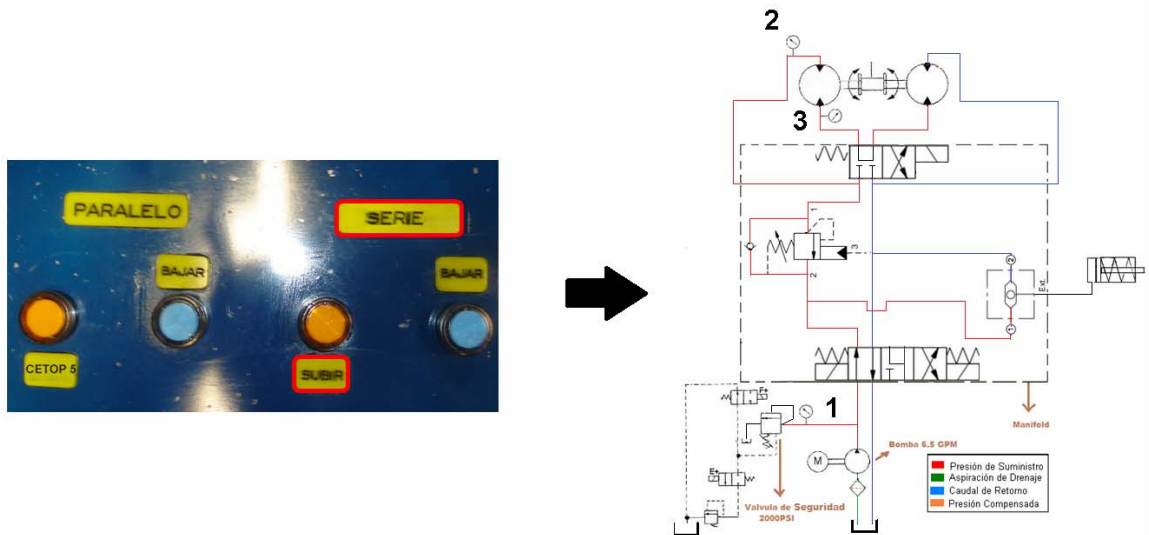
**Figura 7.5. Carga subida en serie**



Fuente: Propiedad de los autores.

**Figura 7.6. Accionamiento de subida en serie**

**SUBIENDO EN SERIE**



Fuente: Propiedad de los autores.

**Tabla 9. Registro de manómetros subiendo en serie**

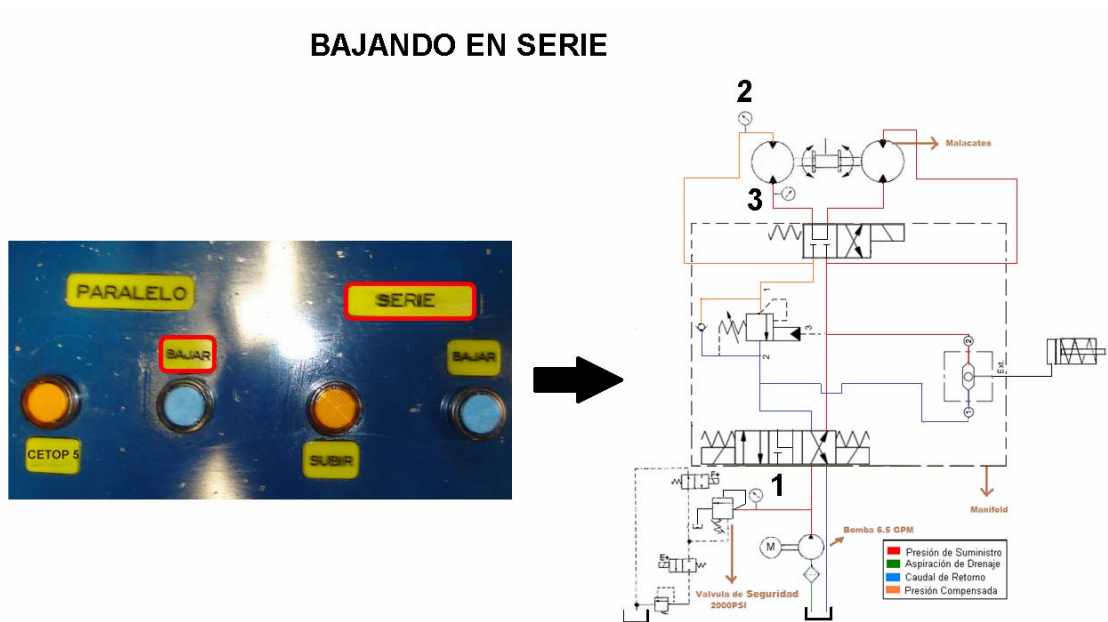
MANOMETRO	PRESION (psi)
Manómetro 1	1550
Manómetro 2	1650
Manómetro 3	770
Caída de presión	780

Fuente: Propiedad de los autores.



## 7.4 BAJANDO EN SERIE

Figura 7.8. Accionamiento bajando en serie



Fuente: Propiedad de los autores.

Tabla 10. Registro de manómetros bajando en serie

MANOMETRO	PRESION (psi)
Manómetro 1	1550
Manómetro 2	1650
Manómetro 3	1900
Aumento de presión	100

Fuente: Propiedad de los autores.

Caída de presión = Manómetro 1- Manómetro 3



**Tabla 11. Caída de presión para cada configuración**

<b>CONFIGURACION</b>	<b>CAIDA DE PRESION (psi)</b>
Subiendo en paralelo	50
Bajando en paralelo	500
Subiendo en serie	780
Bajando en serie	350

Fuente: Propiedad de los autores.

## **7.5. CARACTERIZACIÓN DEL MANIFOLD PARA CONTRABALANCE**

- Descripción: MANIFOLD CON DOS VÁLVULAS DIRECCIONALES Y CARTUCHOS DE FRENADO Y OR.
- Tipo: DE CARTUCHO PARA ROSCAR
- Material del manifold: DURALUMINIO.
- Dimensiones: (100 x 120x 140) mm
- Peso del manifold: 12 Kg
- Máxima entrada de flujo: 6.5 gpm (26 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 cm<sup>3</sup>/min).
- Alimentación del solenoide: 110 AC
- Temperatura máxima del aceite: 54°C

## 8. 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 12. Costos**

<i><b>DESCRIPCIÓN</b></i>	<i><b>VALOR</b></i>
Válvulas cartucho y direccionales	1.150.000
Gastos de envío de mercancía	100.000
Ferretería	25.000
Material Manifold	400.000
Mecanizada manifold	2.100.000
Racores, mangueras, tubería, etc.	205.000
Papelería	120.000
Otros	100.000
<b>Total</b>	<b>\$ 4.200.000</b>

Fuente: Propiedad de los autores.

## 9. CONCLUSIONES Y OBSERVACIONES

- ◆ Se deduce a través de las simulaciones de diseño realizadas en Solid Works, 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 nuestro manifold incluyen resultados de caída de presión a través del circuito hidráulico para las cuatro configuraciones. Se concluye que mediante la comparación de costos de manifold diseñado por estudiantes de ingeniería mecánica versus costo del mismo en SUN HYDRAULICS 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.

**Tabla 13. Ahorro con respecto al valos en la industria**

Manifold	\$ 2.100.000	Manifold SUN HYDRAULICS	\$ 7000000
Cartuchos	\$ 1.150.000		
Otros	\$ 950.000		
<b>TOTAL</b>	<b>\$ 4.200.000</b>	<b>TOTAL</b>	<b>\$ 7000000</b>
<b>Ahorro del</b>	<b>60 %</b>		

Fuente: Propiedad de los autores.

- ◆ Finalmente, se concluye que con la terminación de este proyecto, el laboratorio de Sistemas Oleoneumáticos, queda dotado con manifold para trabajar en paralelo y serie con contrabalance incluido en el área de Control Hidráulico, utilizando tecnología de cartuchos en lo que respecta al frenado de la plataforma y válvulas direccionales. Esta tesis permite que el estudiante se capacite mejor en todo lo relacionado con motores en serie y paralelo con control de carga.

## BIBLIOGRAFÍA

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

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

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.

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

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.

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

PARKER. Parker Hannifin: Cartridge. [On line]. Cleveland- USA. [Cited 10 September 2009]. Available from internet: <http://www.parker.com/portal/site/PARKER/menuitem.005db0d83405a82228323e1>

0237ad1ca/?vgnextoid=991880961f66e010VgnVCM1000000308a8c0RCRD&vgnextfmt=default

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

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.

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](http://www.sunhydraulics.com/cmsnet/cartridges.aspx?lang_id=1&Cat_Level_0=1&Cat_Level_1=2).

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

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

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

# **ANEXOS**

# ANEXO A. VÁLVULA DE FRENADO CBDA-LHN SUN HYDRAULICS CORP..



## 3:1 pilot ratio, restrictive counterbalance valve

Capacity:  
8 gpm (30 L/min.)

Functional Group:

Products : Cartridges : Counterbalance : 3-Port Non-vented : Restrictive, 3:1 Pilot Ratio

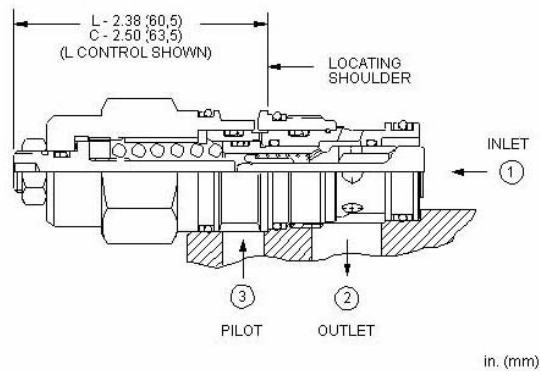
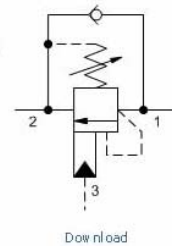
Model:

CBDA

### Product Description

Counterbalance valves with pilot assist are meant to control an overrunning load. The check valve allows free flow from the directional valve (port 2) to the load (port 1) while a direct-acting, pilot-assisted relief valve controls flow from port 1 to port 2. Pilot assist at port 3 lowers the effective setting of the relief valve at a rate determined by the pilot ratio.

Other names for this valve include motion control valve and over center valve.



### Technical Features

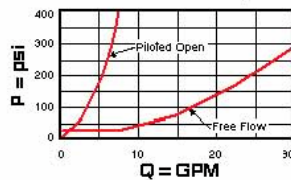
- Counterbalance valves should be set at least 1.3 times the maximum load induced pressure.
- Restrictive valves have no relief capacity other than as a thermal relief.
- Turn adjustment clockwise to decrease setting and release load.
- Full clockwise setting is less than 200 psi (14 bar).
- Backpressure at port 2 adds to the effective relief setting at a ratio of 1 plus the pilot ratio times the backpressure.
- Reseat exceeds 85% of set pressure when the valve is standard set. Settings lower than the standard set pressure may result in lower reseal percentages.
- Sun counterbalance cartridges can be installed directly into a cavity machined in an actuator housing for added protection and improved stiffness in the circuit.
- Two check valve cracking pressures are available. Use the 25 psi (1,7 bar) check unless actuator cavitation is a concern.
- This valve has positive seals between all ports.
- All 3-port counterbalance, load control, and pilot-to-open check cartridges are physically interchangeable (i.e. same flow path, same cavity for a given frame size).
- Incorporates the Sun floating style construction to minimize the possibility of internal parts binding due to excessive installation torque and/or cavity/cartridge machining variations.

### Technical Data

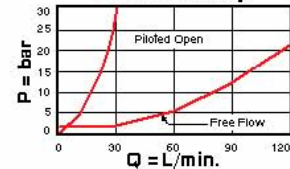
	U.S. Units	Metric Units
Cavity		T-2A

Capacity	8 gpm	30 L/min.
Pilot Ratio	3:1	
Maximum Recommended Load Pressure at Maximum Setting	3075 psi	215 bar
Maximum Setting	4000 psi	280 bar
Adjustment - Number of Counterclockwise Turns to Increase Setting	3.75	
Factory Pressure Settings Established at	2 in <sup>3</sup> /min.	30 cc/min.
Maximum Valve Leakage at Reseat	5 drops/min.	0,3 cc/min.
Series (from Cavity)	Series 2	
Reseat	>85% of Set Pressure	
Valve Hex Size	1 1/8 in.	28,6 mm
Valve Installation Torque	45 - 50 lbf ft	60 - 70 Nm
Adjustment Screw Internal Hex Size	5/32 in.	4 mm
Adjustment Locknut/Cap Hex Size	9/16 in.	15 mm
Adjustment Nut Torque	80 - 90 lbf in.	9 - 10 Nm
Seal Kits - Cartridge	Buna: 990-202-007	
Seal Kits - Cartridge	Viton: 990-202-006	
Model Weight	0.63 lb.	0.29 kg.

**Free Flow and Piloted Open Pressure Drop**



**Free Flow and Piloted Open Pressure Drop**



### CBDA-LHN

Control	Functional Setting Range	Seal Material	Material/Coating Modifier
Standard Options	Standard Options	Standard Options	Preferred Options
<p><b>C*</b> Tamper Resistant - Factory Set</p> <p><b>L</b> Standard Screw Adjustment</p>	<p><b>A</b> 1000 - 4000 psi w/4 psi Check (70 - 280 bar w/0,3 bar Check), 3000 psi (210 bar) Standard Setting</p> <p><b>B</b> 400 - 1500 psi w/4 psi Check (28 - 105 bar w/0,3 bar Check), 1000 psi (70 bar) Standard Setting</p> <p><b>H</b> 1000 - 4000 psi w/25 psi Check (70 - 280 bar w/1,7 bar Check), 3000 psi (210 bar) Standard Setting</p> <p><b>I</b> 400 - 1500 psi w/25 psi Check (28 - 105 bar w/1,7 bar Check), 1000 psi (70 bar) Standard Setting</p>	<p><b>N</b> Buna-N</p> <p><b>V</b> Viton</p>	<p><b>No modifier</b> (standard material with no special coating)</p> <p>Special Options</p> <p><b>/AP</b> Stainless Steel, Passivated</p> <p>Control:C</p> <p>Control:L</p> <p><i>Our stainless product line is growing! If you are interested in a stainless option for this model which is not shown please contact Sun.</i></p>

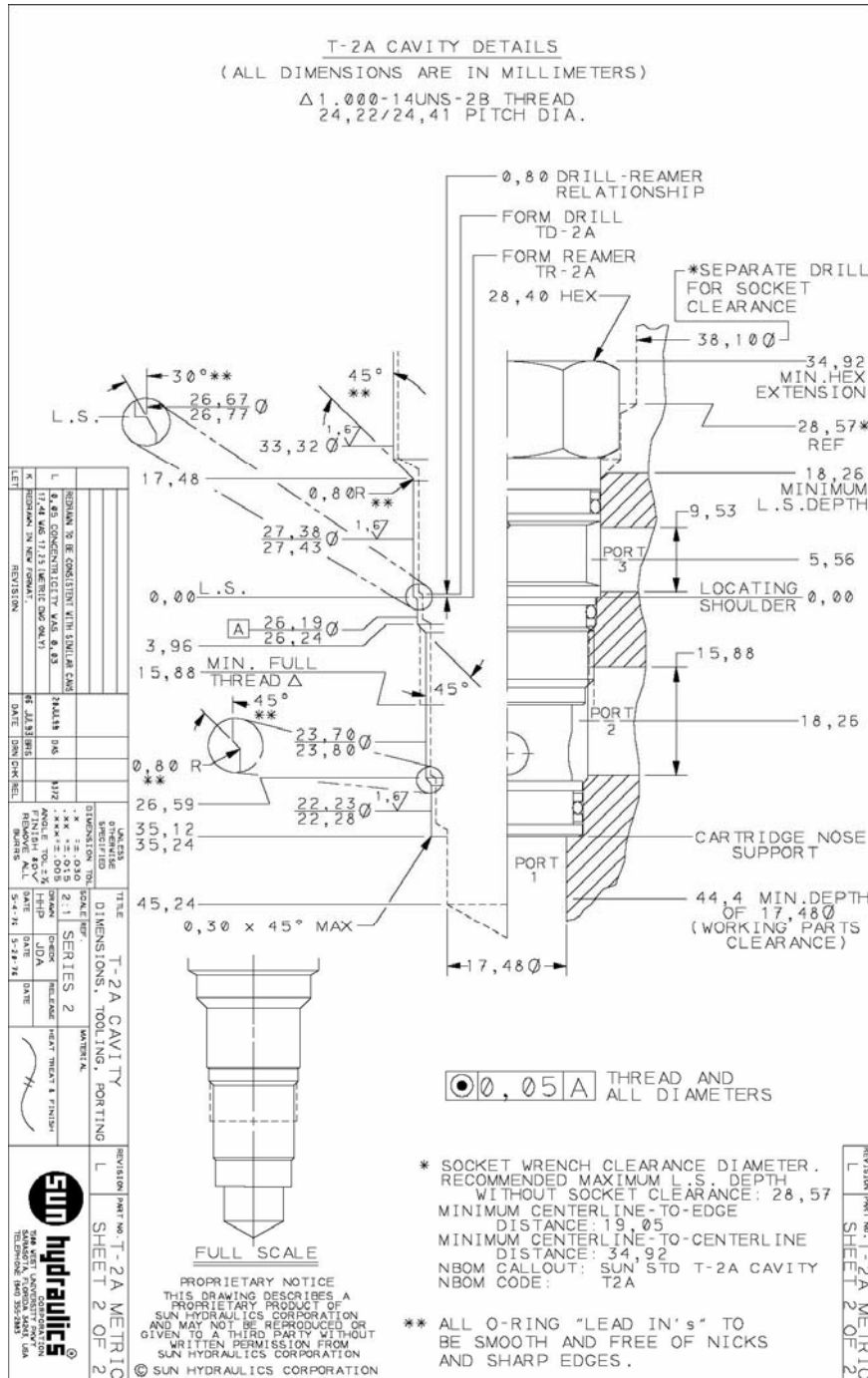
When the modifier is /AP, the control must be C or L

\* Special Setting required, specify at time of order  
Customer specified setting stamped on hex \$2.00

**Related Documents (opens in new window):**

- Explanation of Sun cartridge control options - US units.

# ANEXO B. CAVIDADES VÁLVULA DE FRENADO CBDA-LHN SUN HYDRAULICS CORP..



## ANEXO C. VÁLVULA OR CSAA-EXN SUN HYDRAULICS CORP..



### Single ball shuttle valve with signal external

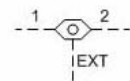
Capacity:  
2.5 gpm (10 L/min.)

Functional Group:  
Products : Cartridges : Shuttle Valve : 2 Port : Single Ball, Signal External

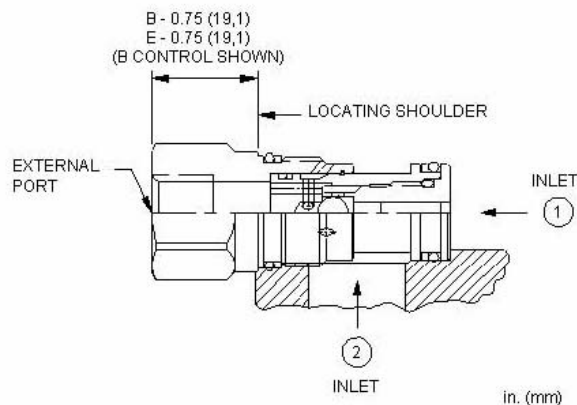
Model:  
CSAA

#### Product Description

The single ball shuttle connects the higher of two work ports to the signal or common port. The signal is sensed at an external port located in the hex-end of the cartridge.



[Download](#)

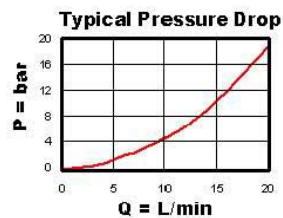
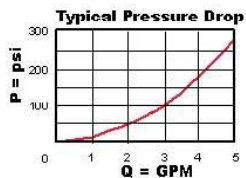


#### Technical Features

- Shuttle cartridges feature hardened steel balls and seats for excellent wear characteristics and contamination tolerance.
- The single ball allows for the decay of the pressure signal when both load ports drop to a lower pressure.
- Incorporates the Sun floating style construction to minimize the possibility of internal parts binding due to excessive installation torque and/or cavity/cartridge machining variations.

#### Technical Data

	U.S. Units	Metric Units
Cavity	T-13A	
Capacity	2.5 gpm	10 L/min.
Maximum Operating Pressure	5000 psi	350 bar
Maximum Valve Leakage at 110 SUS (24 cSt)	5 drops/min.	0,3 cc/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
Seal Kits - Cartridge	Buna: 990-010-007	
Seal Kits - Cartridge	Viton: 990-010-006	
Model Weight	0.22 lb.	0,10 kg.

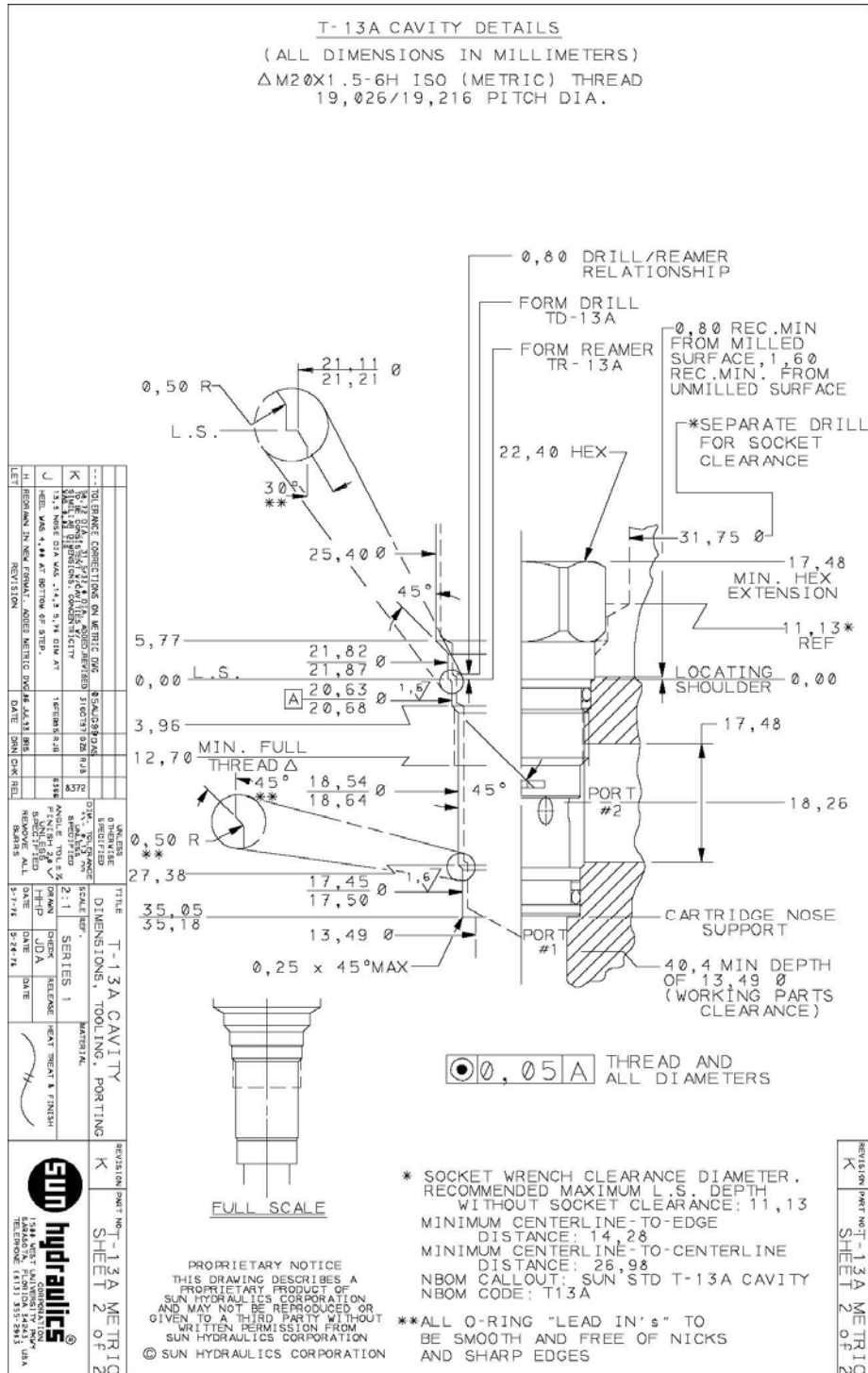


### CSAA-EXN

Control	Adjustment Range	Seal Material	Material/Coating Modifier
Standard Options	Standard Options	Standard Options	Preferred Options
<b>B</b> External 1/4 BSPP Port <b>E</b> External 4-SAE Port	<b>X</b> -	<b>N</b> Buna-N <b>V</b> Viton	No modifier (standard material with no special coating) Special Options <b>/AP</b> Stainless Steel, Passivated Control:B Control:E <i>Our stainless product line is growing! If you are interested in a stainless option for this model which is not shown please contact Sun.</i>

When the modifier is /AP, the control must be B or E

# ANEXO D. CAVIDADES VÁLVULA DE OR CSAA-EXN SUN HYDRAULICS CORP.



## ANEXO E. VÁLVULA REGULADORA DE CAUDAL




# FT2253/5-01

**SINGLE-ACTING  
NEEDLE CONTROL  
VALVE IN LINE**

Derived from the pressing of series FT 2251.2 they allow regulation of flow in one direction and full free flow in opposite direction thanks to the needle unit with incorporated ball they are equipped with. As an alternative to FT2257.5 where the working pressure does not exceed 350 bar. They can be used also with fluids different from oil, such as: air, gas and liquids in general. They have the same characteristics as the FT 2257 series:

- accurate flow regulation;
- efficient metallic sealing;
- simple setting of flow rates;
- secure against accidental needle withdrawal;
- secure needle position;
- ready for panel mount.

On request

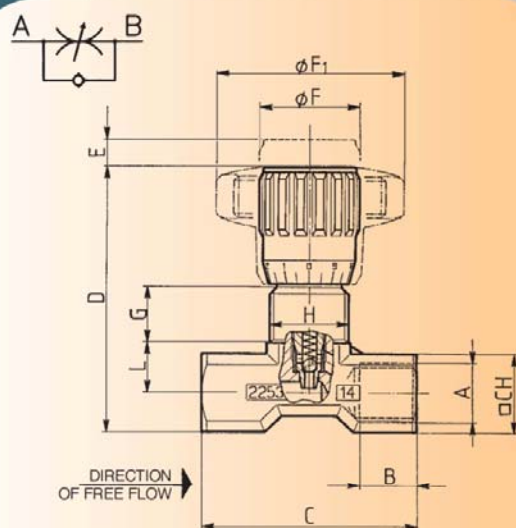
- NPT threads
- ABS (mp) Knob

Complete with lock nut (G)

- Versions with connections male/female (02)

materials	
Body	AISI 316 stainless steel
Seeds	X 10 Cr Ni S 1809 - UNI 6900
O-R	Viton
Anti-abrasion ring	PTFE
Handwheel	GD AISI 12 - UNI 5705
Handwheel (mp)	ABS

example for ordering			
Code	Type	Lock nut	Plastic handwheel
FT 2253/5-01	14	G	mp



### dimensions

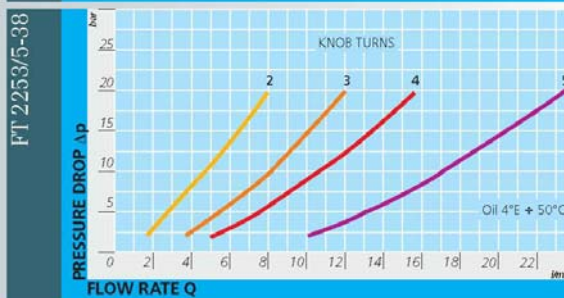
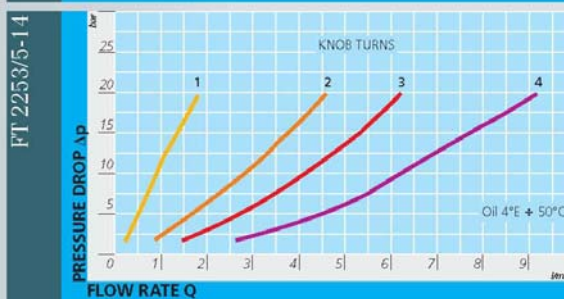
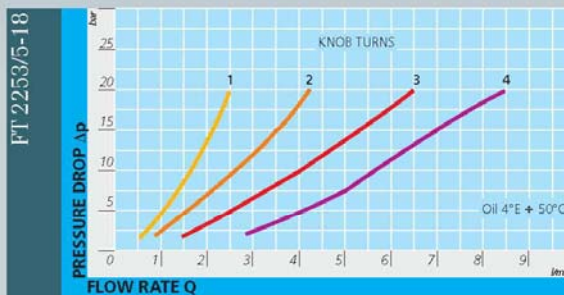
Type	UNI 338	B	C	D	E	ØF	ØF1	G	H	L	CH	Weight kg
18	1/8"G	8	40	55	4	22	40	12	M15x1	9,5	15	0,105
14	1/4"G	12	46	57	4,5	22	40	11,5	M17x1	11,5	18	0,135
38	3/8"G	13	55	69	7	27	50	12,5	M20x1	15	22	0,250
12	1/2"G	16	70	82	10	33	70	13	M25x1,5	19	27	0,460
34	3/4"G	20	91	100	12	38	80	15	M30x1,5	22	34	0,860

### technical data

Type	Port section sq. mm	Max. working pressure bar	Working temperature °C	Filtration grade µm
18	7,07	350	-20° / 130°C	25
14	12,57	350	-20° / 130°C	25
38	19,64	350	-20° / 130°C	25
12	50,27	350	-20° / 130°C	25
34	78,54	350	-20° / 130°C	25



# flowrate

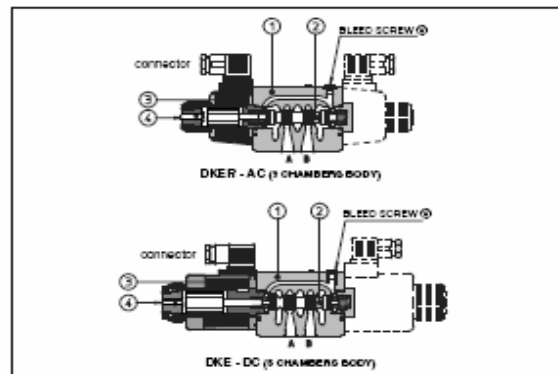


# ANEXO F. VÁLVULA DIRECCIONAL CETOP 5



Tabla E025-3/E

## Solenoid directional valves type DKE and DKER direct operated, ISO 4401 size 10



Spool type, direct operated solenoid valves available in two different versions:

- DKE** basic version equipped with standard solenoids
- DKER** high performance version equipped with improved force solenoids certified according to the North American standard C UR US

**Configurations and construction**  
The valves are available in three or four way configurations and with two or three spool positions, see section 2.  
The spools (2) are interchangeable and they are available in a wide range of hydraulic configurations, see section 3.

The solenoids (3) have two different executions for AC or DC power supply and they are composed by:

- wet type screwed tube with integrated manual override pin (4) (the tube are different for AC and DC power supply)
- AC and DC coils see section 4.

The coils are interchangeable for the same type of power supply AC or DC and they can be easily replaced without tools (they are not interchangeable between DKE and DKER).

The coils are fully encapsulated with the following temperature classes:

- class H for DC coils
- class F for AC coils

The valve body (1) is 5 chambers type, for all DC versions and for AC version with option 'F'. Standard AC version use 3 chambers type body.

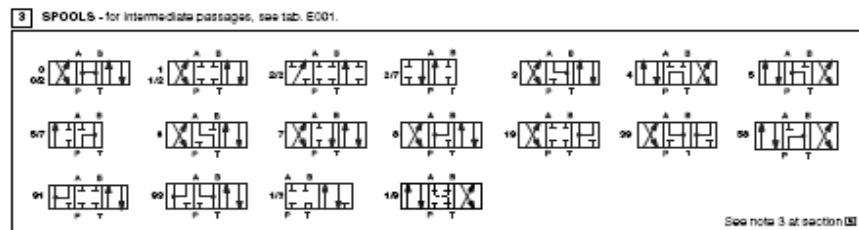
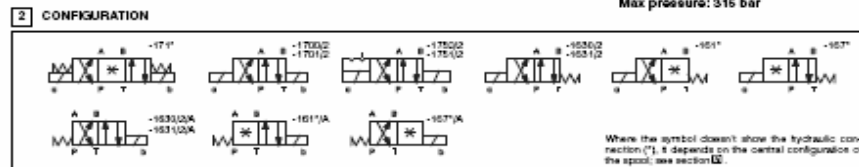
The optimized internal flow paths, largely coated with extrawide channels to the tank port, ensure low pressure drops.

**Options**  
The following optional devices are available for DKE and DKER:

- prolonged manual override protected with rubber cap for easy/hand operation
- control devices of the valve switching time
- spool position monitor devices for safety applications
- optional drain port Y for high tank pressure (only DC version)

**Surface mounting ISO 4401 size 10**  
**Max flow up to 120 l/min**  
**Max pressure: 315 bar**

1 MODEL CODE	
<b>DKER</b> - 1	63 1/2 /A - X 24 DC ** /A
Directional control valves ISO 4401 size 10 <b>DKE</b> = standard solenoids <b>DKER</b> = high performance solenoids	<p>Wet type: <b>W</b> = water glycol, <b>Wg</b> = phosphate ester</p> <p>Series number</p> <p>Voltage code, see section 4</p> <p>** = valve without coil</p>
<p>Wet configuration, see section 4</p> <p>61 = single solenoid, center plus external position, spring centered</p> <p>62 = single solenoid, 2 external positions, spring offset</p> <p>67 = single solenoid, center plus external position, spring offset</p> <p>70 = double solenoid, 2 external positions, without springs</p> <p>71 = double solenoid, 3 positions, spring centered</p> <p>75 = double solenoid, 2 external positions, with detent</p> <p>Other configurations are available on request.</p> <p>Spool type, see section 3</p> <p>Note: configuration 63, 70 and 75 are available only with spools type 00, 1/2, 2/2, 2/7, 5/7 (2/7 and 5/7 only for configuration 63)</p>	<p>X = without connector</p> <p>See note 2 at section 3 for available connectors, to be ordered separately</p> <p>Coils with special connectors, see section 4</p> <p>3/4 = AMP Junior/Tenax connector</p> <p>XK = Detach connector (only DKE)</p> <p>XB = Lead Wire connector (only DKE)</p> <p>Options, see note 1 at section 4</p>



#### 4 MAIN CHARACTERISTICS OF DKE AND DKER DIRECTIONAL VALVES

Assembly position / location	Any position for all valves except for type - 170° (without springs) that must be installed with horizontal axis if operated by impulses	
Substrate surface finishing	Roughness index: $\sqrt{R}$ flatness ratio 0.01/100 (ISO 1101)	
Ambient temperature	from -20°C to +70°C	
Fluid	Hydraulic oil as per DIN 51524 ... 535; for other fluids see section 4	
Recommended viscosity	15 + 100 mm <sup>2</sup> /s at 40°C (ISO VG 15 + 100)	
Fluid contamination class	ISO 19/16, achieved with in line filters at 25 µm value to $B_{10} \geq 75$ (recommended)	
Fluid temperature	-20°C +80°C (standard and /W3 seals) -20°C +80°C (/FE seals)	
Flow direction	As shown in the symbols of tables 4 and 5	
Operating pressure	DKE	Ports P, A, B: 315 bar
For versions with proximity switches (/FC, /R and /FIE versions) port Y must be drained	DKER	Ports P,A,B: 315 bar; Port T: 160 bar for AC solenoids, 210 bar for DC solenoids, 250 bar for option /Y
Rated flow	See diagrams Q/4p at section 4	
Maximum flow	120 l/min, see operating limits at section 4	

#### 4.1 Coils characteristics

Insulation class	H (180°C) for DC coils F (155°C) for AC coils Due to the occurring surface temperatures of the solenoid coils, the European standards EN569 and EN582 must be taken into account
Connector protection degree	IP 65
Relative duty factor	100%
Supply voltage and frequency	See electric feature 6
Supply voltage tolerance	± 10%
Certification (only for DKER)	C UR US

#### 5 NOTES

##### 1 Options

A = Solenoid mounted at side of port B (only for single solenoid valves). In standard versions, solenoid is mounted at side of port A.

WP = prolonged manual override protected by rubber cap - see section 4

L, L1, L2, L3, LR, see section 4 = device for switching time control (only for DC solenoids).

F\* = 5 chambers body for DC and AC versions with proximity switch for spool position monitoring; see tab. E110.

Y = external drain, only for DC version, to be selected if the pressure at T port is higher than the max allowed limits.

##### 2 Type of electric connectors DIN 43650, to be ordered separately - see section 6

SP-666 = standard connector IP-65 for direct connection to electric supply source

SP-667 = as SP-666, but with built-in signal led.

SP-660 = with built-in rectifier bridge for supplying DC coils by alternate current (AC 110V and 230V - I<sub>max</sub> 1A).

##### 3 Spools

- spools type 0/2, 1/2, 2/2 are only used for two position valves: single solenoid valves, type DKE\*-163°; double solenoid valves type DKE\*-170°/2 and DKE\*-175°/2.
- spools type 2/7 and 5/7 are used only for single solenoid valves, type DKE-163° (option A not available).
- spools type 0 and 3 are also available as 0/1 and 3/1 with restricted oil passages in central position, from user ports to tank.
- spools type 1 is also available as 1/1, properly shaped to reduce the water-hammer shocks during the switching.
- spool type 1/3 (only for execution DKER\*-1611/3/AY DC version) is particularly used as shut-off valve for safety applications, consult our technical office.
- spool type 1/0 has closed center in rest position but it avoids the pressurization of A and B ports due to the internal leakages.
- other types of spools can be supplied on request.

#### 6 ELECTRIC FEATURES

External supply nominal voltage ± 10%	Voltage code	Type of connector	Power consumption (2)	Code of spare coil			
				DKE	DKER		
12 DC	12 DC	SP-666 or SP-667	35 W (DKE) 35 W (DKER)	SP-CAE-12DC	SP-CAER-12DC		
14 DC	14 DC			SP-CAE-14DC	SP-CAER-14DC		
24 DC	24 DC			SP-CAE-24DC	SP-CAER-24DC		
28 DC	28 DC			SP-CAE-28DC	SP-CAER-28DC		
110 DC	110 DC			SP-CAE-110DC	SP-CAER-110DC		
125 DC	125 DC			-	SP-CAER-125DC		
220 DC	220 DC			SP-CAE-220DC	SP-CAER-220DC		
110/50/60 AC	110/50/60 AC			55 VA (DKE) 105 VA (DKER) (3)	35 W (DKE) 35 W (DKER)	SP-CAE-110/50/60AC (1)	SP-CAER-110/50/60AC (1)
230/50/60 AC	230/50/60 AC					SP-CAE-230/50/60AC (1)	SP-CAER-230/50/60AC (1)
115/60 AC	115/60 AC					SP-CAE-115/60AC	SP-CAER-115/60AC
230/60 AC	230/60 AC	SP-CAE-230/60AC	SP-CAER-230/60AC				
110/50/60 AC	110 DC	SP-660	35 W (DKE) 35 W (DKER)	SP-CAE-110DC	SP-CAER-110DC		
230/50/60 AC	220 DC			SP-CAE-220DC	SP-CAER-220DC		

(1) In case of 60 Hz voltage frequency the performances are reduced by 10+15% and the power consumption is 80 VA for DKE and 90 VA for DKER.

(2) Average values based on tests performed at nominal hydraulic condition and ambient/coil temperature of 20°C.

(3) When solenoid is energized, the inrush current is approx 3 times the holding current. Inrush current values correspond to a power consumption of about 280 VA for DKE and 320 VA for DKER.

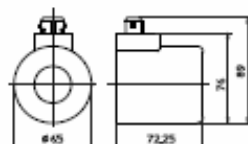
#### 7 COILS TYPE CAE\* AND CAER\* WITH SPECIAL CONNECTORS (only for 12DC, 14DC, 24DC and 28DC)

##### Options -XJ

Coil type SP-CAEJ, SP-CAERJ

AMP Junior Timer connector

Protection degree IP67

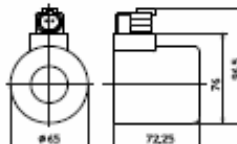


##### Options -XK

Coil type SP-CAEK

Deutsch connector, DT-04-2P male

Protection degree IP67

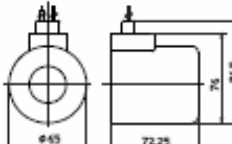


##### Options -XS

Coil type SP-CAES

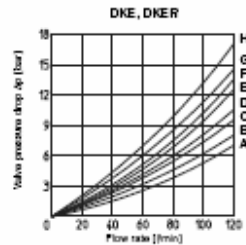
Lead wire connection

Cable length = 180 mm



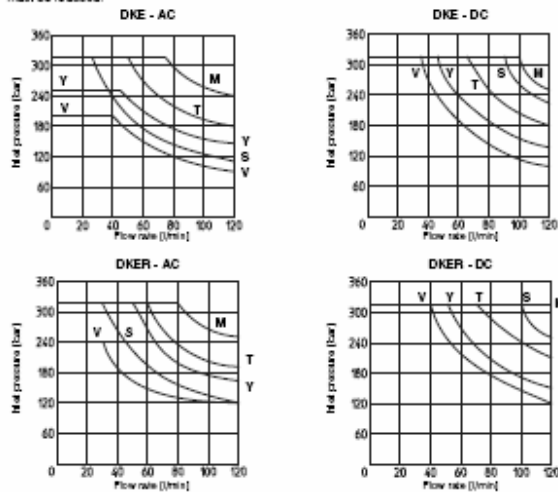
**8 Q&P DIAGRAMS** based on mineral oil ISO VG 46 at 50°C

Flow direction	P→A		P→B		A→T		B→T		P→T		B→A	
Spool type												
0, 0/1, 0/2, 2/2	A	A	B	B								
1, 1/1, 1/3, 6, 6	A	A	D	D								
3, 3/1, 7	A	A	C	D								
4	B	B	B	B	F	F						
5	A	B	C	C	G	G						
1/2	B	C	C	B								
2/7	C				F							
5/7	B				A	E						
1/2	A	D	C									H



**9 OPERATING LIMITS** based on mineral oil ISO VG 46 at 50°C

The diagrams have been obtained with warm solenoids and power supply at lowest value ( $V_{nom} - 10\%$ ). The curves refer to application with symmetrical flow through the valve (i.e. P→A and B→T). In case of asymmetric flow and if the valves have the devices for controlling the switching times the operating limits must be reduced.



DKE, DKER

Curve	Spool type	
	AC	DC
M	0/1, 5/7, 1/3	0, 0/1, 1, 1/1, 3, 3/1, 1/2, 0/2, 2
S	2/7, 4, 5, 1/2	1/3, 5/7, 6, 7
Y	1, 1/2, 0/2	4, 5, 2/7
V	6, 7, 8, 2/2	2/2
T	0, 1/1, 3, 3/1	1/2

**10 SWITCHING TIMES** (average values in msec)

Valve	Switch-on AC	Switch-on DC	Switch-off AC	Switch-off DC
DKE / DKER + SP-566 / SP-567	40	60	25	35
DKE / DKER + SP-569	60	—	90	—
DKE-“L” - DKER-“L”	—	75+150	—	45+150

Test conditions:

- 50 l/min; 150 bar
- nominal supply voltage
- 2 bar of back pressure on port T
- mineral oil ISO VG 46 at 50°C

The elasticity of the hydraulic circuit and the variations of the hydraulic characteristics and temperature affect the response time.

**11 SWITCHING FREQUENCY**

Valve	AC (cycles/ht)	DC (cycles/ht)
DKE / DKER + SP-566 / SP-567	7200	15000

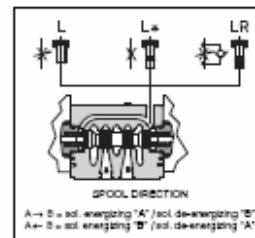
**12 DEVICES FOR SWITCHING TIME CONTROL**

These devices are only available for DC valve version (5 chambers body) and can control the switching time and therefore reduce the coil hammering in the hydraulic circuit. The different types are available shown in the figure.

The functionality of the device time control depends on the type of regulating element.

- L: controls and regulates the switching time in both moving directions of the spool; regulation is carried out by screwing/un screwing the element itself (regulating choke);
- L1/L2/L3: controls the switching time in both moving directions of the spool by means of fixed calibrated restrictor (gauged flow)  
 $\varnothing L1 = 1,25 \text{ mm}$ ;  $\varnothing L2 = 1 \text{ mm}$ ;  $\varnothing L3 = 0,75 \text{ mm}$ .
- LR: controls and regulates the switching time in the B→A direction of the spool movement. The device does not control the switching time (standard time) in the opposite direction A→B of the spool movement.

For a correct operation of the switching time control, the passage in which the control device is installed must be completely filled with oil.



## ANEXO G. TABLA DE PROPIEDADES DURALUMINIO ANSYS WORKBENCH.

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 <sup>3</sup>	2.83							
Dilatación térmica entre (0-100°C)	23.7 10 <sup>-6</sup> /°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							

## Aluminum Alloy

### Structural Add/Remove Properties

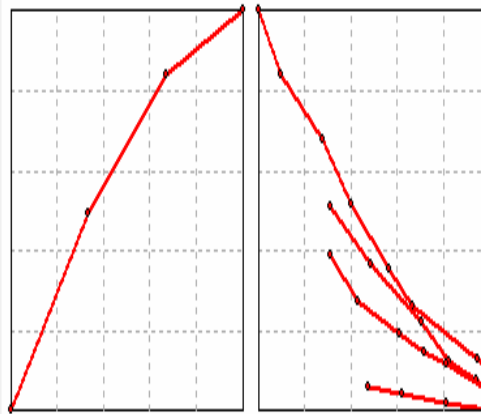
<input type="checkbox"/> Young's Modulus	7,1e+010 Pa	
<input type="checkbox"/> Poisson's Ratio	0,33	
<input type="checkbox"/> Density	2770, kg/m³	
<input type="checkbox"/> Thermal Expansion	2,3e-005 1/°C	
<input type="checkbox"/> Alternating Stress		
<input type="checkbox"/> Tensile Yield Strength	2,8e+008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

## ANEXO H. ACEITE HIDRÁULICO SHELL TELLUS T



# 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 C 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 I. REGISTRO FOTOGRÁFICO.

Centro de mecanizado Industrias TANUZI



Torno convencional Industrias Tanuzi



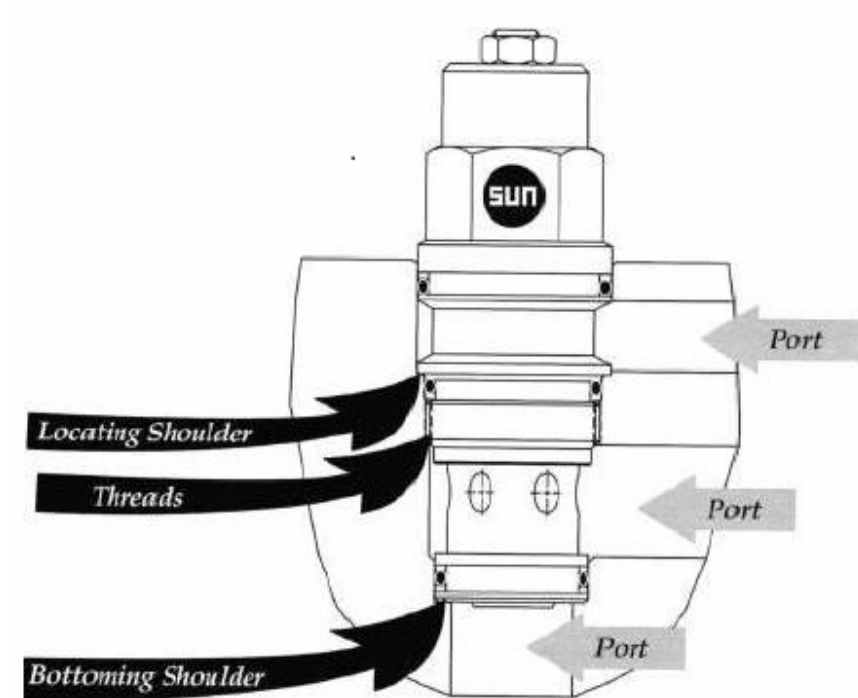
**ANTES**



**DESPUES**



## ANEXO J. TECNOLOGIA DE CARTUCHOS SUN HYDRAULICS



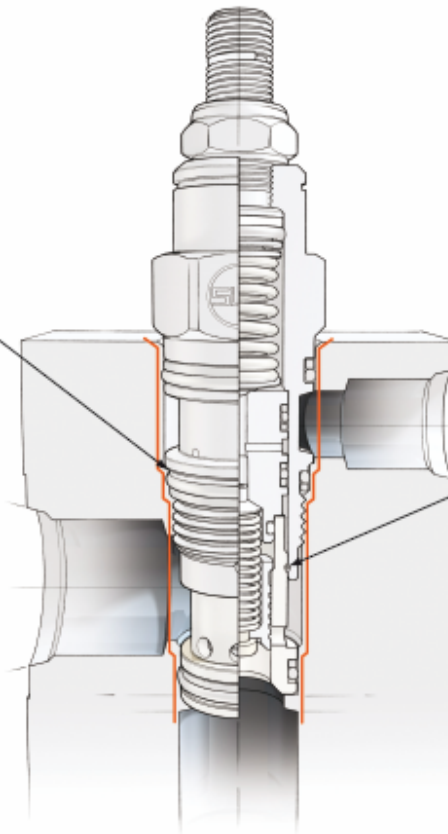
*A Significant Advantage...*

## **SUN'S FLOATING STYLE SCREW-IN CARTRIDGE**

- ▶ Maximum design flexibility with consistent port usage, and optimized port connection areas.
- ▶ Utilizes a minimum number of cavities for 2-, 3-, 4-, and 6-port cartridges thus reducing cavity tooling requirements.
- ▶ 5 cartridge sizes allow flows ranging from 0.25 gpm (1 L/min.) to 200 gpm (760 L/min.).
- ▶ High operating pressures: 5000 psi (350 bar) for all cartridge functions.
- ▶ Cartridge types are interchangeable, without compromising equipment performance.

Sun's free-floating subassembly tolerates eccentricity between cavity and cartridge nose.

The flat shoulder provides a generous area stop, against which the cartridge thread load reacts. Being a flat area, there is minimal induced compressive radial load, causing cartridge distortion and binding, and allows a higher installation torque, with less sensitivity to over-torque damage. Higher installation torques minimize cartridge backing out under hydraulic cycling.



For a given thread size, the central location of the thread position results in maximum flow capacity, minimizes the effect of eccentricity, and distributes thread loads deep into the manifold.

The shoulder diameter at the threads provides a guide to ensure the threads are adequately centered.

The stop at the bottom of the cavity supports the free-floating cartridge subassembly during operation: critical working parts don't bind during operation. The retaining ring is used only for assembly.



© Copyright 2006 Sun Hydraulics Corporation Rev. APR-06 Sun Floating Style Screw-In Cartridge/Cavity: Web #939-001-336