

**VALVULA DE FRENADO DE PROPOSITO ESPECIAL CONTROLADA
ELECTRICAMENTE: DISEÑO Y CONSTRUCCION.**

**JULIO CESAR DURAN CRUZ
GUSTAVO ANDRES LEAL TELLEZ**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE CIENCIAS FISICO MECANICAS
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
BUCARAMANGA**

2006

**VALVULA DE FRENADO DE PROPOSITO ESPECIAL CONTROLADA
ELECTRICAMENTE: DISEÑO Y CONSTRUCCION**

**JULIO CESAR DURAN CRUZ
GUSTAVO ANDRES LEAL TELLEZ**

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

**Director
MSC. ABEL ANTONIO PARADA CORRALES
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE CIENCIAS FISICO MECANICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECANICA
BUCARAMANGA**

2006

TABLA DE CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCION	17
1. PROBLEMAS DEL BANCO DE PRUEBAS DE TRANSMISIONES HIROESTATICAS (JUSTIFICACION DE LA TESIS).....	19
1.1 DESCRIPCION DEL BANCO DE PRUEBAS.....	19
1.2 SOLUCION DEL PROBLEMA	21
2.VALVULAS DE CARTUCHO	24
2.1 VENTAJAS DE LAS VALVULAS DE CARTUCHO	24
2.2 VALVULAS DE CARTUCHO PARA ROSCAR.....	26
2.3 VALVULAS ANTIRETORNO	26
2.3.1 Operación	27
2.3.2 Opciones de selección.....	28
2.3.3 Sellos.....	28
2.3.4 Presión de apertura.....	28
2.4 VALVULAS DE CONTRABALANCE	29
2.4.1 Aplicaciones de las válvulas de contrabalance.....	32
2.4.1.1 Control de una carga desbocada.....	32
2.4.1.2 Control con aplicaciones con entradas críticas.....	33
2.4.1.3 Sostenimiento de cargas.....	32

2.4.1.4 Ayuda para la protección de fallas en tuberías y mangueras.....	33
2.4.2.Opciones de selección.....	34
2.4.2.1Selección de caudal.....	35
2.4.2.2 Opción de venteo.....	35
2.4.2.3 Relación piloto.....	36
2.4.2.4 Tipo de ajuste.....	38
2.4.2.5 Taraje de sostenimiento.....	38
3.SISTEMA DE CONTROL ELECTRICO	39
3.1 AUTOMATAS PROGRAMABLES.....	40
3.1.1 Ventajas y desventajas	40
3.2 LOGICA CABLEADA	41
3.2.1 El relé.....	42
3.2.2 Aplicaciones.....	43
3.2. 3 Ventajas y desventajas	43
3.3 SELECCIÓN DEL SISTEMA DE CONTROL	44
3.3.1 Factores cuantitativos.....	44
3.3.1.1 Entradas/salidas.....	44
3.3.1.2 Tipo de control	45
3.3.1.3 Factores físicos y ambientales.....	45
3.3.2 Factores cualitativos	45
3.3.2.1 Fiabilidad del producto	46
3.3.2..2 Servicios del suministrador	46
3.4 SELECCIÓN FINAL DEL CONTROL	46

4.	DISEÑO DEL MANIFOLD	47
4.1	SELECCIÓN DEL MATERIAL DEL MANIFOLD	47
4.2	CALCULOS INERCIALES DEL SISTEMA	49
4.3	DETERMINACION DEL REGIMEN DE FLUJO	57
4.4	CAIDA DE PRESION A TRAVES DEL MANIFOLD.....	59
4.4.1	Análisis del tramo 1.....	60
4.4.2	Análisis del tramo 2.....	61
4.4.3	Análisis del tramo 3.....	62
4.5	ANALISIS DE ESFUERZOS SOBRE EL MANIFOLD.....	64
5.	CONDICIONES DE OPERACIÓN DEL SISTEMA HIDRAULICO.....	69
5.1	FUNCIONAMIENTO.....	69
5.1.1	Funcionamiento de las válvulas para el sentido de giro horario	71
5.1.2	Funcionamiento de las válvulas para el sentido de giro antihorario.....	72
5.2	CALCULO DE LA PRESION DE TARAJE PARA LAS VALVULAS DE CONTRABALANCE.....	80
5.2.1	Cálculo para el taraje de la válvula contrabalance en el frenado.....	80
5.2.2	Cálculos para el descenso del péndulo.....	80
5.2.1	Cálculo para el frenado del péndulo.....	80
6.	PRUEBAS.....	85
6.1	OBJETIVO GENERAL DE LA EVALUACION.....	85
6.2	OBJETIVOS ESPECIFICOS DE LA EVALUACION.....	85

6.3 METODOLOGIA.....	86
6.4 PROCEDIMIENTO.....	86
7. CONCLUSIONES.....	95
BIBLIOGRAFIA.....	97
ANEXOS.....	99

LISTA DE FIGURAS

	Pág
Figura 1. Circuito actual ubicado en el banco de pruebas. ¡Error! Marcador no definido.	
Figura 2. Angulo de desboque del péndulo.¡Error! Marcador no definido.	
Figura 3. Esquema propuesto como solución.	23
Figura 4. Válvulas de cartucho con su manifold.	25
Figura 5. Cavidades de las válvulas de rosca.	27
Figura 6. Válvula de cheque normal.	28
Figura 7. Válvula de contrabalance de acción directa.	29
Figura 8. Válvula de contrabalance de acción remota.	30
Figura 9. Válvula de sostenimiento o frenado.	30
Figura 10. Circuito con válvula de frenado.	33
Figura 11. Válvula de contrabalance con piloto externo.	34
Figura 12. Relación piloto contra potencia requerida.	37
Figura 13. Diseño final de la válvula.	48
Figura 14. Recorrido del aceite en la válvula.	60
Figura 15. Perdida de presión de la válvula antiretorno.	63
Figura 16. Circuito propuesto como solución.	69
Figura 17. Carrera de ascenso horario.	72
Figura 18. Circuito par la carrera de ascenso horario.	73
Figura 19. Carrera de descenso horario.	74
Figura 20. Circuito para la carrera de descenso horario.	74
Figura 21. Circuito de frenado del péndulo.	75
Figura 22. Circuito eléctrico para el sistema de control.	79
Figura 23. Ubicación de fotoceldas en el banco.	81

Figura 24. Presión de la válvula de seguridad.	88
Figura 25. Presión a la entrada del motor durante el ascenso.	89
Figura 26. Tiempo de ascenso y descenso por revolución.	90
Figura 27. Presión a la entrada del motor durante el descenso.	90
Figura 28. Presión a la salida del motor durante el descenso.	91
Figura 29. Presión en el frenado.	93

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Composición química del duraluminio.....	48
Tabla 2. Propiedades físicas del duraluminio.	50
Tabla 3. Control de las electroválvulas según la posición del péndulo.	76
Tabla 4. Simbolos de elementos eléctricos.....	77

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
Anexo A. Información técnica sobre la válvula cheque Parker CV101 P...	100
Anexo B. Información técnica sobre la válvula contrabalance Parker CB 101.....	101
Anexo C. Parámetros de selección de la fotocelda.....	102
Anexo D. Especificaciones técnicas de la fotocelda	114
Anexo E. Vistas fantasmas y cortes del Manifold.....	118
Anexo F. Mejoras respecto al banco anterior.....	121
Anexo G. Planos.....	124

GLOSARIO

ACOPLAMIENTO ÓPTICO: El acoplamiento óptico ocurre cuando un receptor fotoeléctrico responde a la señal desde un emisor adyacente. El acoplamiento óptico se puede solucionar replanteando la posición de los sensores.

ALINEAMIENTO: Posicionamiento de la fuente de luz, y del receptor, reflector u objeto a detectar donde se obtiene la máxima intensidad de señal.

ANALÓGICO: Circuito electrónico que proporciona una señal de tensión o corriente la cual varía en función de la intensidad de luz recibida por el fotosensor.

CAMPO DE VISIÓN: Es la región iluminada por la fuente de luz y que puede ser vista por el receptor. El campo de visión se expresa en grados, aunque es tridimensional.

HAZ TRANSMITIDO: Un modo de detección donde la fuente de luz y el receptor están en lados opuestos donde el objeto rompe el haz.

INDICADOR LED (DIODO EMISOR DE LUZ): Semiconductor que genera luz monocromática cuando la corriente fluye en la dirección conductiva. El LED es la fuente de luz normal de la mayor parte de los sensores fotoeléctricos.

MARGEN DE OPERACIÓN: Es la razón entre la señal eléctrica disponible para un rango de detección determinado, y la señal mínima necesaria para disparar el amplificador y la salida.

NORMALMENTE CERRADO: Un circuito de salida que conduce en el estado de reposo con la alimentación eléctrica conectada.

NORMALMENTE ABIERTO: Circuito de salida que no conduce en estado de reposo.

OPERACIÓN POR LUZ: Los sensores operados por luz activan la salida cuando la intensidad de la luz que llega al fotosensor se ha incrementado suficientemente.

OPERACIÓN POR OSCURIDAD: Un sensor operado por oscuridad activa su salida cuando la intensidad de luz en el fotosensor ha disminuido suficientemente.

PROTECCIÓN CONTRA INVERSIÓN DE POLARIDAD: Circuito que utiliza un diodo para evitar que se produzcan daños en el control, en caso de que la polaridad de la fuente de alimentación se invierta accidentalmente.

SENSOR FOTOELÉCTRICO: Dispositivo electrónico que reconoce los cambios de intensidad de una fuente de luz, convirtiéndolos en cambios de estado de la salida.

TIEMPO DE RESPUESTA: La suma de los tiempos necesarios para que una cadena de circuitos electrónicos traduzcan un cambio de intensidad de luz en un cambio de estado en la salida **Tiempo de retardo:** El tiempo ajustable o fijo de un pulso de salida independiente.

RESUMEN

TITULO

VALVULA DE FRENADO DE PROPOSITO ESPECIAL CONTROLADA ELECTRICAMENTE:
DISEÑO Y CONSTRUCCION*

AUTORES

JULIO CESAR DURAN CRUZ
GUSTAVO ANDRES LEAL TELLEZ**

PALABRAS CLAVES

Manifold, cartucho, contrabalance, direccional, control eléctrico, hidrotransmisión.

DESCRIPCIÓN

El banco actual prueba de motores hidráulicos presenta un problema muy común en este tipo de hidrotransmisiones con cargas inerciales, producidas por la masa del péndulo. El problema consiste en la incapacidad del sistema hidráulico evitar el desboque cuando pasa por los 90° de la vertical debido a la presión piloto de válvula de frenado.

El problema se ha intentado solucionar en proyectos anteriores, en los cuales uno se desarrolló exclusivamente como válvula de contrabalance, con el cual se resolvió el problema de sostener la carga en cualquier punto (contrabalance) pero quedo pendiente el problema de desboque de la carga al pasar los 90°. El otro proyecto se desarrolló como válvula de frenado, donde se busco resolver el problema de desboque utilizando dos válvulas direccionales operadas por presión piloto tomada de las líneas de presión del sistema; Su control se realizó de forma exclusivamente hidráulica, y presento problemas de desempeño por fallas en el proceso de construcción, ya que por la dificultad de construir las válvulas direccionales en el mismo Manifold. Se consiguió eliminar el desboque de la carga pero se perdió completamente el sostenimiento; Los maquinados de precisión fueron tantos que la válvula presento perdidas por múltiples partes, en contraparte, se pudo demostrar que el desboque sí es eliminable.

El presente proyecto asegura un correcto funcionamiento del banco de pruebas, ya que corrige los problemas presentados en los dos proyectos anteriores. El uso de válvulas eléctricas minimiza los errores de control del sistema, independizando esta función de la parte hidráulica, ya que las ordenes serán ahora eléctricas provenientes de sensores fotoeléctricos activadas mediante el paso del péndulo por una posición determinada

* Proyecto de Grado

** Facultad de Ingenierías Físico – Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Ing. Abel Antonio Parada Corrales

SUMMARY

TITLE

BRAKE VALVE FOR SPECIAL PURPOSE WITH ELECTRICAL CONTROL. DESIGN AND CONSTRUCTION *

AUTHORS

JULIO CESAR DURAN CRUZ
GUSTAVO ANDRES LEAL TELLEZ**

KEY WORD

Manifold, cartridge, counterbalance, directional, electrical control, pendulum, hydro transmission.

DESCRIPTION

The actual bench for testing hydraulic motors has a problem that is common for this type of hydro transmissions with inertial loads, produced by pendulum weight. The problem resides in the hydraulics systems inability to avoid a stampede when it crosses the 90° vertical due to the brake valve pilot pressure.

There have been attempts to solve this problem in previous projects. One of the projects developed as a counterbalance valve. This solved the problem of load support at every point, (counterbalance), but it left pending the load stampede problem when it crossed the 90°. Another project was developed as a brake valve problem. This project sought to solve the stampede with the use of two directional valves operated by pilot pressure taken from the tubing pressure system. This control was achieved by the hydraulic exclusive method. It failed, however, due to problems in the construction process. The failure stemmed from a major difficulty in the construction of directional valves inside the Manifold. The load stampede got eliminated, but the counterbalance was null. The precision works were too much, and the valve presented different losses in different parts. The results, however, showed that the unblock can be eliminated.

The present project ensures the correct operation of the test bank because it fixes the different problems that were made evident by past projects. Using the electric valve minimizes the control system errors making this function independent from the hydraulic part. The electric orders now will come from photocells activated through the pass of the pendulum for a determined position.

* Degree Project

** Physical-mechanical Engineer Faculty, Mechanical Engineering, Eng. Abel Antonio Parada Corrales

INTRODUCCIÓN

Una de las ramas más extensas y mayor necesidad de análisis en Ingeniería Mecánica, es la referente a la Potencia Fluida; primero debido a la cantidad de aplicaciones que tiene, basta con observar cualquier proceso de producción industrial, o sin ir mas lejos, en la calle un carro de aseo o un parque de diversiones, basan su funcionamiento en la potencia hidráulica. Son innumerables las posibilidades de su aplicación en la industria y su innegable alternativa laboral en un futuro cercano, por tanto la importancia de adquirir la experiencia que brinda el curso de Sistemas Óleo-Neumáticos, indispensable en el desarrollo integral para evitar errores en la industria, teniendo en cuenta que las repercusiones económicas y de seguridad industrial pueden ser catastróficas para nuestro desempeño profesional.

El laboratorio de Sistemas Óleo-Neumáticos de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander, provee gran ayuda a la formación del joven profesional, ya que muestra los problemas reales a los cuales se enfrentarán en la vida laboral. Justamente en desarrollo del curso, se estudia un banco de pruebas de hidrotransmisiones, para medir el desempeño de motores hidráulicos, por medio de un péndulo acoplado. Este sistema presentó un problema muy común en este tipo de hidrotransmisiones con cargas inerciales, producidas por la masa del péndulo. El problema consiste en la incapacidad del sistema hidráulico de evitar el desboque cuando pasa por los 90° de la vertical debido a la presión piloto de la válvula de frenado.

El problema se ha intentado solucionar en proyectos anteriores, en los cuales se diseñaron dos manifold, uno se desarrolló exclusivamente como válvula de contrabalance, con el cual se resolvió el problema de sostener la carga en

cualquier punto (contrabalance) pero quedo pendiente el problema de desboque de la carga al pasar los 90°. El otro proyecto se desarrolló como válvula de frenado, donde se busco resolver el problema de desboque utilizando dos válvulas direccionales operadas por presión piloto tomada de las líneas de presión del sistema; Su control se realizó de forma exclusivamente hidráulica, y presento problemas de desempeño por fallas en el proceso de construcción, ya que por la tremenda dificultad de construir las válvulas direccionales en el mismo manifold, se consiguió eliminar el desboque de la carga pero se perdió completamente el sostenimiento; Los maquinados de precisión en el manifold fueron tantos que la válvula presento perdidas por todas partes, en contraparte, se pudo demostrar que el desboque sí es eliminable.

El presente proyecto asegura un correcto funcionamiento del banco de pruebas, ya que corrige los problemas presentados en los dos proyectos anteriores. El uso de válvulas eléctricas minimiza los errores de control del sistema, independizando esta función de la parte hidráulica, ya que las ordenes serán ahora eléctricas provenientes de fotoceldas activadas mediante el paso del péndulo por una posición determinada

El progreso en el desarrollo de los sistemas hidráulicos ha conducido a una mayor utilización de los bloques modulares. Estos bloques reducen mucho el número de los racores requeridos para las líneas de interconexión entre los componentes del sistema lo que elimina muchos puntos potenciales de fugas y reduce la pérdida de fluido.

1. PROBLEMAS DEL BANCO DE PRUEBAS DE TRANSMISIONES HIDROSTATICAS (JUSTIFICACION DE LA TESIS)

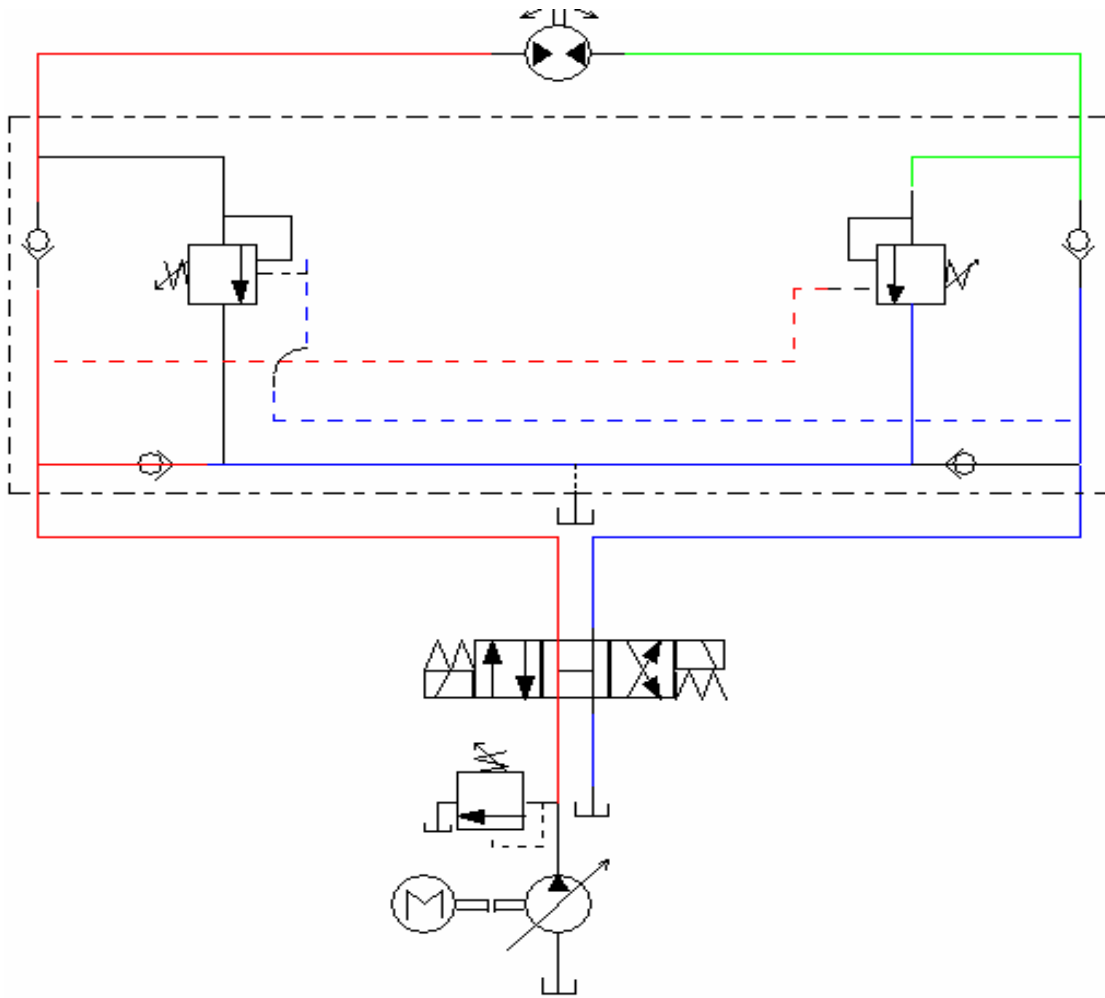
1.1 DESCRIPCION DEL BANCO DE PRUEBAS

El banco cuenta con una bomba de pistones marca VICKERS serie PV 5 de desplazamiento variable con caudal de 5 GPM y una velocidad de 1800 RPM, la bomba esta acoplada a un motor eléctrico trifásico de 9 HP y 1740 RPM. El circuito también cuenta con una válvula direccional marca VICKERS serie DG 4V de 5 GPM, de centro abierto, accionada por solenoides con reposición por resortes y un motor hidráulico de pistones marca Eaton serie H. Este circuito básico se encarga de operar el movimiento del péndulo el cual se puede efectuar en cualquier sentido de rotación. (Horario o Antihorario.)

El circuito con que actualmente dispone el laboratorio (Fig. 1), realiza las funciones de contrabalance de manera aceptable a pesar de no estar diseñado para esta función en particular.

El problema, es que al pasar por los 90° de la vertical, el torque exigido al Motor Hidráulico es mínimo y el péndulo lleva una energía cinética igual a $\frac{1}{2}JW^2$ que produce un desboque por mas de 30° del recorrido del péndulo (Fig. 2), gracias a que el pilotaje externo de la Válvula de Contrabalance se sigue aplicando de manera permanente, lo cual anula la acción de frenado de la misma.

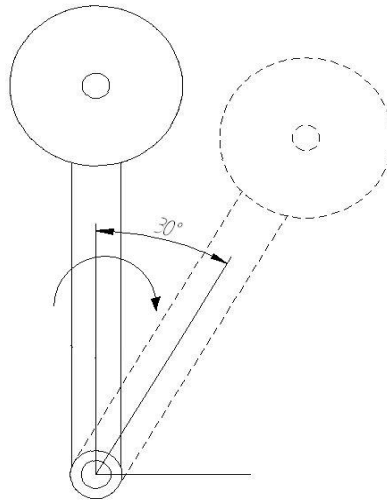
Figura 1. Circuito actual ubicado en el banco de pruebas



Fuente: autor

La aplicación de la presión piloto por parte de la bomba, se debe a la exigencia impuesta por las pérdidas en mangueras y racores del sistema.

Figura 2 Angulo de Desboque del Péndulo ($\pm 30^\circ$)



Fuente: autor

1.2 SOLUCION DEL PROBLEMA

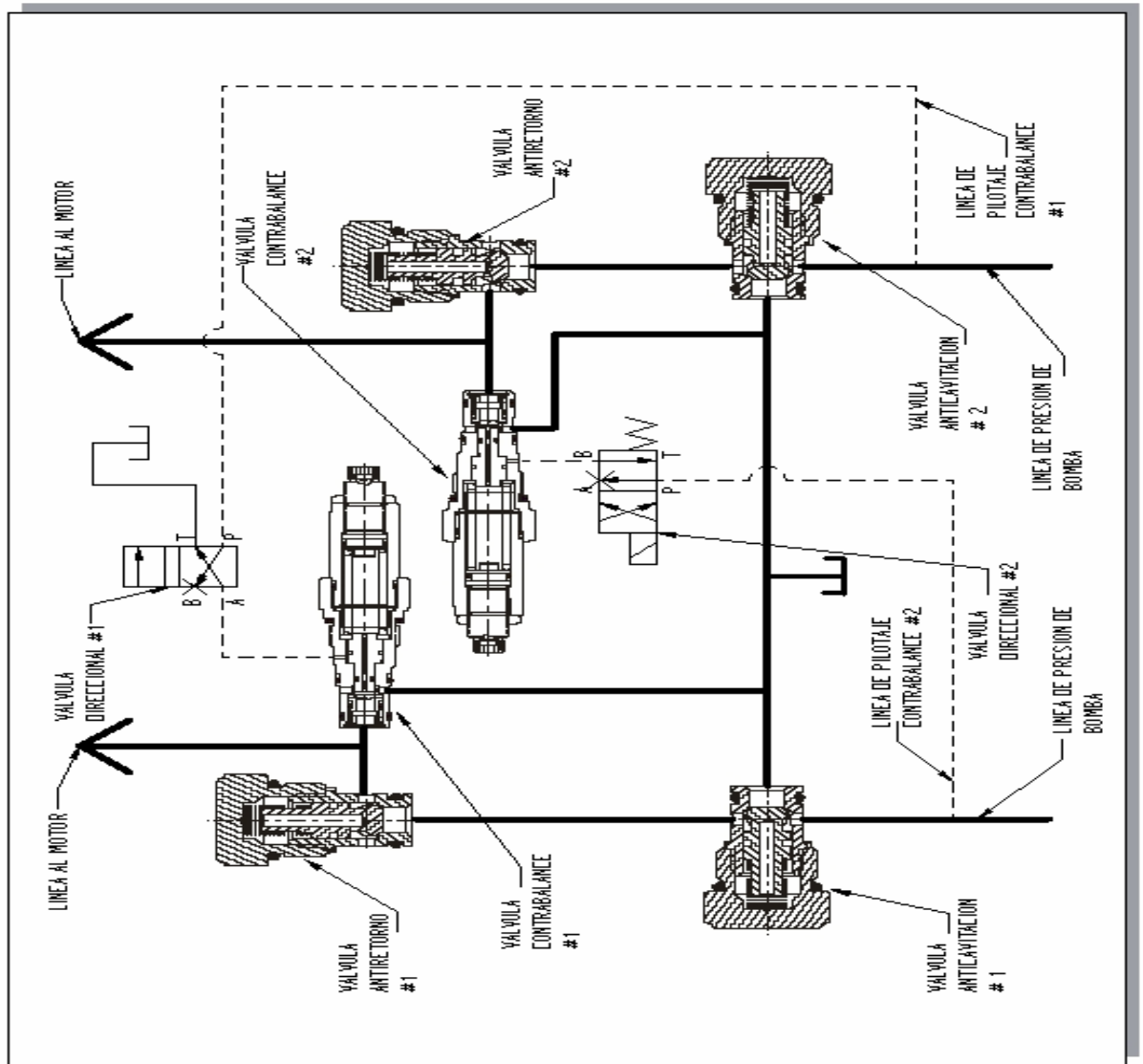
El desarrollo del proyecto conlleva un proceso de diseño mecánico del bloque del Manifold, que se combina con un diseño hidráulico de sus conexiones internas y externas. Así mismo implica el desarrollo de una adecuada selección de los elementos extras a utilizar, (válvulas direccionales, mangueras, electrónica de control), con lo cual se cubre en buena parte el marco de conocimiento adquirido en el plan de estudios de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander.

El proceso de control del sistema se llevara a cabo electrónicamente aprovechando las ventajas que presenta, tales como precisión, economía, simplicidad y rapidez que superan con creces el control hidráulico desarrollado hasta hoy.

El uso de válvulas de tipo cartucho se realiza ante las múltiples ventajas que representan entre las que se destacan: Su tamaño compacto, confiabilidad, economía, reducción de pérdidas, menores fugas. Las válvulas antiretorno utilizadas en el desarrollo del proyecto también son de este tipo. Las válvulas direccionales son del tipo tradicional por la facilidad para su accionamiento eléctrico y que ellas se pueden acoplar fácilmente a la estructura del Manifold.

El diseño del manifold presenta algunas modificaciones, aunque guardando la estructura hidráulica básica de los proyectos anteriores. Las conexiones hidráulicas entre válvulas para un óptimo funcionamiento se muestra en la figura 3. Nuestro manifold se compone por dos válvulas cheque anticavitación, 2 válvulas cheque antirretorno, 2 válvulas de contrabalance, 2 electroválvulas de 4 vías y dos posiciones con reposición por resorte, (Fig. 3)

FIGURA 3 Esquema propuesto como solución



Fuente: autor

2. VALVULAS DE CARTUCHO

Las válvulas de cartucho tienen dos grandes grupos en cuanto a la manera en que se instalan en el manifold: válvulas de cartucho para insertar y válvulas de cartucho para roscar. La mayoría de las primeras son elementos tipo obturador que son controlados normalmente por otra válvula para suministrar una función hidráulica completa (tal como válvula de control del caudal, de la dirección, o de la presión). Las válvulas para roscar pueden ser elementos tipo obturador o corredera. Con unas pocas excepciones, un elemento de cartucho para roscar proporciona una función hidráulica completa.

Las válvulas de cartucho ofrecen un diseño alternativo más bien que una sustitución de las válvulas convencionales de corredera deslizante.

En nuestro caso solo utilizaremos válvulas de roscar (Fig. 4) y electroválvulas direccionales de corredera, pues son la opción más simple y a la vez efectiva para realizar el trabajo de frenado y contrabalance del péndulo.

2.1 VENTAJAS DE LAS VALVULAS DE CARTUCHO

Para nuestras condiciones de trabajo en particular, encontramos ventajas que inclinan la balanza a la hora de tomar una decisión para seleccionar los elementos hidráulicos requeridos. Algunas de ellas son:

- Mayor flexibilidad para el diseño de los sistemas.
- · Menor coste de instalación.
- · Tamaño menor del bloque.
- · Mejor funcionamiento y control.

Figura 4. Válvulas de cartucho con su manifold



Fuente: Catálogo Parker 3105 USA. Disponible en: www.Parker.com

- · Más fiabilidad.
- · Capacidad de presión más elevada.
- · Funcionamiento más eficiente.
- · Eliminación de fugas externas y reducción de las internas.
- · Mayor tolerancia a la contaminación.
- · Ciclos más rápidos.
- · Niveles acústicos más bajos.

2.2 VÁLVULAS DE CARTUCHO PARA ROSCAR

Las válvulas de cartucho para roscar pueden desempeñar varias funciones tales como reductoras de caudal, reguladoras de presión (contrabalance) y control de dirección (antirretorno). Este tipo de válvulas tiene unas características que las diferencian de las demás. Tienen piezas normalizadas comunes que las hacen más fácilmente intercambiables y más fáciles de mantener que otros tipos de válvulas. Las válvulas de cartucho para roscar y sus cavidades pueden realizar funciones de dos, tres, tres corto y cuatro vías, (Fig. 5). Estas funciones se refieren a válvulas y cavidades con dos, tres orificios, tres orificios y uno actuando como piloto (tres vías, corto), y cuatro vías. En la misma cavidad pueden instalarse muchas funciones distintas.

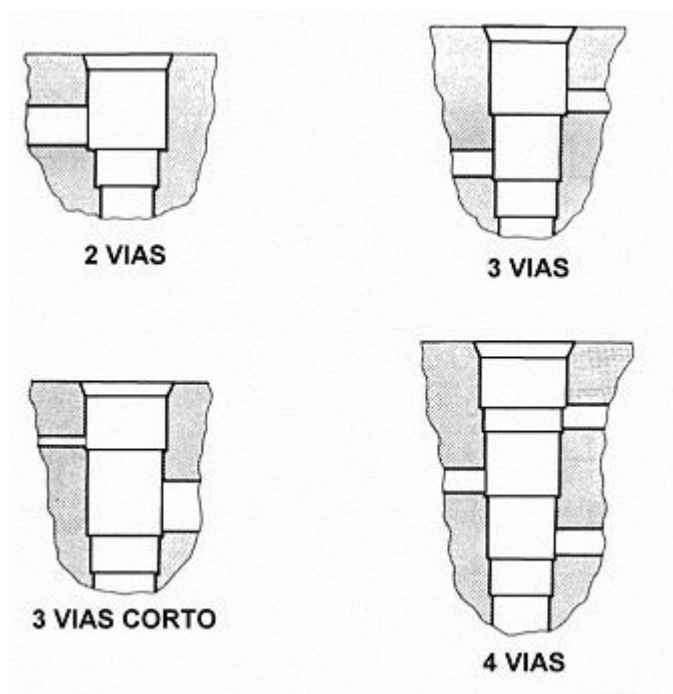
2.3. VALVULAS ANTIRETORNO

La familia de las válvulas antirretorno es bastante extensa pues las grandes casas fabricantes de válvulas se están especializando cada vez mas en características específicas de funcionamiento. Además se esta implementando el uso de nuevos materiales y aleaciones para mejorar las condiciones de operación y aumentar la vida útil de la válvula.

En el diseño hidráulico se hizo necesaria la utilización de 4 válvulas antirretorno, dos de ellas funcionando como válvulas cheque, y las otras dos como válvulas anticavitación o válvulas de protección contra presiones de vacío provocadas por las condiciones de operación del péndulo.

Las válvulas de cheque son elementos de tipo obturador, que permiten el flujo libre en una dirección, mientras que previenen el flujo en la dirección contraria. Pueden ser utilizadas, (como es nuestro caso) para aislar porciones del circuito hidráulico o para proveer un flujo libre acoplado en bypass a una válvula de carácter resistivo.

Figura 5. Cavidades de las válvulas de rosca

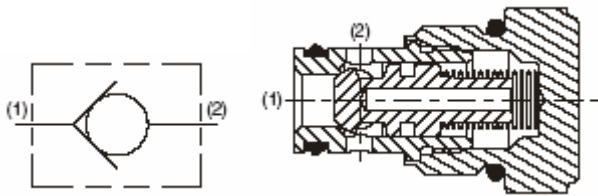


Fuente: Catalogo Vicker hydraulics 1005. Disponible en: www.eaton.com.

2.3.1 Operación

La presión sobre la entrada de la válvula de cheque (puerto 1) crea una fuerza que opera contra el obturador desplazando este fuera de su asiento y permitiendo el paso libre hacia el puerto 2, (Fig. 6). El flujo de retorno a través del cheque es bloqueado por el obturador.

Figura 6. Válvula cheque normal



Fuente: Catalogo Parker 3105 USA. Disponible en www.Parker.com

2.3.2 Opciones de selección. Dado que las válvulas antiretorno tienen unos componentes bastantes simples, no presentan muchas opciones de montaje. A continuación se presentan las opciones estándar para su selección.

2.3.3 Sellos. Los productos “Winner circle” presentan los sellos estándar D ring 4301 de Poliuretano. Los D ring eliminan la necesidad de sellos de respaldo. La mayoría de productos se encuentran disponibles con sellos de Nitrilo o de Fluorocarbono. Se deben seleccionar los sellos de manera que sean compatibles con la temperatura y la clase de fluido que se este utilizando en la aplicación.

2.3.4 Presión de apertura. Se ofrece un número amplio de presiones de apertura para cada modelo de válvula. Revisando las opciones en el mercado se pueden ver las diferentes opciones disponibles. La presión de apertura se define como la mínima cantidad de presión necesaria para que el obturador se levante de su asiento

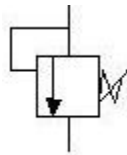
2.4 VÁLVULAS DE CONTRABALANCE

El uso de la válvula de contrabalance es indispensable para controlar la energía cinética del péndulo.

Lo que se busca a partir de detalles técnicos es ayudar a eliminar las confusiones que se presentan y buscar que se lleve a cabo una correcta selección de la válvula para una aplicación específica. En la siguiente sección, se da un método disponible para este proceso, aunque no reemplaza el uso del sentido común y el análisis concienzudo de la ciencia hidráulica.

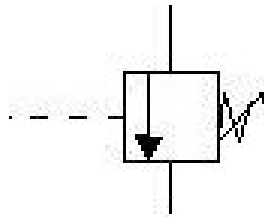
La base para el funcionamiento del sistema en el **Manifold para Válvula de Frenado de Propósito Especial**, son las Válvulas de Contrabalance. Estas pertenecen a la categoría de las Válvulas de control de presión, presentando tres tipos de disposición para su pilotaje, que puede ser interno (Acción directa) (Fig. 7), externo (Acción remota o simplemente pilotada) (Fig. 8) y una combinación de ambos con lo que se obtiene una disposición llamada de sostenimiento o de frenado (Fig. 9).

Figura 7 Válvula de Contrabalance de Acción Directa



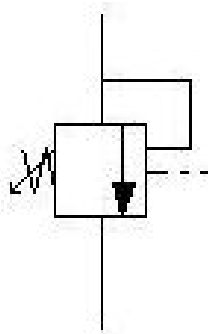
Fuente: autor

Figura 8 Válvula de Contrabalance de Acción Remota



Fuente: autor

Figura 9 Válvula de Sostenimiento o de Frenado



Fuente: autor

Los fines básicos de una válvula de contrabalance son:

El sostenimiento de cargas, proporcionar un descenso controlado de las mismas, absorber expansiones térmicas del fluido y efectuar la detención de una carga bajo movimiento.

Su funcionamiento se basa en que la presión de entrada se dirige a una superficie apoyada en un resorte. La presión de entrada carga el cono o el

lado frontal inferior de la corredera de mando con la fuerza hidráulica. La corredera es equilibrada por medio de un resorte. La válvula de contrabalance esta normalmente cerrada pero el ajuste del resorte se hace a una presión por encima de la presión inducida por la carga, esto nos garantiza que la carga se sostiene y que es necesario aplicar una presión por medio de la bomba para bajar la carga. Cuando se alcanza la presión a la que es ajustado el resorte, la válvula de contrabalance se abre y conduce el caudal de vuelta hacia el tanque, pasando primero por la válvula direccional.

En el caso específico de una válvula de frenado su objetivo principal es el de evitar un exceso de velocidad cuando se aplica una carga demasiado grande al eje del motor y para evitar una presión excesiva cuando se desee desacelerar o parar una carga. Existe una conexión de pilotaje externo; el pilotaje se hace desde la línea de presión que va al motor.

Su principio de funcionamiento se basa en que cuando se acelera la carga, la presión es máxima a la entrada del motor y debajo del área total de la corredera, la válvula se encuentra completamente abierta, permitiendo el paso libre del caudal, procedente de la salida del motor hidráulico a tanque.

Cuando el motor alcanza su velocidad de trabajo, la presión en la línea mantiene la válvula abierta a no ser que la carga tienda a acelerar mas la velocidad del motor, si esto ocurre, la presión disminuirá en la entrada del motor y también en la línea de pilotaje externo. La fuerza ejercida por el resorte tiende a cerrar la válvula, aumentando así la contrapresión. Esto, a su vez, aumenta la presión a la entrada del motor haciendo que la válvula asuma una posición determinada que permite una velocidad constante del motor. En el frenado, cuando se sitúa la válvula direccional en la posición central, la inercia hace que el motor continúe girando. Hasta que el motor deje de girar funcionara como una bomba, aspirando aceite del depósito a

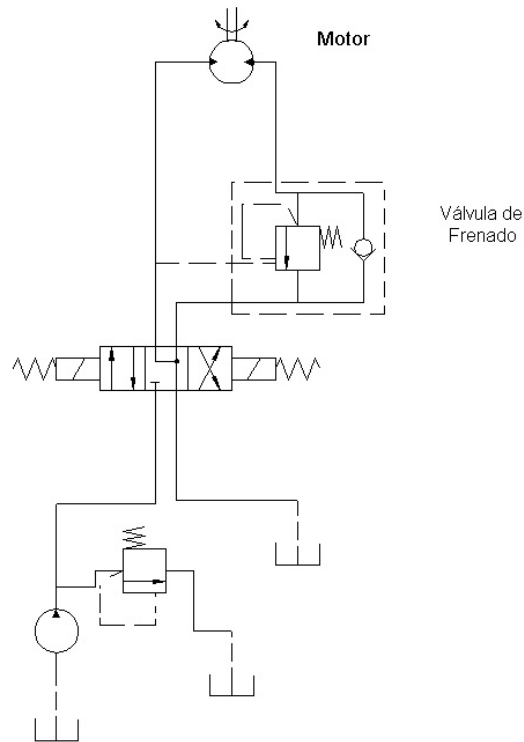
través de la válvula direccional y devolviéndolo al tanque a través de la válvula de frenado.

En este momento, debido a la válvula de frenado, habrá una presión a la salida del motor hidráulico equivalente al taraje de la válvula de frenado y de la mayor o menor intensidad de este ajuste dependerá el tiempo necesario para frenar el motor. (Fig. 10)

2.4.1 Aplicaciones de la válvula de contrabalance. Una válvula contrabalance es generalmente usada para algunos los siguientes propósitos generales:

2.4.1.1 Control de una carga desbocada: Aquí se restringe el flujo proveniente de un motor hidráulico, de esta manera la carga ejerce una presión sobre la válvula colocada apropiadamente, y provee el control de una carga móvil. Esto también ayuda a prevenir la cavitación.

Figura 10 Circuito con Válvula de Frenado



Fuente: Catalogo Parker 3105 USA. Disponible en www.Parker.com

2.4.1.2 Control en aplicaciones con entradas críticas: Ejercer el control a la salida del motor hidráulico ayuda a ganar control sobre el sistema en especial en casos donde se presenten cargas y velocidades variables.

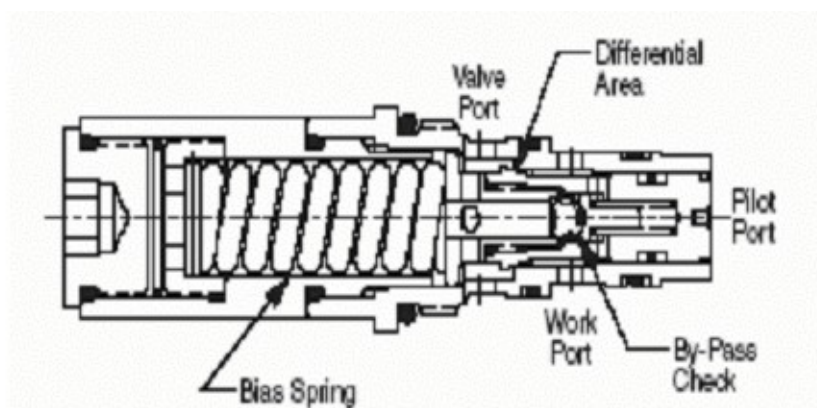
2.4.1.3 Sostenimiento de cargas: Este funcionamiento se puede comparar con el de las válvulas de cheque pilotadas (Fig. 11), en las cuales la carga puede ser sostenida y posteriormente liberada mediante la aplicación de una presión piloto que permita el desbloqueo llevado a cabo por el cheque y permita el paso de fluido.

2.4.1.4 Ayuda para la protección de fallas en tuberías y mangueras:

Cuando un fluido hidráulico es enviado a través de la válvula de contrabalance, y se presenta la falla de un elemento conductor, se logra evitar el desboque de la carga, obteniéndose una carrera controlada de la misma.

Las válvulas de contrabalance se usan donde la carga y la velocidad son variables. Cuando estos parámetros son fijos, se puede reemplazar por una combinación de una válvula reguladora de caudal y una válvula antiretorno pilotada con un costo generalmente menor.

Figura 11 válvula de contrabalance pilotada externamente



Fuente: Catalogo Parker 3105 USA. Disponible en www.Parker.com

2.4.2 Opciones de selección. La siguiente es una sencilla explicación de cómo se debe seleccionar una válvula de contrabalance entre las múltiples opciones disponibles, dependiendo del uso que se le va a dar a cada una, ya que no todas son aptas para la totalidad de aplicaciones.

2.4.2.1 Selección del caudal. Generalmente las válvulas de contrabalance, se dimensionan de acuerdo al flujo que actuaría directamente sobre esta, y no a partir de las condiciones de flujo del sistema.

Cabe notar que se trabaja a partir del caudal nominal y no del máximo. En otras palabras se refiere a la curva de la caída de presión según el tamaño de la válvula. Por ejemplo una válvula del tipo MHC- 010, puede manejar un caudal de 25 GPM, pero está tarada para 10 GPM. Esto hace que la válvula esté sobredimensionada, la distancia anular entre el obturador y el asiento crece con lo cual el obturador se abre más despacio y no sella correctamente con lo que se causa inestabilidad. Si se recuerda que la válvula pretende ganar control por medio de una restricción al paso de fluido, al sobredimensionarse esta, la restricción se reduce y con ello el control ejercido cae.

2.4.2.2 Opción de venteo.

En una válvula contrabalance estándar, el resorte graduable, se encuentra internamente conectado o venteado a tanque. De esta manera cualquier presión que pudiese actuar sobre la línea de tanque se comunicaría a la cámara del resorte lo que ocasionaría un aumento en la resistencia de la válvula, en otras palabras aumentaría el taraje de la misma. Esto ocasiona que se debe aplicar una presión mayor en el puerto de trabajo de la válvula para poder vencer la suma de la fuerza impuesta por el resorte y por la presión aplicada por el puerto de tanque.

En una válvula de contrabalance de tipo venteado, la cámara del resorte se encuentra comunicada a la atmósfera, y no a la conexión de tanque de la válvula de contrabalance. Este modelo se utiliza si la presión hacia la línea

de tanque es alta, con lo cual el valor de la presión de taraje toma un valor crítico.

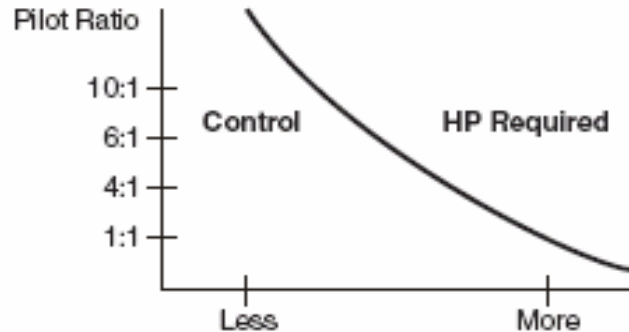
Algunas válvulas de contrabalance son externamente venteadas, de esta manera no se incurren en costos extras por la necesidad de perforar nuevos ductos en el manifold, que son requeridos en las válvulas que poseen venteo interno.

2.4.2.3 Relación piloto

La llamada relación piloto es la relación existente entre el área del piloto y el área diferencial del obturador. Cuando existe una relación piloto alta, se requiere una baja presión piloto que sumada a la presión de carga ayuda a levantar el obturador. Esta relación presenta una pobre restricción al flujo en el caso de cargas desbocadas, esto da como resultado el requerimiento de una menor potencia motriz y de una acción de control mas precisa. En el caso de una relación piloto igual a uno, se ejerce una pobre restricción al paso del flujo por la válvula, con lo cual se obtiene un ahorro de potencia, pero se pierde capacidad de control. En el caso de que la relación piloto sea baja, la restricción impuesta por la válvula aumenta, lo que conduce a un aumento de la potencia consumida, aunque la capacidad de control también aumenta, (Fig. 12).

En conclusión la selección de la relación piloto debe conciliar el consumo de potencia con la necesidad de control requerida en el circuito. Como referencia, la relación piloto mas usada comercialmente es de 6:1.

Figura 12 Relación piloto contra la potencia requerida



Fuente: Catalogo Parker 3105 USA. Disponible en www.Parker.com

- **Relaciones más comunes:** Nuestra válvula de contrabalance tiene una relación de áreas de 7:1, que comparada con otras relaciones de área nos dará una idea del porque la selección de ésta.

10:1 Su función primaria es el sostenimiento de cargas y la protección de las líneas de transmisión.

Se usa cuando las cargas en movimiento no viajan a velocidades muy altas y su posicionamiento no es crítico; En nuestro caso particular necesitamos un posicionamiento preciso del péndulo, por lo que esta relación no resulta indicada para el funcionamiento del banco.

7:1, 6:1 y 5:1 Son las relaciones de uso más común en la industria, y son las más adecuadas para sostenimiento de cargas con posicionamiento fijo pero no crítico pues absorbe considerables cantidades de energía cinética.

4:1 y 3:1 Se utiliza en aplicaciones donde el posicionamiento es crítico como en perforaciones y equipos de posicionamiento de precisión, lo cual requiere poca carga inercial para una rápida respuesta.

2.4.2.4 Tipo de ajuste Se ofrecen válvulas de contrabalance con la opción de ajustar o no la presión de taraje. La versión no ajustable o fija es la recomendada para la mayoría de aplicaciones y previene el sabotaje o un inadecuado taraje por usuarios finales no entrenados.

2.4.2.5 Taraje de sostenimiento

El taraje de sostenimiento es el más común utilizado en las válvulas de contrabalance. Esta es la máxima carga tarada que se espera que la válvula de contrabalance sostenga. Observe que la válvula de contrabalance puede ser tarada a la máxima presión de sostenimiento requerida en una situación determinada. Se debe anotar que las válvulas de contrabalance, son artefactos de tipo restrictivo, lo cual hace que no sean aptas para aplicaciones de baja presión, que se consideran menores de 750 PSI. El taraje de sostenimiento es el taraje que se puede cambiar al momento de seleccionar la válvula de contrabalance.

3. SISTEMA DE CONTROL ELECTRICO.

Para la selección del sistema de control del banco de pruebas de transmisiones hidrostáticas se parte del conocimiento de los sistemas mas utilizados en nuestro medio para efectuar la selección final del más adecuado.

Tras una recopilación de los medios de control más usuales se destacan:

- Control por microcontroladores.
- Control por PC.
- Control por Autómatas programables.
- Control por lógica cableada.

Los dos primeros métodos se han descartado de primera plana, en el caso de los microcontroladores por su fragilidad ante el medio ambiente operativo en que funciona el banco, en especial por su alta sensibilidad al ruido electromagnético circundante. Sus características lo hacen apto para aplicaciones en ambientes menos agresivos.

El uso de PC se ve descartado por su costo y por que estaría subutilizado en la aplicación específica del banco, debido al reducido número de señales de entrada y salida presentes en el sistema. También se debe revisar el medio operativo en que operaría el PC que es extremadamente contaminante por los fluidos hidráulicos, polvo y altas temperaturas que conllevarían a comprometer la vida útil del controlador.

Finalmente se ha optado por seleccionar entre los dos últimos sistemas de control: Autómatas programables en versión de mini autómatas y lógica

cableada tradicional con la utilización de relés y contactores entre otros elementos. A continuación se presenta un breve resumen de las características más importantes de cada una de estas clases de control en la que se baso la selección final.

3.1 AUTÓMATAS PROGRAMABLES

El autómata programable es un aparato electrónico programable por un usuario programador y destinado a gobernar, dentro de un entorno industrial, maquinas o procesos lógicos secuenciales.

Hoy día, existe un punto de equilibrio a partir del cual su precio es competitivo, o incluso inferior a los grandes sistemas tradicionales de lógica cableada. Simultáneamente, el producto final, es decir, la maquina o la instalación equipada con uno de tales autómatas alcanza un nivel tecnológico más elevado.

3.1.1 Ventajas y desventajas. El autómata programable industrial aporta una serie de ventajas como son las siguientes:

- Diseñados y contruidos para su aplicación en ambiente industrial.
- Son equipos flexibles, por su carácter programable
- Son fáciles de instalar y reutilizables.
- Contruidos de forma que sea fácil el mantenimiento y la localización de averías.
- Pueden emplearse en múltiples tipos de tarea de control en una misma planta, lo que facilita el aprendizaje, permite un mayor conocimiento y explotación de prestaciones.

- Menor tiempo de elaboración de proyectos.
- Posibilidad de añadir modificaciones sin costo añadido en otros componentes.
- Mínimo espacio de ocupación.
- Menor costo de mano de obra.
- Mantenimiento económico.
- Posibilidad de gobernar varias máquinas con el mismo autómeta.
- Menor tiempo de puesta en funcionamiento.

Las desventajas son muy pocas comparadas con las ventajas:

- Adiestramiento de técnicos.
- Costo. (dependiendo del uso)

3.2 LÓGICA CABLEADA

El control por lógica cableada consiste en el empleo de dispositivos electromecánicos que son utilizados para el control de sistemas analógicos, combinados con componentes electrónicos que colaboran en el desarrollo de la función específica. Tiene la desventaja de su rigidez de funcionamiento al no disponer de programas modificables.

La lógica cableada ha evolucionado mucho en los últimos años dada la fuerte presión ejercida por medios de control como los PLC'S, dando como resultado mecanismos mas fiables y de menor complejidad que resuelven un gran número de problemas de control en la cual la utilización de un autómeta es imposible o en las cuales resulta mas sencillo y económico la utilización de este método de control tradicional.

3.2.1 El relé. Un relé electromecánico ofrece una manera positiva y confiable de conmutación de energía eléctrica. Sus ventajas principales son alta corriente de conmutación y aislamiento eléctrico de la fuente de alimentación del sensor.

Debido al aislamiento eléctrico de la fuente de alimentación del sensor, así como también a la ausencia de corriente de fuga se pueden conectar en serie y/o en paralelo los relés de múltiples sensores. Las clasificaciones de los contactos varían entre 1 A y 5 A a 120/240 V CA 50/60 Hz resistivas, dependiendo del sensor seleccionado.

El principal elemento constitutivo de un sistema de control por lógica cableada son los relés que han evolucionado enormemente en los últimos años para brindar actualmente características como:

- **Tamaño:** Antiguamente los relés ocupan gran cantidad de espacio en el tablero eléctrico. Ahora existen relés de tamaños reducidos incluso de tamaños menores a 3cm.
- **Cableado:** Generalmente se requiere gran cantidad de cableado para conectar las terminales a un punto común. En la actualidad los relés utilizan unos puentes fáciles de conectar que evitan el exceso de cableado.
- **Marcación** Si utiliza mas cableado quiere decir que necesita más marcaciones, y por lo tanto un mayor gasto de dinero. El proceso actualmente se hace con menos cableado, por lo que gasta menos dinero
- **Visualización del estado:** Los fabricantes de relés acostumbraban implementar sistemas mecánicos para mostrar si el relé esta activado. Sin embargo, hay que estar muy cerca para poderlo apreciar. Actualmente los relés vienen con un LED de gran intensidad, que indica el estado.

Se disponen básicamente de dos clases de relés: Relés mecánicos de bobina, y Relés de estado sólido, ideales para soluciones de alta conmutación.

- **Vida Eléctrica y mecánica:** Ahora los relés están especialmente diseñados tanto para aplicaciones industriales como para la conmutación de señales débiles como las requeridas en aplicaciones de entrada a autómatas programables.

3.2.2 Aplicaciones Algunas de las aplicaciones que se podrían desarrollar con este tipo de dispositivo son:

- **Encendido de motores, embragues y frenos magnéticos:** Inyectoras, Sopladoras, Extrusoras, Termoformadoras, Unidades de enfriamiento, Dosificadores, Mezcladoras, Hornos industriales y de laboratorio.
- **Módulos de Entradas/ Salidas:** Empacadoras, Válvulas neumáticas e hidráulicas, Contactores, Dosificadores, Señales de entrada y salidas de PLC.
- **Paro de Motores:** Bandas transportadoras, Bomba, Compresores, Embragues, Frenos magnéticos, Refrigeración, Ventiladores.

3.2.3 Ventajas y desventajas Algunas de sus principales características positivas son:

- Trabajan en medios ambiente hostiles como los de fuerte presencia de polvo o aceite.
- No requiere mantenimiento específico, más allá de una limpieza periódica.
- Ninguna partícula puede penetrar el dispositivo herméticamente sellado.

Entre sus fallas encontramos:

- Nula flexibilidad ante cambios de montaje.
- Difícil detección de fallos.

3.3 SELECCIÓN DEL SISTEMA DE CONTROL

La selección final se llevo a cabo mediante una comparativa que involucró los siguientes aspectos:

3.3.1 Factores cuantitativos .Se refieren a la capacidad del equipo para soportar todas aquellas especificaciones para el sistema de control, evaluando las más importantes como son:

- **Entradas/ Salidas (E/S)**: cantidad, tipo, prestaciones, ubicación, etc.

- **Tipo de control**: control de una o varias máquinas, proceso, etc.

- **Físicos y ambientales**: características constructivas, temperatura de funcionamiento, polvo, ruido.

- **Soporte técnico**

3.3.1.1 ENTRADAS / SALIDAS (E/S) Las señales de entrada y salida en el sistema de control del banco de pruebas se resumen a continuación.

Entradas:

- Señales de los sensores Fotoeléctricos para las posiciones verticales superior e inferior. Total 2.
- Señales provenientes del tablero de control dispuesto para la operación del banco. (START horario, START antihorario, STOP horario y antihorario, piloto horario manual, piloto antihorario manual) Total 6

Total de entradas: 8

Salidas:

- Solenoide direccional Principal. Total 2
- Solenoides direccionales secundarios, (electrovalvula NORTHMAN 4/2):
Total 2. (ver anexo 2)

Total de Salidas 4.

3.3.1.2 Tipo de control. El control del banco se realiza de forma centralizada y aislada, no se pretende la interconexión de los diversos bancos con que cuenta el laboratorio a un control central por las características del mismo

3.3.1.3 Factores físicos y ambientales. Uno de los factores mas importantes a tener en cuenta debido a el alto grado de contaminación que circunda el Banco de Pruebas. Esta contaminación es de tipo electromagnético y físico, por factores como líneas de alta potencia cercanas, polvo, aceite, radiación solar, temperatura extrema, que hacen necesaria la utilización de un sistema de control lo suficientemente robusto para garantizar la fiabilidad del mismo.

3.3.2 Factores cualitativos. Una vez evaluados los factores correspondientes a las características técnicas y constructivas de los componentes del sistema de control se procede a un análisis cualitativo de las opciones.

En muchas ocasiones la decisión se basa en criterios comerciales y en general limitados al aspecto económico de la adquisición, pero hay que tener en cuenta otros aspectos que en definitiva tendrán una mayor influencia a

medio plazo. Es el momento de evaluar factores menos tangibles que se ocultan en las mismas características del equipo y en las del fabricante o el suministrador del sistema de control.

3.3.2.1 Fiabilidad del producto: En ambos casos la fiabilidad está garantizada

3.3.2.2 Servicios del suministrador: Una vez instalado el equipo, adquiere importancia la asistencia técnica. Esta asistencia puede abarcar desde un servicio de consulta a un técnico de servicio al lugar de la instalación.

Otro elemento de gran valía es la disponibilidad de una buena información técnica que cubra tanto los aspectos de instalación y programación como el mantenimiento

La disponibilidad de partes en un tiempo mínimo es fundamental ya que, aunque deben existir cambios en mantenimiento, no es posible ni rentable cubrir la totalidad de componentes.

3.4 SELECCIÓN FINAL DEL CONTROL.

Al comparar las características técnicas de cada uno de los métodos de control y analizarlas en combinación con la aplicación en particular, se tomo la decisión de emplear la lógica cableada, en base a costos de adquisición e instalación, facilidad de mantenimiento, uso de una tecnología común en el laboratorio y facilidad de control. El factor que relegó el uso del PLC, fue su costo principalmente.

4. DISEÑO DEL MANIFOLD

El diseño del manifold se llevo a cabo tomando en cuenta 3 parámetros fundamentales: el primero fue simplicidad en el modelo, ya que el costo del manifold depende directamente de la complejidad o simplicidad del diseño, además entre menos curvas, menor perdidas de presión por cambios de dirección; El segundo fue simetría, ya que vamos a manejar 2 circuitos iguales dentro del mismo bloque, con un tanque y perforaciones en común; Y el tercero fue de resistencia mecánica.

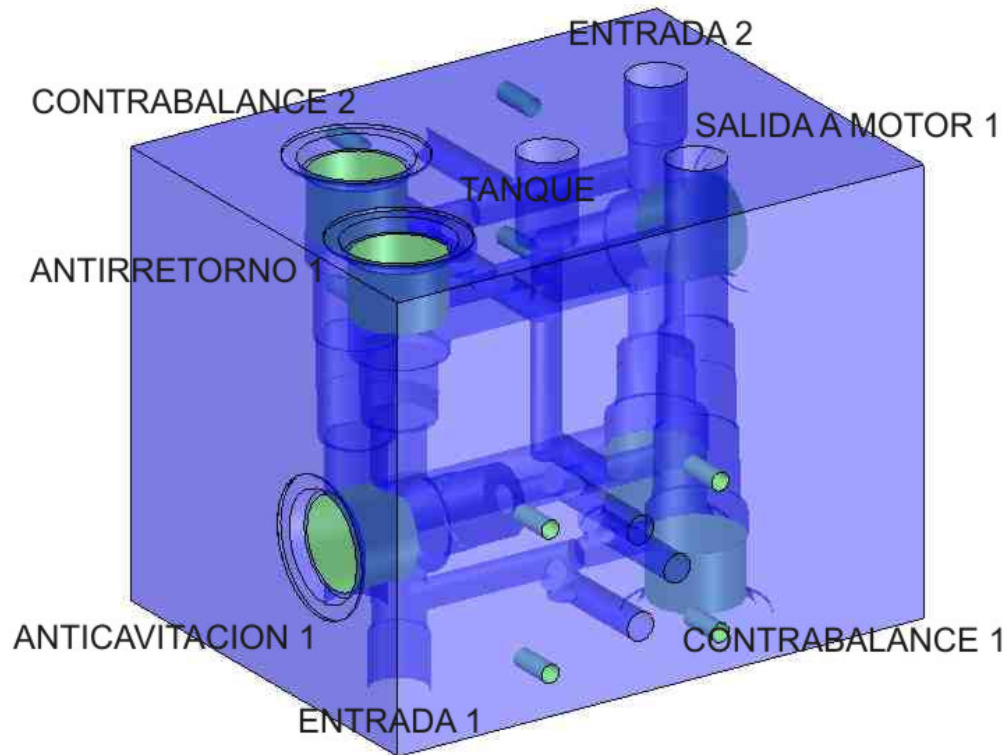
Los dos primeros parámetros se desarrollaron según medidas Standard impuestas por la casa Parker para las válvulas cheques y contrabalance que teníamos a disposición (Fig. 15), la resistencia la trataremos a continuación.

4.1 SELECCIÓN DEL MATERIAL DEL MANIFOLD.

Los dos materiales frecuentemente utilizados en la fabricación de manifolds son el duraluminio y el acero; El primero se usa en sistemas donde la presión no supere los 3000 psi, en tanto que el segundo soporta presiones hasta de 5000 psi, nuestra selección fue el duraluminio, ya que esta dentro del rango de presiones a trabajar.

La tabla 1 nos muestra la composición química del duraluminio, que es mucho más resistente que el aluminio puro, y comparable a aceros en bajo contenido de carbono en cuanto a sus características mecánicas

FIGURA 13 Diseño final del manifold



Fuente: autor

Tabla 1 composición química del duraluminio*

ELEMENTO	PORCENTAJE (%)
Aluminio	94.3
Cobre	4
Magnesio	0.5
Manganeso	0.5
Silicio	0.7

* NORTON Robert, Diseño de maquinas, Apéndice 1 Tabla B1

Otras propiedades mecánicas del duraluminio que lo hacen tan atractivo para la fabricación de manifolds son las siguientes:

- Baja densidad (bajo peso): $0,10 \text{ lb/in}^3$, comparada con la del acero $0,28 \text{ lb/in}^3$.
- Alta conductividad térmica.
- Excelente maquinabilidad.
- Altísima resistencia a la corrosión.
- Buena capacidad de fundición.
- Costo razonable.

Las aleaciones del aluminio tienen resistencias mucho más altas a aluminio puro y se utilizan ampliamente en la ingeniería; siendo los más importantes la industria aeronaval y la automovilística. Las aleaciones del aluminio tienen resistencia a la tensión que está en el rango de 70 a 90 Kpsi y resistencias o límites elásticos de casi el doble del acero dulce (tabla 2).

El aluminio es de los materiales de ingeniería de maquinabilidad más sencilla, aunque al ser trabajado tiene la tendencia a endurecerse. Se vacía, maquina, suelda y conforma en caliente y frío de manera sencilla. También puede ser extruido. Las aleaciones se forman especialmente para fundición tanto en arena como en troquel, así como para formas, forjados, extruidos y comprimidos.

4.2 CALCULOS INERCIALES DEL SISTEMA

Es indispensable el cálculo de cargas y de inercias del sistema, para saber si las válvulas seleccionadas suplen confiablemente estos requerimientos

En el arranque del péndulo, en la posición horizontal con el brazo de momento en su máxima longitud (punto de carga máxima), se presentan las siguientes condiciones de carga

Tabla 2 propiedades físicas del duraluminio.*

PROPIEDAD	VALOR
Modulo de elasticidad E	10,4 Mpsi
Modulo de rigidez G	3,9 Mpsi
Razón de Poisson v	0,34
Peso especifico ζ	0,10 lb/in ³
Densidad de masa ρ	2,8 Mg/m ³
Gravedad especifica	2,8
Coeficiente de expansión térmica α	13*10 ⁻⁶ 1/°F
Esfuerzo de fluencia Sy	70 Ksi
Esfuerzo último Su	80Ksi
Porcentaje de alargamiento	11

Torque inercial:

$$T_{inercial} = I_{total} \cdot \alpha$$

Ecuación 1

Donde:

* NORTON Robert, Diseño de maquinas Tabla C1 p. 994

I_{total} : Inercia total del sistema

α : Aceleración angular.

La inercia total del sistema es la suma de las inercias de los discos, barras y eje de trabajo con respecto al eje de rotación del sistema.

Inercia de los discos:

Los pesos de los discos son:

$W_{d1}=90,2 \text{ lbf}$ (41 kg) Peso del disco central

$W_{d2}=28,6 \text{ lbf}$ (13 kg) Peso total de los discos laterales

La inercia centroidal del disco es:

$$I_{cent} = \frac{1}{2} \cdot \left[W_{d1} \cdot \left(\frac{\phi_{dis.cen}}{2} \right)^2 + W_{d2} \cdot \left(\frac{\phi_{dis.lat}}{2} \right)^2 \right] \quad \text{Ecuación 2}$$

Efectuando los reemplazos se obtiene:

$$I_{cent} = \frac{1}{2} \cdot \left[90,2lb \cdot \left(\frac{14,5in}{2} \right)^2 + 28,6lb \cdot \left(\frac{7,6in}{2} \right)^2 \right]$$

$$I_{cent} = 2577lb \cdot in^2$$

Con respecto al eje del sistema:

$$I = I_{cent} + (W_{d1} + W_{d2}) \cdot L^2$$

Ecuación 3

Reemplazando obtenemos:

$$I = 2577lb \cdot in^2 + (90,2lb + 28,6lb) \cdot (39,31in)^2$$

$$I_{dis\cos} = 186716lb \cdot in^2$$

Inercia de las barras:

Los pesos de las barras son:

$W_{b1}=11$ lbf (5 Kg.) Peso de la barra superior

$W_{b2}=28$ lbf (12,8 Kg.) Peso total de las barras inferiores

Las dimensiones son:

$L_{bs}= 20$ in Longitud barra superior

$H_{bs}= 2$ in Altura sección barra superior

$L_{bi}=31,5$ in Longitud barras inferiores

$H_{bi}=2$ in Altura sección barras inferiores

La inercia total del sistema de barras respecto al eje del sistema es:

$$I_{barra.superior} = \frac{1}{12} \cdot W_{bs} \cdot h_{bs}^2 + \frac{1}{3} \cdot W_{bs} \cdot L_{bs}^2 + W_{bs} \cdot 1,5^2$$

Ecuación 4

$$I_{barra.inf\ erior} = \frac{1}{12} \cdot W_{bi} \cdot h_{bi}^2 + \frac{1}{3} \cdot W_{bi} \cdot L_{bi}^2 + W_{bi} \cdot [16,5 - (39,37 - L_{pend})]^2$$

$$I_{barras} = I_{barra.sup} + 2 \cdot I_{barra.inf}$$

Efectuando los reemplazos se obtiene:

$$I_{barras} = 19140 lb \cdot in^2$$

Inercia del eje principal:

$$W_{eje} = 25,4 \text{ lb (11,5 kg)} \quad \text{Peso del eje principal}$$

Dimensiones y pesos de cada sección de eje

$$L_{seccion\ 1} = 2,5 \text{ in}$$

$$W_{seccion\ 1} = 3,44 \text{ lb (1,56 kg)}$$

$$L_{seccion\ 2} = 21,5 \text{ in}$$

$$W_{seccion\ 2} = 22,1 \text{ lb (10 kg)}$$

La inercia total del eje se define por:

$$I_{eje.pal} = \frac{1}{2} \cdot W_{sec\ 1} \cdot \left(\frac{\phi_{sec\ 1}}{2}\right)^2 + \frac{1}{2} \cdot W_{sec\ 2} \cdot \left(\frac{\phi_{sec\ 2}}{2}\right)^2$$

Ecuación 5

Efectuando los reemplazos se obtiene:

$$I_{\text{eje pal}} = 15,6 \text{ lb.in}^2$$

Inercia total del sistema

$$I_{\text{tot sis}} = I_{\text{discos}} + I_{\text{barras}} + I_{\text{eje pal}} \quad \text{Ecuación 6}$$

Reemplazando:

$$I_{\text{tot sis}} = (186716 + 19140 + 15,6) \text{ lb.in}^2$$

$$I_{\text{tot sis}} = 205872 \text{ lb.in}^2$$

$$I_{\text{tot sis}} = 532,79 \text{ lbf.in.seg}^2$$

Torque inercial

$$T_{\text{inercial}} = I_{\text{total}} \cdot \alpha$$

$$\alpha = \frac{\Delta \omega}{\Delta t}$$

$$\Delta \omega = 25 \text{ rpm} = 2.618 \frac{\text{rad}}{\text{seg}} \quad (\text{Velocidad angular máxima})$$

El tiempo de frenado del péndulo se puede obtener mediante la expresión:

$$\boxed{I \cdot \frac{\Delta \omega}{\Delta t} \cdot N_{\text{reductor}} \equiv \frac{C_m}{2\pi} \cdot \Delta P \cdot \eta_{\text{motor}}} \quad \text{Ecuación 7}$$

En la que se igualan los Torques causados por las masas inerciales con el ejercido por el motor hidráulico. Al despejar el tiempo se obtiene:

$$\Delta t = \frac{(I \cdot \Delta \omega \cdot 2\pi)}{(N_{reductor} \cdot Cm \cdot \Delta P \cdot \eta_{motor})}$$

Donde: $I = 532,79 \text{ Lbf} \cdot \text{pl} \cdot \text{seg}^2$ (Inercia total del sistema)

$\mu_{motor} = 0.9$ (Eficiencia Mecánica)

$N_{reductor} = 25:1$ (Relación del reductor)

$\Delta \omega = 25 \text{ rpm} = 2.618 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$ (Velocidad angular máxima)

$\Delta P = 1200 \text{ psi}$ (Caída de Presión mínima)

$\Delta P = 1500 \text{ psi}$ (Caída de Presión máxima)

$Cm = 2.2 \frac{\text{pl}^3}{\text{rev}}$ (Desplazamiento del motor)

Se obtiene un rango de tiempos de frenado, comprendidos entre el taraje mínimo y el máximo de la válvula de frenado, así: tiempo de frenado de:

$$\Delta t_1 \cong \frac{(532,79 \cdot 2,618 \cdot 2 \cdot \pi)}{(25 \cdot 2,2 \cdot 1200 \cdot 0,9)} \cong 0,14(\text{seg})$$

$$\Delta t_2 \cong \frac{(532,79 \cdot 2,618 \cdot 2 \cdot \pi)}{(25 \cdot 2,2 \cdot 1500 \cdot 0,9)} \cong 0,11(\text{seg})$$

Así pues el rango de desaceleraciones esta dado por los tiempos de frenado hallados anteriormente:

$$\alpha \equiv \frac{\Delta \omega}{\Delta t}$$

Ecuación 8

$$\alpha_1 = \frac{2,618}{0,14} = 18,7 \frac{rad}{seg^2}$$

$$\alpha_1 = \frac{2,618}{0,11} = 23,8 \frac{rad}{seg^2}$$

Con un ángulo barrido θ para cada caso de:

$$\theta \equiv \omega t - \frac{1}{2} \alpha \cdot t^2$$

Ecuación 9

$$\theta_1 \equiv 2,618 \cdot 0,14 - \frac{1}{2} \cdot 2,618 \cdot 0,14^2 \equiv 0,18 rad \equiv 10,50^\circ$$

$$\theta_2 \equiv 2,618 \cdot 0,11 - \frac{1}{2} \cdot 2,618 \cdot 0,11^2 \equiv 0,14 rad \equiv 8,25^\circ$$

Obtenemos un rango de torques inerciales comprendidos entre las aceleraciones calculadas anteriormente:

$$T_{inercial_1} = I_{total} \cdot \alpha_1 = 532,79 \cdot 18,7 \left(lb \cdot in \cdot seg^2 \cdot \frac{rad}{seg^2} \right)$$

$$T_{inercial_1} = 9963,173 lb \cdot in$$

$$T_{inercial_2} = I_{total} \cdot \alpha_2 = 532,79 \cdot 23,8 \left(lb \cdot in \cdot seg^2 \cdot \frac{rad}{seg^2} \right)$$

$$T_{inercial_1} = 12680,4 lb \cdot in$$

4.3 DETERMINACION DEL REGIMEN DE FLUJO.

El flujo en una tubería llega a ser turbulento cuando el grupo adimensional llamado **Numero de Reynolds**, es mayor a 2300; El numero de reynolds es definido por la siguiente ecuación:

$$\boxed{Re_D = \frac{V \cdot D}{\nu}}, \quad \text{Ecuación 10}$$

Donde V es la velocidad de flujo en metros por segundo, D es el diámetro de la tubería (m), y ν es la viscosidad cinemática del fluido (m^2/se).

Calculando el número de reynolds para los diámetros mayores del sistema que son las mangueras de media pulgada, además sabemos que el caudal de la bomba es de 5 gpm, la viscosidad dinámica del aceite Shell Tellus 46 a una temperatura de 40°C es de 46,6 cst y tiene una densidad de 0,83 lb/gal; entonces:

$$D=0,5 \text{ in} = 0,0127 \text{ m}$$

$$Q= 5 \text{ gpm} = 3,15 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/s$$

$$\rho = 0,83 \text{ lb/gal} = 0,09945 \text{ gr/cm}^3$$

$\nu=46,6 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/s$ (viscosidad dinámica del aceite Shell Tellus 46 a una temperatura de 40°C)

$$\boxed{\nu(cst) = \frac{\mu(cP)}{\rho(gr/cm^3)}} \quad \text{Ecuación 11}$$

$$\mu(cP) = \nu(cst) \cdot \rho(gr/cm^3)$$

$$\mu(cP) = 46,6 \cdot 0,09945 = 4,63437(cP)$$

La velocidad media de cualquier líquido que fluye puede calcularse a partir de la siguiente fórmula:

$$V = 0,408 \cdot \frac{Q(\text{gpm})}{d^2(\text{in}^2)} \quad \text{Ecuación 12}$$

$$V_1 = 0,408 \cdot \frac{5}{(7/16)^2} = 10,65 \text{ ft / seg} = 3,24 \text{ m / seg}$$

$$\text{Re}_{D1} = \frac{V \cdot D}{\nu} = \frac{3,24 \cdot 0,0111}{46,6 \cdot 10^{-6}} = 774,66$$

$$V_2 = 0,408 \cdot \frac{5}{0,5^2} = 8,16 \text{ ft / seg} = 2,48 \text{ m / seg}$$

$$\text{Re}_{D2} = \frac{V \cdot D}{\nu} = \frac{2,48 \cdot 0,0127}{46,6 \cdot 10^{-6}} = 130,81$$

$$V_3 = 0,408 \cdot \frac{5}{0,25^2} = 32,64 \text{ ft / seg} = 9,94 \text{ m / seg}$$

$$\text{Re}_{D3} = \frac{V \cdot D}{\nu} = \frac{9,94 \cdot 0,00635}{46,6 \cdot 10^{-6}} = 1354,48$$

Dadas las velocidades obtenidas, el uso de las mangueras y cavidades del manifold en las medidas de media pulgada, un cuarto de pulgada y de 7/16 pulgadas, la pérdida de presión no será significativa, como tampoco lo serán los cambios de dirección que sufre el fluido en el manifold.

4.4 CAIDA DE PRESIÓN A TRAVÉS DEL MANIFOLD

Para la caída de presión en el manifold, se toma una ruta seleccionada en el mismo, según la dirección de giro del péndulo; Esta ruta comprende un agujero de media pulgada, luego hay una válvula cheque (anticavitación), continua el agujero de media pulgada para encontrarse con otra válvula cheque, el fluido sigue por un agujero de 7/16 de pulgada y finalmente descarga por un tramo de media pulgada después de un cambio de dirección de 90°. El recorrido azul indica la ruta cuando el piloto externo actúa sobre la válvula contrabalance permitiendo el paso a tanque (Fig. 16).

Para hallar la pérdida de presión a través del manifold, recurrimos a la siguiente formula:

$$\Delta P = \frac{\rho \cdot f \cdot L \cdot V^2}{2 \cdot D}$$

Ecuación 13

Donde:

ρ : Densidad del aceite Shell Tellus 46 (Kg/m^3)= $\rho = 99,45 \text{Kg} / \text{m}^3$

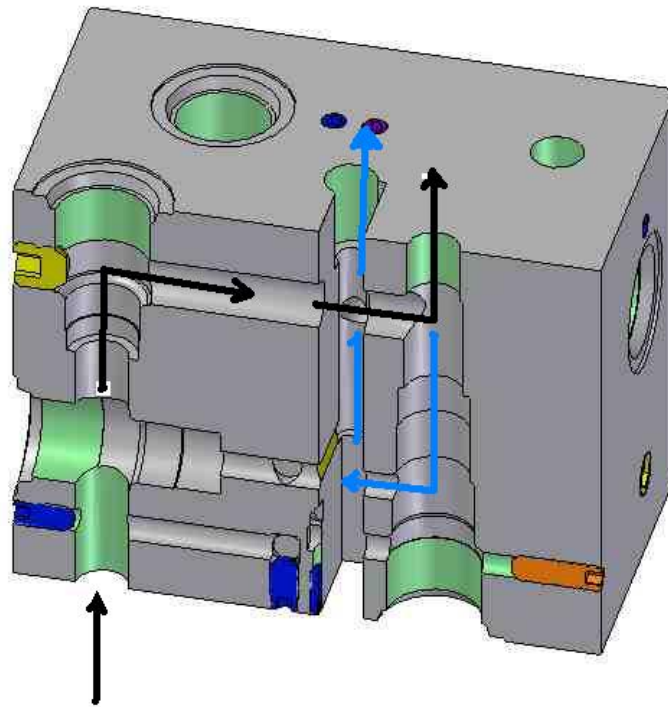
f: Factor de fricción = $64/\text{Re} = 0,023$

L: Longitud del tramo de agujero (m)

V: Velocidad media del fluido (m/seg)

D: Diámetro del agujero de la sección (m)

Figura 14 Recorrido del aceite en el manifold



Fuente: autor

4.4.1 Analisis Del Tramo 1: Esta sección de la ruta comprende el puerto de presión a la entrada del manifold, hasta la válvula cheque antirretorno, pasando por la válvula cheque anticavitación, además calculamos la pérdida de presión por la desviación del fluido en T.

Datos:

$$D=0,5 \text{ pulg.}=0,0127\text{m}$$

$$L= 24,65+13,79=38,44\text{mm}= 0,03844 \text{ m}$$

$$f = 64/Re = 64/130,81 = 0,4892$$

$$V = 2,48 \text{ m/seg}$$

$$\Delta P = \frac{\rho \cdot f \cdot L \cdot V^2}{2 \cdot D} = \frac{99,45 \cdot 0,4892 \cdot 0,03844 \cdot 2,48^2}{2 \cdot 0,0127} = 452,83 Pa = 0,06567 \text{ psi}$$

Ahora calculamos la perdida por la T:

$$\Delta P = 0,0001389 \cdot 10^{-5} \cdot K \cdot \rho \cdot V^2 \quad \text{Ecuación 14}$$

$$\text{Donde } K = 20 \cdot F_t$$

Para tuberías de 0,5 pulgadas de diámetro, $F_t = 0,027$

$$\Delta P = 0,0001389 \cdot 10^{-5} \cdot 20 \cdot 0,027 \cdot 99,45 \cdot 2,48^2 = 4,58 \cdot 10^{-7} Pa = 6,65 \cdot 10^{-11} \text{ psi}$$

La pérdida total en el primer tramo de tubería es de:

$$\Delta P = 6,65 \cdot 10^{-11} + 0,06567 = 0,06567 \text{ psi}$$

4.4.2 Analisis Del Tramo 2. Comprende desde la salida de la válvula cheque antirretorno hasta la T que va a la salida del manifold hacia el motor hidráulico.

Datos:

$$D = 0,4375 \text{ pulg} = 0,0111 \text{ m}$$

$$L = 37,97 \text{ mm} = 0,03797 \text{ m}$$

$$f = 64/Re = 64/774,66 = 0,0826$$

V= 3,24 m/seg

$$\Delta P = \frac{\rho \cdot f \cdot L \cdot V^2}{2 \cdot D} = \frac{99,45 \cdot 0,0826 \cdot 0,03797 \cdot 3,24^2}{2 \cdot 0,0111} = 147,50 Pa = 0,02139 psi$$

Ahora calculamos la perdida por la T:

$$\Delta P = 0,0001389 \cdot 10^{-5} \cdot K \cdot \rho \cdot V^2$$

$$\Delta P = 0,0001389 \cdot 10^{-5} \cdot K \cdot \rho \cdot V^2$$

Donde $K=60 \cdot F_t$

Para tuberías de 7/16 pulgadas de diámetro, $F_t=0,027$

$$\Delta P = 0,0001389 \cdot 10^{-5} \cdot 20 \cdot 0,027 \cdot 99,45 \cdot 3,24^2 = 7,83 \cdot 10^{-7} Pa = 1,13 \cdot 10^{-10} psi$$

La pérdida total en el segundo tramo de tubería es de:

$$\Delta P = 1,13 \cdot 10^{-10} + 0,02139 = 0,02139 psi$$

4.43 Análisis del tramo 3 Comprende el recorrido desde la T hasta la salida del manifold al motor hidráulico.

Datos:

$$D = 0,5 \text{ pulg} = 0,0127 \text{ m}$$

$$L = 12,70 \text{ mm} = 0,01270 \text{ m}$$

$$f = 64/Re = 64/130,81 = 0,4892$$

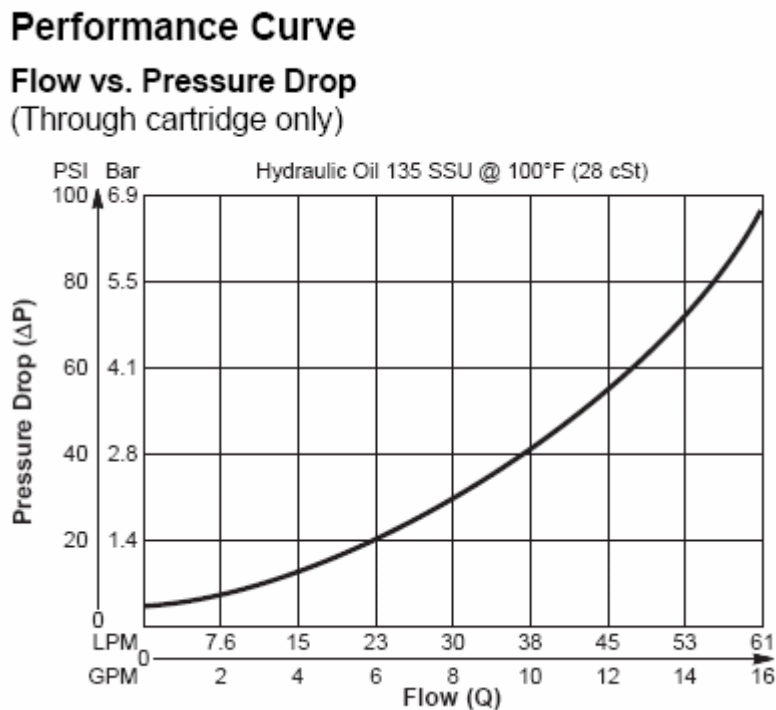
V= 2,48 m/seg

$$\Delta P = \frac{\rho \cdot f \cdot L \cdot V^2}{2 \cdot D} = \frac{99,45 \cdot 0,4892 \cdot 0,01270 \cdot 2,48^2}{2 \cdot 0,0127} = 149,61 Pa = 0,02169 psi$$

Las pérdidas por válvulas, se dan por las dos válvulas cheque, una que actúa como antirretorno y la otra como anticavitación.

La pérdida de presión para la válvula antirretorno, se calcula teniendo como parámetros un flujo de 5 gpm y una curva experimental tomada para un aceite hidráulico a 32 cST y 100 °F (Fig. 21).

Figura 15 Pérdida de presión de la válvula antirretorno



Fuente: Catalogo Parker 3105 USA. Disponible en www.Parker.com

$\Delta P_1 = 15$ psi (perdida de presión de la válvula antirretorno)

$\Delta P_{total} = 30$ psi

Al sumar todas las perdidas en el manifold, tenemos:

$\Delta P_{total} + \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 = 30 + 0,06567 + 0,02139 + 0,02169 = 30,7$ psi

4.5 ANALISIS DE ESFUERZOS SOBRE EL MANIFOLD

En los recipientes cilíndricos sujetos a presión, cilindros hidráulicos, tubos de cañón y tuberías que conducen fluidos a alta presión, se presentan esfuerzos radiales y circunferenciales (o tangenciales) cuyo valor depende del radio del elemento a consideración.

El cálculo de esfuerzos se realizó mediante el análisis de esfuerzos en cilindros siendo el modelo matemático más adecuado para los agujeros del manifold.

Tomamos como diámetro interno el diámetro de maquinado, y como diámetro externo la distancia más corta desde el diámetro interno, hasta el agujero o la cara del manifold más cercana.

El duraluminio, material seleccionado para la fabricación del bloque presenta las siguientes características:

$S_y = 70$ Ksi

$S_u = 80$ Ksi

Datos del punto 1:

Espesor=27,78 mm (vista frontal), 18,87 mm (vista lateral)

Radio interior (r_i)=7,735 mm

Radio exterior (r_o)= 25,005 mm

Presión interna (p_i)= 1500 psi

Presión externa (p_o) = presión atmosférica.

$$\sigma_t = \frac{r_i^2 \cdot p_i}{r_o^2 - r_i^2} \cdot \left(1 + \frac{r_o^2}{r_i^2} \right) \quad \text{Ecuación 15}$$

$$\sigma_t = \frac{7,735^2 \cdot 1500}{25,005^2 - 7,735^2} \cdot \left(1 + \frac{25,005^2}{7,735^2} \right)$$

$$\sigma_t = 1817,44 \text{.psi}$$

$$\sigma_r = \frac{r_i^2 \cdot p_i}{r_o^2 - r_i^2} \cdot \left(1 - \frac{r_o^2}{r_i^2} \right) \quad \text{Ecuación 16}$$

$$\sigma_r = \frac{7,735^2 \cdot 1500}{25,005^2 - 7,735^2} \cdot \left(1 - \frac{25,005^2}{7,735^2} \right)$$

$$\sigma_r = -1500 \text{.psi}$$

$$\sigma_R = \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_r^2} \quad \text{Ecuación 17}$$

$$\sigma_R = \sqrt{1817,44^2 + (-1500)^2}$$

$$\sigma_R = 2356,50.psi$$

$$N = \frac{S_y}{S_R}$$

Ecuación 18

$$N = \frac{70000}{2356,50} = 29,70$$

Punto 2, puerto piloto hacia los puertos de la electroválvula direccional secundaria.

Espesor= 12,80 mm (vista frontal),

Radio interior (r_i)= 3.15 mm

Radio exterior (r_o)= 15,95 mm

Presión interna (p_i)= 1500 psi

Presión externa (p_o) = presión atmosférica.

$$\text{Esfuerzo tangencial: } \sigma_t = \frac{r_i^2 \cdot p_i}{r_o^2 - r_i^2} \cdot \left(1 + \frac{r_o^2}{r_i^2}\right)$$

$$\sigma_t = \frac{3,15^2 \cdot 1500}{15,95^2 - 3,15^2} \cdot \left(1 + \frac{15,95^2}{3,15^2}\right)$$

$$\sigma_t = 1621,75.psi$$

$$\text{Esfuerzo radial: } \sigma_r = \frac{r_i^2 \cdot p_i}{r_o^2 - r_i^2} \cdot \left(1 - \frac{r_o^2}{r_i^2}\right)$$

$$\sigma_t = \frac{3,15^2 \cdot 1500}{15,95^2 - 3,15^2} \cdot \left(1 - \frac{15,95^2}{3,15^2}\right)$$

$$\sigma_t = -1500.psi$$

El esfuerzo resultante es: $\sigma_R = \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_r^2}$

$$\sigma_R = \sqrt{1621,75^2 + (-1500)^2}$$

$$\sigma_R = 2209,09.psi$$

Factor de seguridad: $N = \frac{S_y}{S_R}$

$$N = \frac{70000}{2209,09} = 31,68$$

Datos del punto 3, puerto piloto de la válvula electrohidráulica al puerto A.

Espesor= 7,20913 mm

Radio interior (r_i)= 3,15 mm

Radio exterior (r_o)= 10,40913 mm

Presión interna (p_i)= 1500 psi.

Presión externa (p_o) = presión atmosférica.

Esfuerzo tangencial: $\sigma_t = \frac{r_i^2 \cdot p_i}{r_o^2 - r_i^2} \cdot \left(1 + \frac{r_o^2}{r_i^2}\right)$

$$\sigma_t = \frac{3,15^2 \cdot 1500}{10,40913^2 - 3,15^2} \cdot \left(1 + \frac{10,40913^2}{3,15^2} \right)$$

$$\sigma_t = 1802,43 \text{ psi}$$

Esfuerzo radial:
$$\sigma_r = \frac{r_i^2 \cdot p_i}{r_o^2 - r_i^2} \cdot \left(1 - \frac{r_o^2}{r_i^2} \right)$$

$$\sigma_t = \frac{3,15^2 \cdot 1500}{10,40913^2 - 3,15^2} \cdot \left(1 - \frac{10,40913^2}{3,15^2} \right)$$

$$\sigma_t = -1500 \text{ psi}$$

El esfuerzo resultante es:
$$\sigma_R = \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_r^2}$$

$$\sigma_R = \sqrt{1802,43^2 + (-1500)^2}$$

$$\sigma_R = 2344,94 \text{ psi}$$

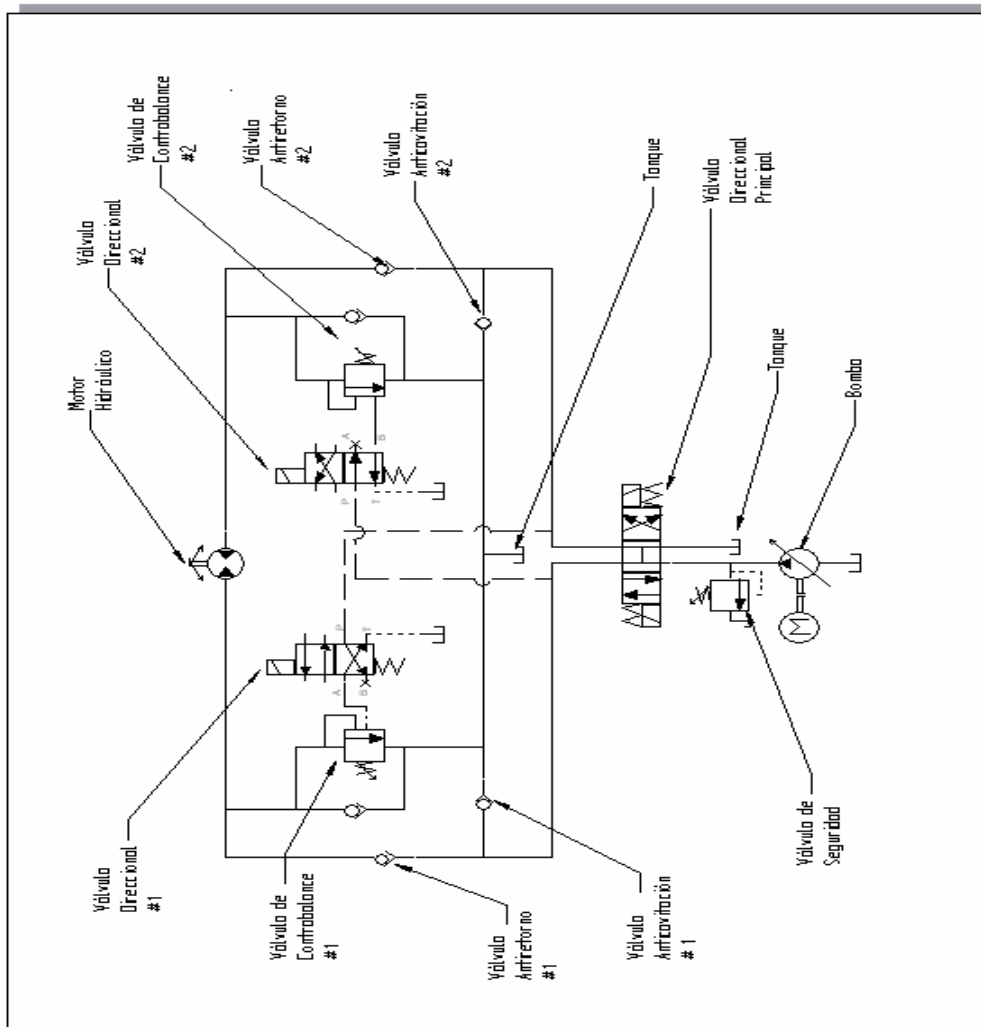
Factor de seguridad:
$$N = \frac{S_y}{S_R}$$

$$N = \frac{70000}{2344,94} = 29,85$$

5. CONDICIONES DE OPERACIÓN DEL SISTEMA HIDRAULICO

5.1 FUNCIONAMIENTO:

Figura 16 Circuito Propuesto Como Solución



Fuente: autor

El circuito hidráulico desarrollado en este trabajo de grado esta desarrollado para un funcionamiento bidireccional del motor hidráulico, (Fig. 17) por tanto, la explicación para el trabajo realizado por el manifold, se dará con mayor profundidad en sentido horario, entendiendo que en sentido antihorario la otra mitad trabajara de la misma forma, solo que cambiando la posición de las electroválvulas direccionales y la electroválvula principal.

El pilotaje externo de la válvula de contrabalance es controlado mediante la utilización de dos válvulas direccionales electro hidráulicas de cuatro vías y dos posiciones, a la cual se le bloquea un puerto. El accionamiento de estas válvulas se realizara por medio de un circuito eléctrico de control que consta de dos fotoceldas y la propia parte eléctrica de las válvulas direccionales.

El banco, opera con el panel de control mostrado. En la actualidad prende y apaga el motor eléctrico que opera la bomba, por medio de un arrancador estrella-triángulo, esto es operado por los botones de ON y OFF mostrados en el esquema del panel. Este sistema de arranque queda como está actualmente.

Los otros botones (START) permiten el giro del péndulo en sentido horario o antihorario, ellos lo que hacen es accionar los solenoides (bobinas), de la denominada válvula direccional principal que envía aceite a un puerto o al otro del motor hidráulico y me da el sentido de giro del péndulo. El péndulo se detiene si se da la orden de STOP en el panel de control dependiendo del sentido de giro que se este utilizando, esta orden desactiva el solenoide de la direccional principal.

El piloto presenta la opción de activación manual mediante dos pulsadores ubicados en el tablero de control; su finalidad es didáctica y tiene como

objetivo destacar la importancia del piloto externo en el funcionamiento del circuito.

Con el fin de preservar la integridad de los elementos del banco se recomienda invertir el sentido de giro del péndulo únicamente cuando este se encuentra detenido en la posición inferior.

5.1.1 Funcionamiento de las válvulas para el sentido de giro horario

Para un sentido de giro horario, se encuentra activado el solenoide izquierdo de la direccional principal (vista de frente). Cuando el péndulo va subiendo, lo que sería detectado por la fotocelda ubicada en la parte inferior, el solenoide de la direccional # 2 se encuentra activado durante todo el ascenso, en caso de que se de la orden de STOP el solenoide de la direccional principal se desexcita.

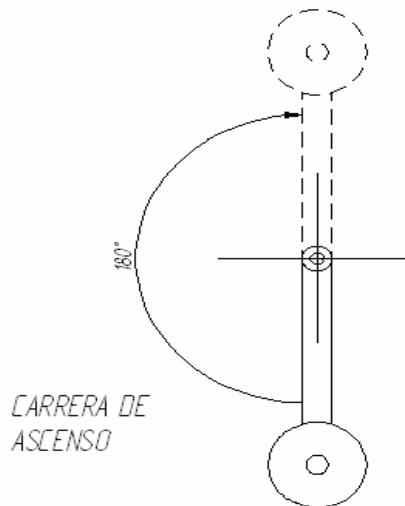
Las fotoceldas están ubicadas de tal manera que una entre en funcionamiento en al posición natural del péndulo (0°), posición que comprende la carrera de ascenso (Fig. 19-20), accionando la válvula direccional para obtener un pilotaje externo en la válvula de contrabalance, de esta manera el péndulo subirá de manera controlada hasta los 180° .

Cuando el péndulo cruce la vertical superior y empiece su descenso, la segunda fotocelda desactiva la válvula direccional 2 con una orden eléctrica, (Fig. 21-22), la válvula se comporta como una de contrabalance de acción directa ya que el control remoto se encuentra bloqueado por la válvula direccional. Esto elimina el desbloqueo que tiene el sistema una vez pasados los 180° .

Al dar la orden de STOP se desactiva la direccional principal, no depende de la posición de funcionamiento de las válvulas secundarias, pues todo el circuito va a estar a presión de tanque. (Fig. 23)

Cuando nuevamente el péndulo cruce la vertical inferior, se debe activar el solenoide de la válvula direccional #2.

Figura 17 Carrera de ascenso horaria

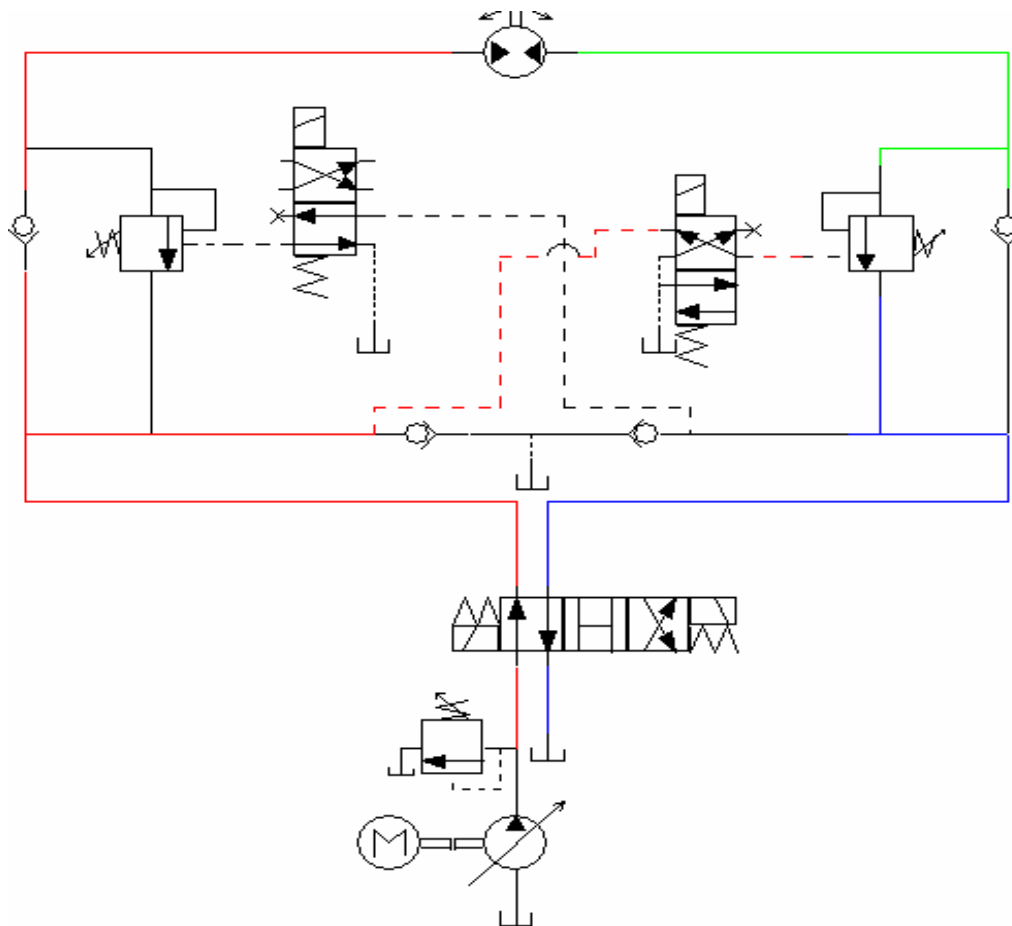


Fuente: autor

5.1.2 Funcionamiento de las válvulas para el sentido de giro antihorario

En caso de que se de la orden de START para que el péndulo gire en sentido antihorario, el funcionamiento es el siguiente: Se debe activar el solenoide B de la direccional principal. Mientras se encuentra subiendo el solenoide de la direccional # 1 debe estar excitado, Si subiendo se da la orden de STOP, el solenoide de la válvula direccional principal se desactiva.

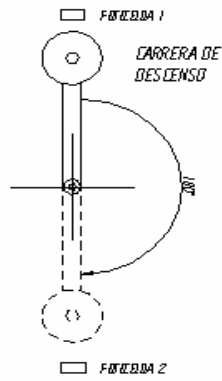
Figura 18 Circuito en la carrera de ascenso horario



Fuente: autor

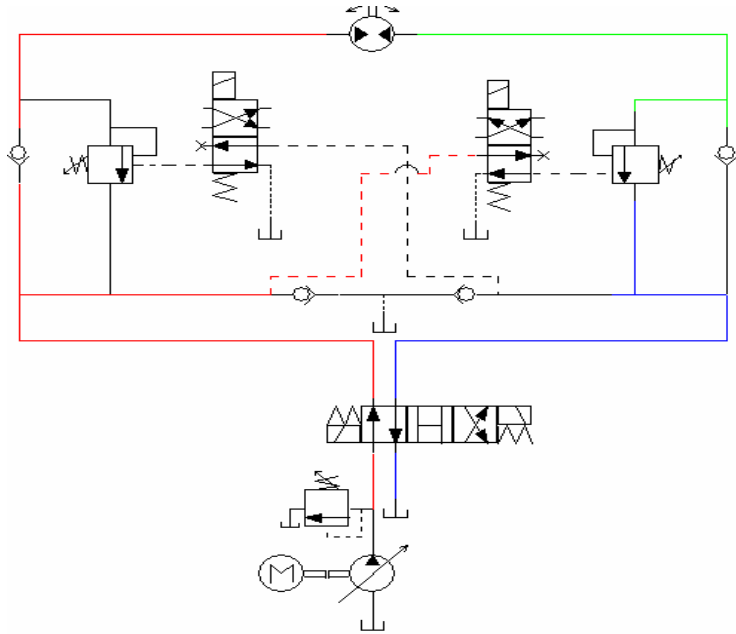
Cuando empiece a descender el péndulo, se debe desactivar el solenoide de la direccional #1, si se da la orden de STOP se debe desactivar el solenoide de la direccional principal. Esta orden permanece hasta que se de nuevamente la orden de START.

Figura 19 Carrera de descenso horario



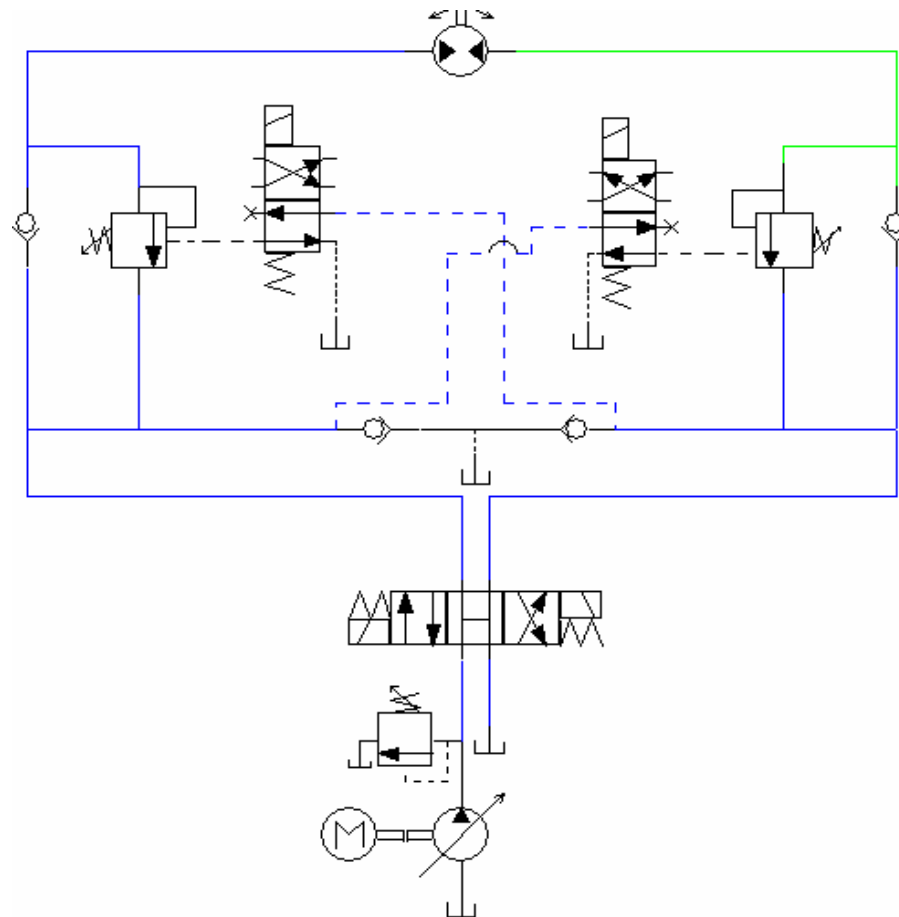
Fuente: autor

Figura 20 Circuito en la carrera de descenso horario



Fuente: autor

Figura 21 Circuito de frenado del péndulo



Fuente: autor

A Continuación se resume la posición de todos las dos electoválvulas secundarias y la electoválvula principal para las dos direcciones del péndulo y para todas las opciones de funcionamiento, (Tabla 3).

El tiempo de respuesta para la activación de las bobinas y para el sensado del paso del péndulo por las verticales debe ser de máximo 0,15 segundos (150 milisegundos).

Por la integridad del equipo una orden de START para invertir el sentido de giro del péndulo debe darse después de la orden STOP correspondiente, al igual que para dar la orden de OFF (apagar la bomba), se debe tener detenido el péndulo. La orden de STOP donde quiera que se de, desactiva los solenoides de la válvula direccional principal.

Tabla 3 Control de las electroválvulas según la posición del péndulo

SENTIDO GIRO PENDULO	CARRERA PENDULO	VALVULA ACTIVADAS	VALVULAS DESACTIVADAS
HORARIO	ASCENDENTE	<ul style="list-style-type: none"> • DIRECCIONAL PRINCIPAL SOLENOIDE IZQ. • DIRECCIONAL SECUNDARIA DERECHA 	DIRECCIONAL SECUNDARIA IZQUIERDA
HORARIO	DESCENDENTE	DIRECCIONAL PRINCIPAL SOLENOIDE IZQ.	DIRECCIONALES SECUNDARIAS IZQUIERDA Y DERECHA
ANTIHORARIO	ASCENDENTE	<ul style="list-style-type: none"> • DIRECCIONAL PRINCIPAL SOLENOIDE DER • DIRECCIONAL SECUNDARIA IZQUIERDA 	DIRECCIONAL SECUNDARIA DERECHA
ANTIHORARIO	DESCENDENTE	DIRECCIONAL PRINCIPAL SOLENOIDE DER.	DIRECCIONALES SECUNDARIAS IZQUIERDA Y DERECHA
ORDEN DE STOP	ASCENDENTE O DESCENDENTE	NINGUNA	TODAS

El control del péndulo se realizó por lógica cableada, involucrando 3 válvulas direccionales y dos fotoceldas:

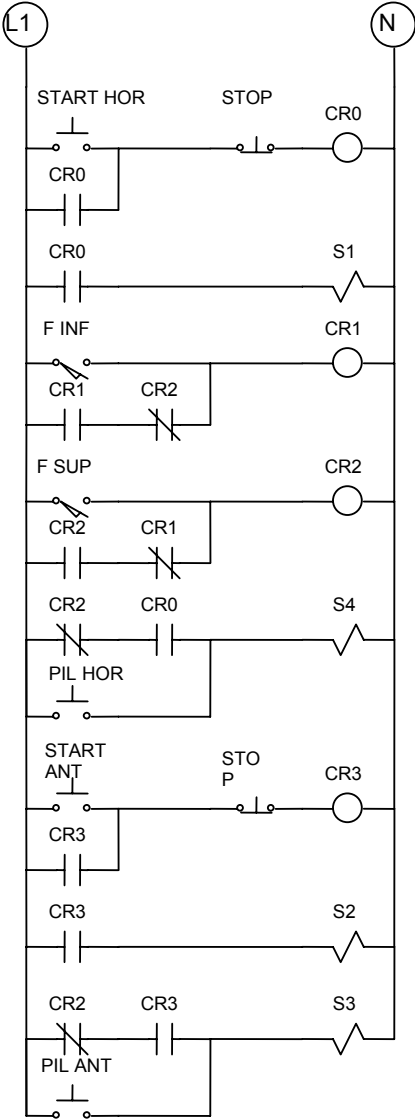
Tabla 4. Símbolos de los elementos eléctricos

SIMBOLO	SIGNIFICADO	CARACTERISTICA
S1	Solenoides 1 de la válvula direccional principal. Comunica P-A.	Al excitar este solenoide, se permite el paso de fluido al manifold y luego al motor hidráulico; El sentido de giro es horario. El sostenimiento se obtiene desexcitando este solenoide.
S2	Solenoides 2 de la válvula direccional principal Comunica P-B	Al excitar este solenoide, se permite el paso de fluido al manifold y luego al motor hidráulico; El sentido de giro es antihorario. El sostenimiento se obtiene desexcitando este solenoide.
S3	Solenoides de la válvula direccional secundaria (izquierda en el circuito)	Permite el piloto externo sobre la válvula de contrabalance a la salida del motor hidráulico en sentido antihorario para el ascenso del péndulo. Al suspender esta orden

manualmente se pierde la capacidad de ascenso debido a la gran carga resistiva del péndulo.

- | | | |
|-----|--|---|
| S4 | Solenoides de la válvula direccional secundaria (derecha en el circuito) | . Permite el piloto externo sobre la válvula de contrabalance a la salida del motor hidráulico en sentido horario para el ascenso del péndulo. Al suspender esta orden manualmente se pierde la capacidad de ascenso debido a la gran carga resistiva del péndulo |
| LS1 | Fotocelda que detecta el paso del péndulo por la vertical inferior. | Esta fotocelda se encarga de excitar S3 y S4 para subir el péndulo de forma antihoraria y horaria respectivamente. Se acciona con 24 V cc |
| LS2 | Fotocelda que detecta el paso del péndulo por la vertical superior. | Esta fotocelda se encarga de desexcitar S3 y S4 para contrabalance del péndulo. |

Figura 22 Circuito eléctrico para el sistema de control



Fuente: autor

5.2 CALCULO DE LA PRESION DE TARAJE PARA LAS VALVULAS DE CONTRABALANCE.

Las válvulas de contrabalance se pueden tarar según el trabajo requerido por el sistema. La válvula va a trabajar en tres condiciones distintas según la posición del péndulo; Por razones operativas, el taraje impuesto en la válvula será el mismo en las tres operaciones del péndulo: ascenso, descenso y frenado.

5.2.1 Cálculos para el ascenso del péndulo. Como se puede apreciar en la figura 20, la válvula de contrabalance, esta operada por los dos pilotos; El piloto directo no es opcional, en cambio el piloto externo si lo es. En esta operación necesitamos la acción piloto remota, pues sumada con la presión piloto directa vencerán fácilmente el muelle de la válvula que se opone a ellos, produciendo la menor resistencia posible a la salida del motor, lo que conlleva a un uso de potencia justo para el movimiento ascendente del péndulo.

Para el ascenso, el calculo de la presión de taraje de la válvula contrabalance representa la presión máxima para que las presiones pilotos (interno y externo), venzan el resorte; Lo que significa que cualquier valor menor al taraje hallado cumple con la función requerida en esta parte del movimiento del péndulo: “full open”.

Datos:

ΔP_{motor} : 1500 psi

$\alpha=7:1$ (relación de áreas)

Q= 5 gpm

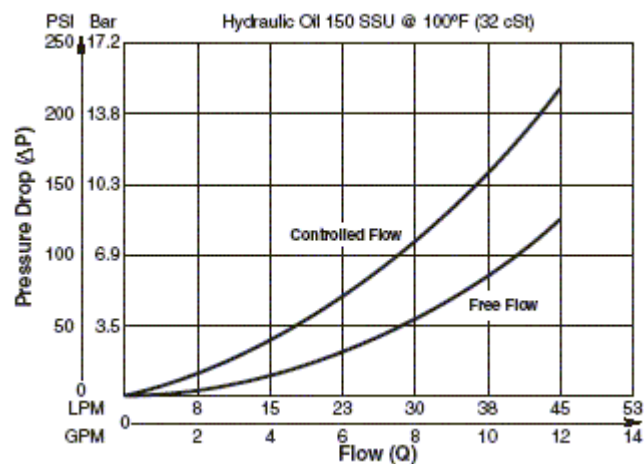
$\Delta P_{\text{accesorios}}$: 100 psi

La pérdida de presión para la válvula antirretorno, se calcula teniendo como parámetros un flujo de 5 gpm y una curva experimental tomada para un aceite hidráulico a 32 cST y 100 °F (Fig. 21).

ΔP_1 =15 psi (perdida de presión de la válvula antirretorno)

La pérdida de presión en la válvula contrabalance se calcula con los mismos parámetros asumidos para la válvula cheque, asumimos un flujo controlado de 5 gpm por la válvula, (Fig. 25) aunque es importante recalcar que por la válvula de contrabalance cruzara menos fluido por las perdidas en el recorrido hasta ella.

Figura 23 Pérdida de presión de la válvula contrabalance



Fuente: Catalogo Parker 3105 USA. Disponible www.Parker.com.

ΔP_2 : 55 psi (perdida de presión de la válvula contrabalance)

La suma de las pérdidas de presión anteriores, mas la caída de presión en el motor hidráulico por el trabajo sobre el péndulo, nos proporciona el valor de la presión suministrada por la bomba:

$$\Delta P_{bomba} : \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_{accesorios} + \Delta P_{motor}$$

$$\Delta P_{bomba} = 15 + 55 + 100 + 1500 = 1670.psi$$

La situación ideal en el circuito es que la presión a la salida del motor sea la requerida mínima por el sistema, es decir los 55 psi de caída en la válvula de contrabalance, mas una pequeña caída por accesorios de 15 psi, para ahorrar la mayor cantidad de potencia del motor que mueve la bomba, aunque realmente se crea una presión mayor, pero para efectos de cálculos trabajaremos idealmente, entonces asumimos:

$$\Delta P_{salidamotor} = 70 \text{ psi}$$

Si hacemos un análisis de fuerzas en la válvula contrabalance tendremos:

$$P_p \cdot \alpha + P_2 = P_t$$

$$P_t = 1670 \cdot 7 + 70 = 11760 \text{ psi}$$

Esta tendría que ser el taraje en el resorte de la válvula contrabalance para que no permitiera el paso de fluido proveniente del motor hidráulico, por lo tanto cualquier presión menor a esta permitirá una apertura de la válvula de contrabalance.

5.2.2 Cálculos para el descenso del péndulo. En este recorrido del péndulo, (Fig. 22) necesitamos un trabajo de solo contrabalance de la válvula, esto se logra aislando el piloto externo, y dejando la función de piloto solo al directo.

El objetivo principal de la válvula de contrabalance en este recorrido del péndulo es controlar la velocidad de descenso del péndulo; Para tal fin se trabaja con la misma presión de ascenso, ya que esta presión es la que va a vencer el resorte para permitir el descenso del péndulo. Así pues en el preciso momento que el péndulo pase por la vertical, la fotocelda accionara la electroválvula y esta a su vez desactivará el piloto externo. La presión a la salida del motor será de 1500 psi, por tanto la contrabalance se tara generalmente 50 psi sobre la presión a controlar por tanto la presión de taraje aproximada para el descenso del péndulo será de 1550 psi.

5.2.3 Calculo para el frenado del péndulo. Para el sostenimiento o frenado la válvula de contrabalance opera solo con su piloto directo, siempre y cuando la válvula direccional principal este centrada. (Fig. 23).

El mantener la válvula totalmente cerrada depende solamente de tarar la válvula sobre la presión del salida del motor hidráulico; presión que se considera residual y generalmente se toma de 100 a 200 psi, además, la orden de parada, centra la direccional principal, ésta es de centro abierto comunicando todos los puertos directos a tanque; por tanto cualquier presión de taraje de la válvula de contrabalance por encima de 200 psi garantizara un sostenimiento exitoso.

Como conclusión podemos decir que el taraje de la válvula de contrabalance esta determinada por el descenso del péndulo, pues las otras dos posiciones dan los limites de taraje de la válvula.

El valor del taraje de las válvulas de contrabalance será de 1550 psi.

Recalculando la presión piloto necesaria para el ascenso del péndulo:

$$P_p \cdot \alpha + P_2 = P_t$$

$$P_p = \frac{P_t - P_2}{\alpha} = \frac{1550 - 55}{7} = 213,57 \text{ psi}$$

6. PRUEBAS

6.1 OBJETIVO GENERAL DE LA EVALUACIÓN

Determinar el desempeño y caracterización del Manifold para válvula de frenado de propósito especial, bajo las condiciones impuestas en el banco de pruebas de transmisiones hidrostáticas del laboratorio de sistema óleo neumáticos de la Universidad Industrial de Santander.

6.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS DE LA EVALUACIÓN

1. Obtener datos técnicos del comportamiento del Manifold cuando se comporta como válvula de sostenimiento, tales como tiempo de descenso del péndulo bajo la acción de sostenimiento del circuito hidráulico, velocidad de descenso bajo las mismas condiciones, tiempo de activación y ángulo recorrido para el inicio de la acción de sostenimiento, relación entre la caída de presión y el tiempo mientras se realiza el sostenimiento.

Acciones que permiten evaluar las características de funcionamiento de la válvula en su operación.

2. Evaluar las características de funcionamiento de la válvula cuando opera como válvula de frenado en especial su eficiencia (Caída de presión contra tiempo).
3. Evaluar el grado de estanqueidad del conjunto del Manifold y del circuito en general.

4. Determinar y construir las curvas de funcionamiento y de corrimiento de la válvula.
5. Realizar una comparativa entre la válvula desarrollada y la que se encuentra funcionando en la actualidad en el banco de transmisiones hidrostáticas.

6.3 METODOLOGIA

Las pruebas se realizan en el banco de pruebas de transmisiones hidrostáticas con que cuenta el laboratorio de sistemas oleoneumáticos de la Universidad Industrial de Santander.

Mediante una serie de ensayos se recolectaran los datos de funcionamiento, para luego hacer un análisis estadístico de resultados que permitan la caracterización mediante curvas de funcionamiento de la válvula construida y comparar el desempeño con su antecesora.

6.4 PROCEDIMIENTO

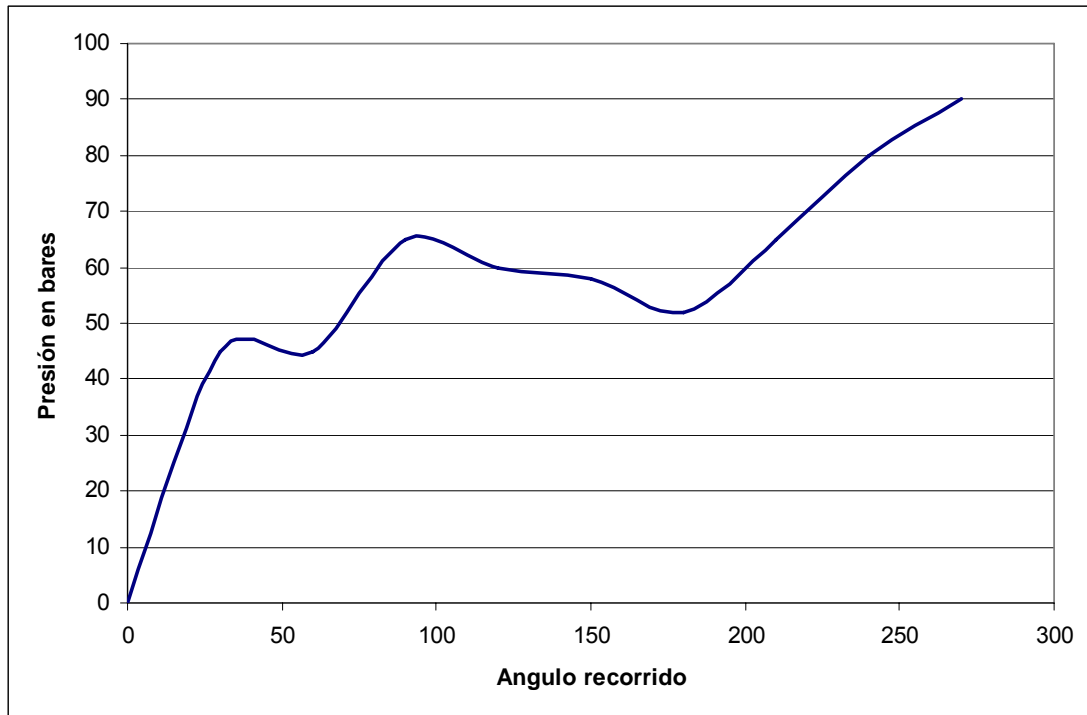
Para efectuar la prueba de la capacidad de sostenimiento del circuito cuando el péndulo se encuentra en su carrera de descenso, se deben tener en cuenta parámetros cualitativos y cuantitativos. Tras poner en funcionamiento el banco y mediante inspección visual se puede observar el parámetro cualitativo más importante que es la calidad del descenso, el cual fue suave, sin saltos, principal referencia del buen funcionamiento de la válvula. Los parámetros cuantitativos que afirman esta observación incluyen mediciones del ángulo y el tiempo en el cual entra en acción el sostenimiento de la válvula el cual no era instantáneo debido a la inercia que presenta el

sistema, velocidad de descenso del péndulo bajo control de carga y los cambios de presión durante el descenso del péndulo, se logro eliminar completamente el desboque del péndulo ya que la orden de desactivar los pilotos es instantánea y no requiere un ángulo de amortiguación.

El requerimiento de presión durante el recorrido del péndulo se refleja en la válvula de seguridad (fig. 26), en donde la presión aumenta hasta los 90 grados, con una pendiente mayor hasta los 45 grados, ángulo donde la carga inercial impuesta por el péndulo es mayor, pasados los 90 grados la presión comienza a disminuir porque el torque impuesto por el péndulo también lo hace (el brazo del péndulo aumenta de 0° a 90° y disminuye de 90° a 0°).

Pasados los 180° la presión aumenta debido al corte del piloto externo; Para vencer la carga impuesta por el péndulo se cuenta solo con el piloto directo a la salida del motor, por tanto se debe inducir una presión muy superior de bomba a la exigida en el ascenso; El aumento en la grafica se ve progresivo, debido a que en la posición vertical el torque requerido para hacer descender el péndulo es mínimo, pero al final del recorrido del péndulo se incrementa por la poca inercia que produce su masa.(fig. 26).

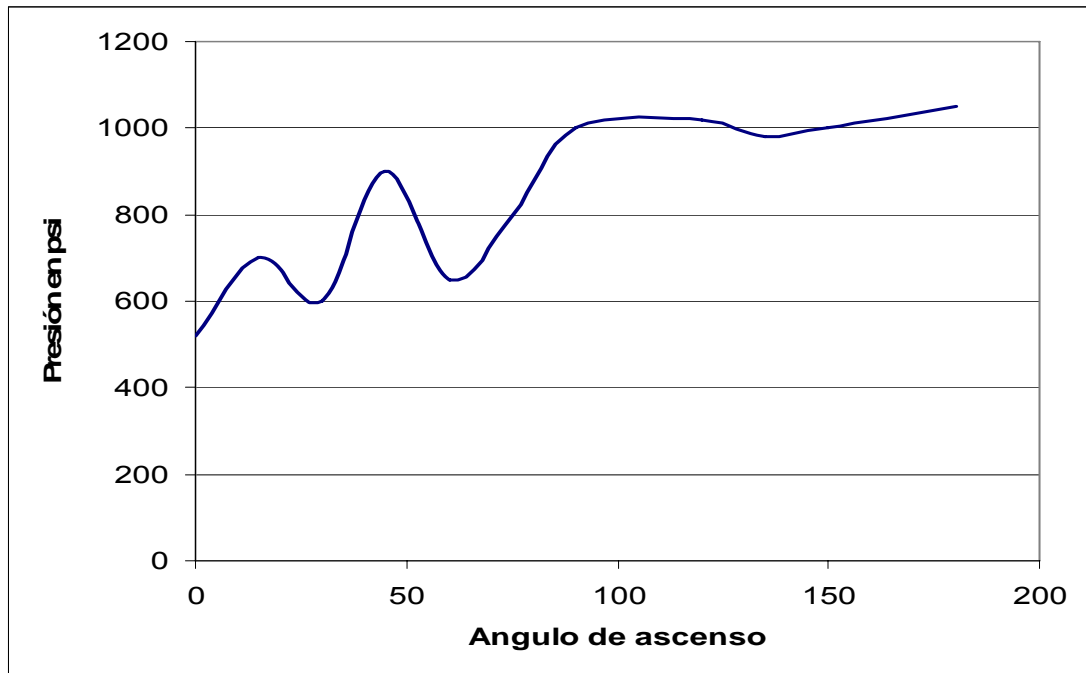
Fig.24 Presión de la válvula de seguridad



Fuente: autor

Las variaciones de presión en la válvula de seguridad no se traducen en cambios de velocidad angular en el péndulo, pues su finalidad es evitarlas. El funcionamiento del péndulo es óptimo y presenta pocos sobresaltos de presión. El ascenso presenta un mínimo cambio de presión debido al alto torque impuesto para el arranque (fig. 27). El descenso es suave y no presenta variaciones de presión significativas (fig. 28).

Fig. 25 Presión a la entrada del motor durante el ascenso



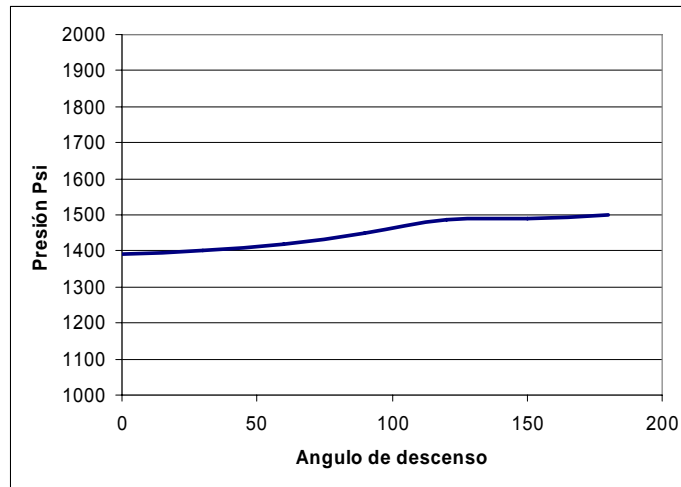
Fuente: autor

Los manómetros para la verificación de los datos se encuentran ubicados en la válvula de seguridad principal, y a la entrada y salida del motor hidráulico.

La velocidad constante en la rotación del péndulo era un punto importante, o sea subir con la misma velocidad que se baja, parámetro que depende exclusivamente de las válvulas de contrabalance, y que se puede apreciar gráficamente (fig. 30), donde la calidad en el descenso como en el ascenso depende principalmente de dos razones: la primera es el taraje de las válvulas contrabalance para que disipen linealmente la energía del péndulo desde la vertical superior hasta la vertical inferior, donde el péndulo llega con poca velocidad (si el taraje de la válvula es muy alto), con un taraje adecuado, observamos un descenso sin sobresaltos y progresivo (Fig. 28-29) ; La otra razón va ligada al paso por la vertical inferior, ya que, aunque la

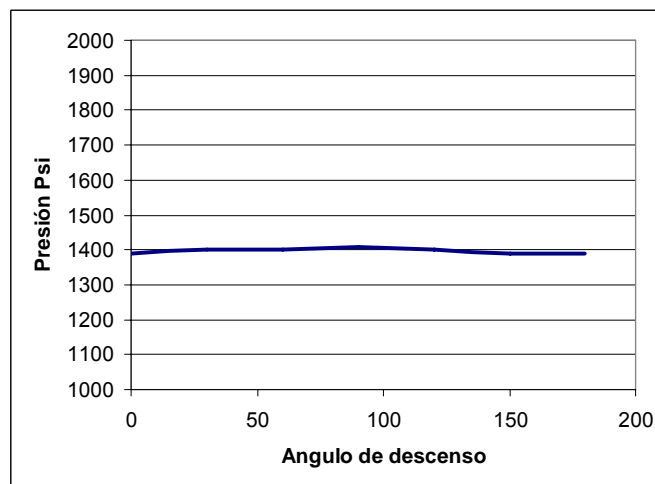
orden de activar el piloto de la direccional secundaria es inmediato, hay un breve intervalo de tiempo para que la presión de ascenso sea constante.

Fig. 26 Presión a la entrada al motor durante el descenso.



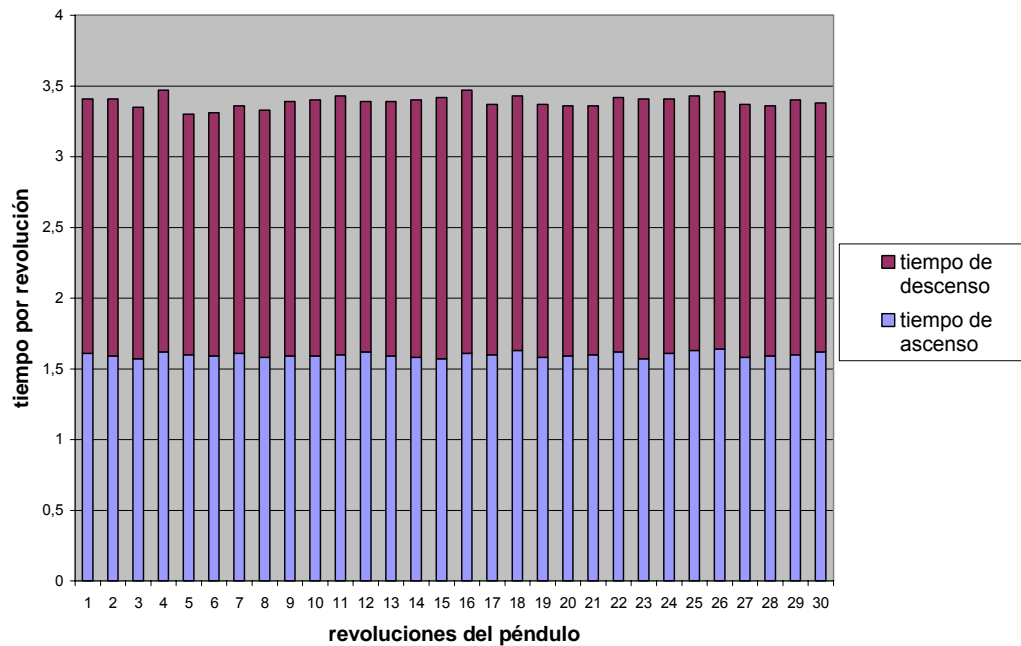
Fuente: autor

Fig. 27 Presión a la salida del motor en el descenso



Fuente: autor

Fig. 28 Tiempo de ascenso y descenso por revolución



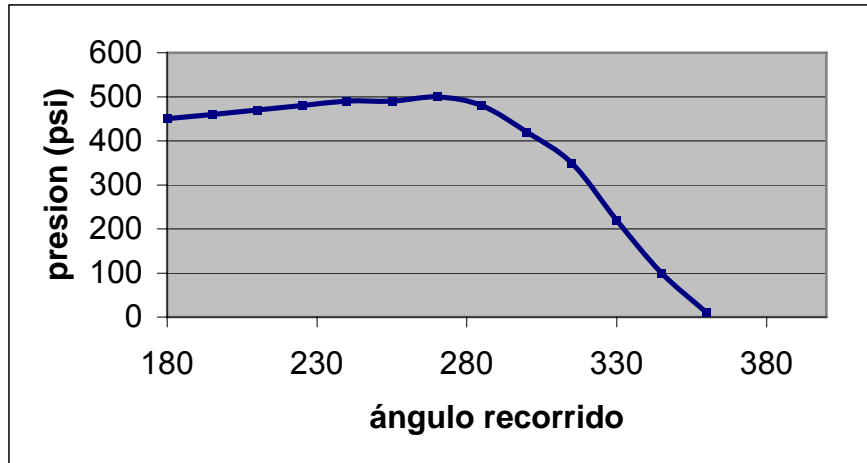
Fuente: autor

La prueba que evalúa la capacidad de frenado mide la efectividad de la válvula para sostener la carga en cualquier posición, prestando más atención en los ángulos críticos del movimiento, que ocurren cuando el péndulo se encuentra en posición horizontal. La inspección visual verifica el proceso, al igual que pruebas como la determinación del tiempo de reacción para el frenado, el cual fue instantáneo según la orden desde el tablero de control, el frenado absoluto fue y va a ser imposible en este tipo de bancos donde se manejan motores hidráulicos que por sus características propias de diseño presentan una caída de presión entre sus líneas alrededor del 10% de la presión que manejan en ese momento, lo cual se ve reflejado en una caída lenta pero perceptible del péndulo.

Por último se evalúa la estanqueidad de la válvula mediante la prueba que consiste en medir la caída de una carga sostenida por un cilindro controlado por la válvula el cual actúa como válvula de frenado; Aquí el fluido queda confinado entre la salida del cilindro y la válvula contrabalance de la válvula, soportando una carga estática de 7 toneladas. Los resultados fueron satisfactorios, ya que en una hora de prueba el cilindro cedió 1 cm., esta prueba se realizó para las dos válvulas contrabalance y durante varios intervalos de tiempo diferentes, obteniendo los mismos resultados; Hay que tener en cuenta también las pérdidas que existen entre los dos puertos del cilindro y las conexiones hidráulicas en las pruebas pertinentes, lo que nos lleva a pensar en un satisfactorio diseño de la válvula con las tolerancias justas para los requerimientos de potencia.

El frenado del péndulo se realiza de manera efectiva y suave, cabe anotar que para que este frenado tenga un amortiguamiento, se deben tarar las válvulas de contrabalance para este propósito, guardando un equilibrio con el buen funcionamiento del contrabalance; La caída del péndulo en el frenado se explicó anteriormente y se realiza en 200 segundos desde la vertical superior hasta la vertical inferior, con un gradual aumento de presión hasta los 270 grados, en donde empieza a caer rápidamente hasta casi cero (fig. 31)

Figura 29. Presión en el frenado



Fuente: autor

La prueba de repetitividad va ligada a cada una de las pruebas realizadas anteriormente las cuales se realizaron 30 veces cada una para evitar un desgaste prematuro del equipo, y a la vez nos brindan un número confiable de datos para la caracterización. Esta prueba se realizó en muchas mas ocasiones debido a que la válvula fue sometido a una semana de pruebas por parte de los estudiantes del curso de sistemas oleoneumáticos, con un optimo funcionamiento.

Las pruebas con el circuito actualmente montado se resumen en la página número 4 del apéndice. Los resultados demuestran que la válvula utilizado no realiza correctamente las funciones encomendadas. Para efectuar el sostenimiento emplea un ángulo aproximado de 30° medidos a partir del momento que inicia el descenso, el cual se redujo a 0° con la válvula desarrollado. El sostenimiento una vez se inicia no ocurre de la manera esperada, ocurriendo un descenso en el que se observan saltos bruscos del

péndulo que se puede corroborar con la lectura en los manómetros con un gran margen de corrimiento de la presión idónea para el descenso impuesta por la válvula contrabalance.

7. CONCLUSIONES

El desboque que presentaba el péndulo como problema principal para la elaboración de la válvula como válvula de frenado y contrabalance, se eliminó por completo, gracias a la acción inmediata del comando eléctrico sobre la válvula direccional que activa o interrumpe el piloto externo sobre la válvula de contrabalance.

El control eléctrico del banco de pruebas tiene la posibilidad de simular el funcionamiento de la válvula anterior, donde se produce el desboque y los cambios bruscos de presión en la entrada y salida del motor hidráulico; esto se hizo con el fin de mostrar la importancia de los pilotos sobre las válvulas de contrabalance. Su objetivo es solamente didáctico.

Para energizar las dos fotoceldas se requieren 24 V de corriente continua, esto obligó al uso de una fuente solo para las dos fotoceldas, además la señal de salida de las fotoceldas también es de 24 V, por lo que se utilizaron 3 reles de 24 V, encargados de recibir esa señal (fig.24); Los otros 2 reles que componen el control eléctrico son de 110 V.

La prueba de frenado en el péndulo se realizó en ambos sentidos de giro, y en ambos se observó una reacción inmediata del mismo, factor indispensable para asegurar la integridad de los operarios ante cualquier

percance en el banco, además de ser un buen modelo hidráulico para servicio industrial.

Lograr que el péndulo conserve su posición estática en el frenado por un tiempo prolongado no depende solamente de la válvula construido, pues se esta sometiendo al motor hidráulico a que soporte directamente esta carga, el motor por diseño propio tiene una caída de presión entre sus dos cámaras del 10 % de la carga soportada, esta es la razón por la cual el sostenimiento de la carga aplica para lapsos de tiempos superiores a un minuto.

La prueba de estanqueidad demostró que el péndulo se construyo apegado a las medidas y tolerancias hechas en el diseño y que puede soportar cargas tanto estáticas como inerciales mucho mayores a las impuestas por el banco de pruebas de motores hidráulicos, ya que aunque el cilindro cedió un centímetro cada media hora, hay que tener en cuenta la holgura entre las dos cámaras del cilindro, además de la perdida de presión en los racores y sistemas de unión en el montaje de la prueba, son razones validas para este resultado.

BIBLIOGRAFIA

FOX, Robert W., MCDONALD, Alan T. Introduction to Fluid Mechanics. New York: John Wiley, c1985. 720p.

FAIRES, Virgil Moring. Diseño de Elementos de Maquinas. México: Limusa, c1998. 820p.

DE LA OSSA, Guillermo Alberto. Optimización, rediseño y construcción Válvula de Seguridad y Descarga, Segunda parte. Bucaramanga 2002. 169h. Proyecto de Grado (Ingeniería Mecánica) Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Físico – Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica.

CARREÑO MALAGON, Jose Alberto y RUEDA CHAPARRO, Gustavo Adolfo. Válvula contrabalance de proposito especial, diseño y construcción. Bucaramanga 2003. 150h. Proyecto de Grado (Ingeniería Mecánica) Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Físico – Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica.

AVALLONE, Eugene y BAUMESTER Theodore. Manual del ingeniero mecánico. Mexico. Mc Graw Hill 1995.

PARKER HANNIFIN CORPORATION. Parker industrial hydraulic valves. Catalog HY 14-2502/US. Lincolnshire, Illinois, USA. 2004.

PARKER HANNIFIN CORPORATION, Threaded cartridge valves and integrates hydraulic products. Catalog HY 15-3500/US

NORTON, Robert L. Diseño de maquinas. México: Prentice-hall.1999

<http://www.eaton.com/vickers/catalogs>.

<http://www.omron.com/sensors/optics/catalogs>

<http://www.ab.com/spanish/products/catalogs/sensors/optics>

www.automatas.org

<http://www.silge.com.ar>

ANEXOS

ANEXO A FICHA TÉCNICA DE LA VÁLVULA CHEQUE UTILIZADA

Catalog 3105/USA
Technical Information

Check Valves
Series CV101P

General Description

The CV101P Series, Poppet-Type, Check Valves allow free flow in one direction while preventing flow in the reverse direction. They can be used to isolate portions of a hydraulic circuit or to provide a free flow path around a restrictive valve.

Operation

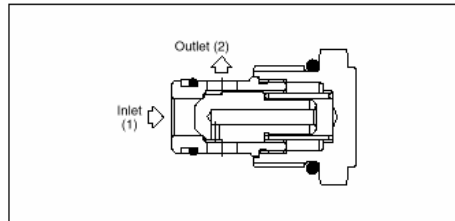
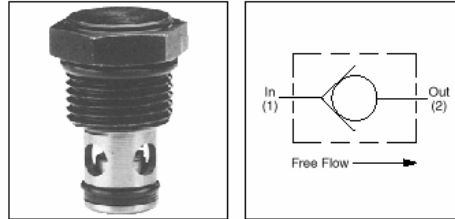
Pressure on the inlet of the check creates a force against the poppet, pushing it off its seat and permitting free flow. Reverse flow through the check is blocked by the poppet.

Features

- Hardened, precision ground parts for durability
- Compact size for reduced space requirements
- Low leakage design
- Fully guided poppet for smooth operation

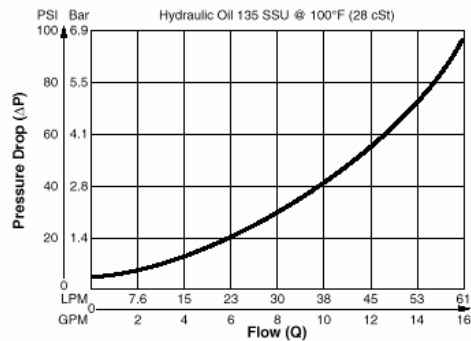
Specifications

Maximum Flow	60 LPM (16 GPM)
Maximum Inlet Pressure	245 Bar (3500 PSI)
Leakage	5 drops/min. (1/3 cc/min.) at 210 Bar (3000 PSI)
Operating Temp. Range (Ambient)	-40°C to +93.3°C (Nitrile) (-40°F to +200°F) -31.7°C to +121.1°C (Fluorocarbon) (-25°F to +250°F)
Cartridge Material	All parts steel. All operating parts hardened steel.
Body Material	Steel or Aluminum
Filtration	ISO code 16/13, SAE Class 4 or better
Mounting	No Restrictions
Cavity	Common Cavity No. C10-2



Performance Curve

Flow vs. Pressure Drop
 (Through cartridge only)



cv101p.pm6.5, bl, lk

Parker Hydraulics

LH10

Parker Hannifin Corporation
 Hydraulic Valve Division
 Elyria, Ohio 44035 USA

ANEXO B FICHA TÉCNICA DE LA VÁLVULA CONTRABALANCE UTILIZADA

Catalog HY15-3500/US

Technical Information

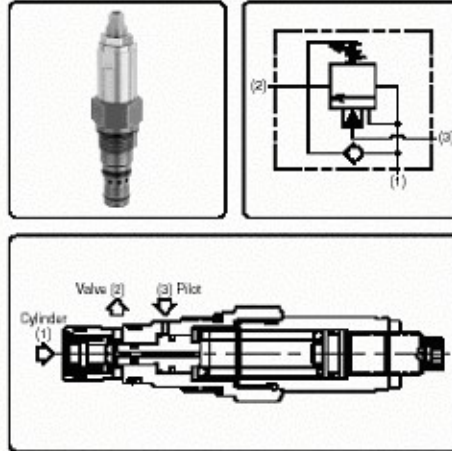
Counterbalance Valve Series CB101

General Description

Cartridge Style Counterbalance Valve.
For additional information see Technical Tips on pages LM1-LM5.

Features

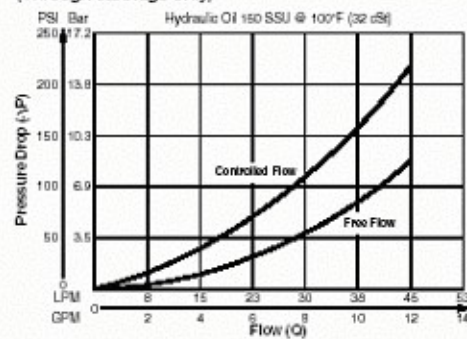
- Sealed spool type design for improved stability and accuracy as well as low leakage
- Low leakage poppet-type check valve for reliable load holding
- All external parts have yellow zinc dichromate finish.
- Parker cartridge design for ease of installation and maintenance
- Compact size for reduced space requirements



Specifications

Rated Flow	45 LPM (12 GPM)
Maximum Inlet Pressure	380 Bar (5500 PSI) - Steel 210 Bar (3000 PSI) - Aluminum
Maximum Setting Pressure	350 Bar (5000 PSI) - Steel 210 Bar (3000 PSI) - Aluminum
Leakage at 150 SSU (32 cSt)	5 drops/min. (.33 cc/min.) @ 80% of thermal crack pressure
Cartridge Material	All parts steel. All operating parts hardened steel.
Operating Temp. Range (Ambient)	-40°C to +93.3°C (Nitrile) (-40°F to +200°F) -31.7°C to +121.1°C (Fluorocarbon) (-25°F to +250°F)
Filtration	ISO Code 16/13, SAE Class 4 or better
Fluids	Mineral-based or synthetic with lubricating properties at viscosities of 45 to 2000 SSU (6 to 420 cSt)
Approx. Weight Cartridge Only	.23 kg (0.5 lbs.)
Cavity	C10-3
Form Tool	Rougher NFT10-3R Finisher NFT10-3F

Performance Curve Flow vs. Pressure Drop (Through cartridge only)



cb101_pm15.01_004



LM30

Parker Hannifin Corporation
Integrated Hydraulics Division
Lincolnshire, Illinois, USA

ANEXO C SELECCIÓN DEL SENSOR DE POSICIÓN DEL PÉNDULO

El otro punto crítico en la implementación del sistema de control es la selección de los sensores para el paso del péndulo por los puntos verticales superior e inferior.

Desde la formulación de proyecto se contemplo el uso de sensores fotoeléctricos para este fin. El proceso de selección de estos dispositivos incluyo una investigación bibliográfica que explica las posibilidades de selección según los criterios que vamos a tener en cuenta a continuación:

¿Cuáles son el tamaño, forma y/u opacidad del objeto que se ha de detectar?

¿Posee el objeto a detectar cualidades reflectivas?

¿Qué tiempo de respuesta se le pide al sensor?

¿Qué configuración de montaje y posición se requiere para el sensor?

¿Cuál es la frecuencia de operación y qué requisito impone la velocidad de operación al dispositivo de salida?

¿Cuáles son los requisitos de carga, tales como tensión, corriente, impedancia de carga?

¿De qué valores de tensión y corriente de alimentación se dispone para la operación del sensor?

¿Existen otras condiciones ambientales, tales como suciedad o altos valores de humedad, o temperatura que sean únicos en el área que rodea al sensor fotoeléctrico?

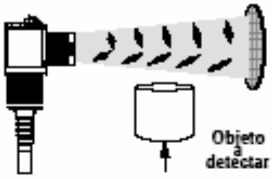
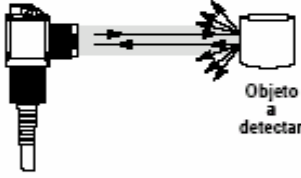
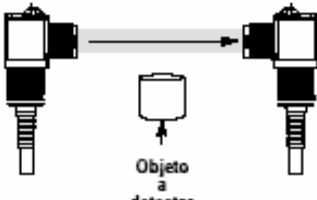
Los sensores fotoeléctricos se utilizan en muchas industrias y aplicaciones para lograr una exacta detección de objetos sin necesidad de contacto físico, (fig. 15). En su forma más básica un sensor fotoeléctrico puede considerarse como un “sensor de final de carrera”, donde el actuador mecánico, o palanca de operación, ha sido reemplazada por un haz de luz. Los sensores fotoeléctricos trabajan detectando el cambio en la cantidad de luz que, o bien es reflejada, o bien interrumpida por el objeto a detectar (diana). El cambio en el haz de luz puede ser el resultado de la presencia o ausencia de la diana, o el resultado de un cambio en el tamaño, perfil, receptividad o color de dicha diana. Se puede utilizar un sensor fotoeléctrico para aplicaciones que detecten dianas a distancias inferiores a 5 mm (0.2 pulgadas) hasta 250 m (820 pies). Para la detección eficaz utilizando un sensor fotoeléctrico es necesario que el objeto a detectar (diana) provoque un cambio suficiente en el nivel de luz percibido por el sensor y que el usuario posea un conocimiento claro de los requisitos de detección.

Han de tenerse claros los siguientes puntos:

- Los requisitos de detección.
- Entorno de detección.
- Las capacidades y limitaciones del sensor fotoeléctrico.

Un sensor fotoeléctrico tiene cuatro componentes básicos:

- Fuente de luz
- Sensor de luz
- Lentes
- Dispositivo de conmutación de salida

Aplicación industrial estándar	Modos de detección	Rango máximo de detección
	Retroreflectivo	5 m (16.4 pies)
		9 m (30 pies)
	Retroreflectivo polarizado	9 m (30 pies)
		3 m (9.8 pies)
		2 m (6.6 pies)
		5 m (16 pies)
	Difuso normal	500 mm (20 pulg.)
		380 mm (15 pulg.)
		1.5 m (5 pies)
		2.7 m (9 pies)
	Supresión del fondo	50 mm (2.0 pulg.)
		100 mm (4 pulg.)
		1 m (3.3 pies)
		2 m (6.5 pies)
		1 m (3.3 pies)
		2 m (6.5 pies)
		30 mm (1.2 pulg.)
		50 mm (2.0 pulg.)
	Difusa de corte abrupto	100 mm (4 pulg.)
		200 mm (8 pulg.)
130 mm (5 pulg.)		
30 mm (1.2 pulg.)		
	Haz transmitido	4 m (15 pies)
		20 m (65 pies)
		20 m (65 pies)
		61 m (200 pies)
		152 m (500 pies)

Aplicación de sensores fotoeléctricos

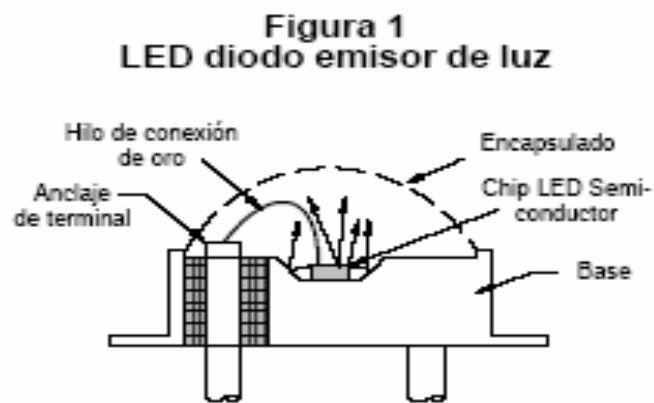
Fuente de luz

Un diodo emisor de luz (LED) es un semiconductor de estado sólido que emite luz cuando se aplica corriente

Los indicadores LED son componentes resistentes y confiables, lo cual los hace ideales para uso en sensores fotoeléctricos. Son capaces de trabajar en un amplio margen de temperatura y son muy resistentes a los impactos y vibraciones.

Detección de luz

Un fotosensor es el componente usado para detectar la fuente de luz. El fotodiodo o fototransistor es un componente robusto de estado sólido que proporciona un cambio en la corriente conducida dependiendo de la cantidad de luz detectada. Los fotosensores son más sensibles a la emisión lumínica de ciertas longitudes de onda. La respuesta espectral de un fotosensor determina su sensibilidad a las diferentes longitudes de onda del espectro lumínico.



Diodo emisor de luz

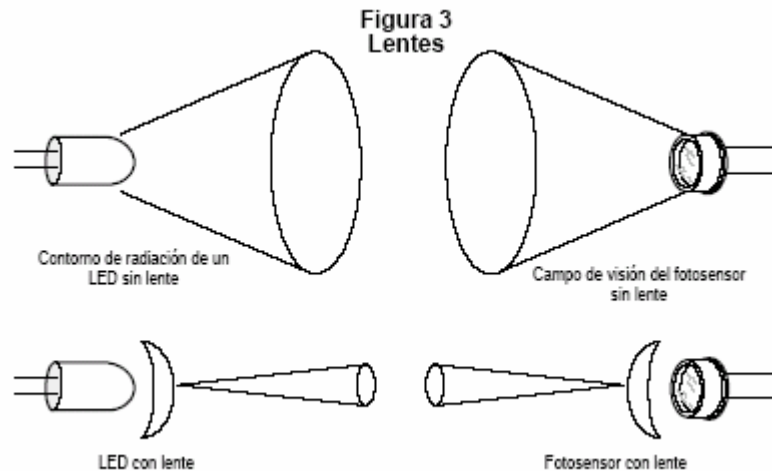
Lentes

Los LEDs emiten luz y los fotosensores son sensibles a la luz en un amplio campo de visión. Para restringir este campo se utilizan lentes acopladas a los LEDs y a los fotosensores. Al reducir el ángulo de visión se incrementa el rango del LED o del fotosensor.

Como resultado, las lentes también aumentan la distancia de detección de los sensores fotoeléctricos (Fig. 17)

Dispositivo de salida

Una vez detectado el cambio de luz suficiente, el sensor fotoeléctrico selecciona un dispositivo de salida relacionado a la lógica de la maquinaria. Se dispone de varios tipos de salidas discretas y variables (analógicas) cada una de ellas con sus potencias y limitaciones características.



Lentes

Margen

El margen (margen de operación, exceso de ganancia) es un concepto importante que se debe entender para usar sensores fotoeléctricos. El tiempo de mantenimiento necesario para una aplicación a base de sensores fotoeléctricos puede minimizarse consiguiendo los mejores niveles posibles de margen para dicha aplicación. El margen es una medida de la cantidad de luz de la fuente de luz detectada por el receptor. El concepto de margen se puede explicar mejor por medio de un ejemplo:

Un margen de cero ocurre cuando el sensor de luz no puede detectar nada de la luz emitida por la fuente de luz.

El margen de uno se obtiene cuando se detecta la cantidad de luz suficiente para cambiar de estado el dispositivo de salida (del estado CONECTADO al de DESCONECTADO, o viceversa).

El concepto de margen se define como la cantidad actual de luz detectada o la cantidad mínima necesaria para cambiar de estado el dispositivo de salida y generalmente se expresa como una relación o como un número entero seguido por "X". Un margen de 6 puede expresarse como 6:1 ó como 6X.

Modulación del LED

La cantidad de luz generada por el indicador LED en la fuente de luz es determinada por la cantidad de corriente que éste conduce. Para incrementar el rango de un sensor fotoeléctrico, la cantidad de corriente ha de aumentarse. Sin embargo, los indicadores LED también generan calor; existe un límite máximo de calor que se puede generar, que si se excede, causará daño o destruirá el indicador LED.

Los sensores fotoeléctricos cambian rápidamente de estado o modulan la corriente que atraviesa al LED. Un ciclo de servicio ligero (generalmente menor del 5 %) permite que la cantidad de corriente, y por lo tanto la

cantidad de luz emitida, exceda en gran medida lo permitido bajo operación continua.

Detección Síncrona: método Retrorreflectivo fotoeléctrico

El receptor está diseñado para detectar una fuente de luz pulsante de una fuente de luz modulada. Para optimizar más aun la confiabilidad de detección, el receptor y la fuente de luz están sincronizados. El receptor está a la mira de los pulsos de luz que son idénticos a los pulsos generados por la fuente de luz.

La detección síncrona ayuda al sensor fotoeléctrico a ignorar los pulsos de luz de otros sensores fotoeléctricos ubicados en las proximidades, o de otras fuentes de luz pulsante tal como luces fluorescentes.

La detección síncrona sólo es posible cuando la fuente de luz y el receptor están en el mismo envoltente, lo cual es cierto para todos los modos de detección, excepto el haz transmitido.

Los diferentes métodos de detección reciben el nombre de modos de detección. Hay tres tipos básicos:

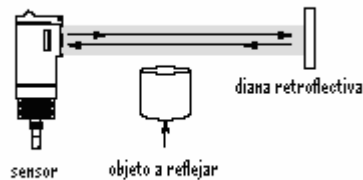
- Haz transmitido (algunas veces llamado a través del haz)
- Retrorreflectivo (algunas veces llamado reflejo)
- Difuso (llamado también de proximidad)

Vamos a trabajar con sensores retrorreflectivos, los cuales son los más comunes y presentan las siguientes características:

Método Retrorreflectivo

El modo retrorreflectivo (reflejo) es el modo de detección más común. Un sensor retrorreflectivo contiene la fuente de luz y el receptor en un

envolvente. El haz de luz emitido por la fuente de luz es reflejado por un objeto reflectivo especial y detectado por el receptor. El objeto se detecta cuando rompe este haz de luz.



Detección retroreflectiva

Para la detección retroreflectiva se utilizan reflectores especiales o cintas reflectivas. A diferencia de los espejos y otras superficies reflectivas planas, estos objetos reflectivos no necesitan ser perfectamente perpendiculares al sensor

Se dispone de una amplia selección de reflectores y cintas reflectivas. La distancia máxima de detección del conjunto sensor y reflector disponible dependerá en parte de la eficacia del reflector o cinta reflectiva. Estos materiales reflectivos están clasificados según un índice de reflexión normal de 78 mm (3 pulgadas) de diámetro

Los sensores retroreflectivos son más sencillos de instalar que los de haz transmitido. Es necesario únicamente instalar y cablear una carcasa sensora.

Distancia máxima de detección

Esta especificación se refiere a la distancia de detección desde:

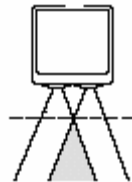
- Sensor a reflector en sensores retrorreflectivos y polarizados retrorreflectivos,
- Sensor a objeto especificado en todos los tipos de sensores difusos.
- Fuente de luz a receptor en sensores de haz transmitido. Esta distancia de detección está garantizada por el fabricante.

La mayoría de los entornos industriales produce contaminación que se deposita en las lentes del sensor y en los reflectores o en las dianas. En tal caso los sensores han de aplicarse a distancias más cortas para incrementar el margen, llevándolo a un valor aceptable y mejorando así la confiabilidad de la aplicación.

Distancia mínima de detección

Muchos sensores retrorreflectivos, polarizados retrorreflectivos y difusos (la mayoría de los tipos) tienen una pequeña área “ciega” cerca del senso.

Para obtener una operación confiable, los reflectores, las cintas reflectivas o los objetos difusos se deben colocar más lejos del sensor que esta distancia mínima de detección.



Área ciega

Curva de respuesta típica

Los catálogos referentes a la mayoría de sensores fotoeléctricos muestran una curva que indica el margen típico dependiendo de la distancia de

detección. Por lo general se recomienda un margen de 2X como mínimo para los entornos industriales.

Tiempo de respuesta

El tiempo de respuesta de un sensor es el tiempo que transcurre entre la detección de un objeto y el cambio de estado del dispositivo de salida de activado a desactivado y de desactivado a activado.

También es el tiempo necesario para que el dispositivo de salida cambie de estado, una vez que la diana ha dejado de ser detectada por el sensor. Para la mayoría de los sensores el tiempo de respuesta es una única especificación para ambos tiempos de ACTIVACIÓN y DESACTIVACIÓN. Hay otros sensores en los que se pueden proporcionar dos valores diferentes. Los tiempos de respuesta dependen del diseño del sensor y del tipo de dispositivo de salida. Los sensores más lentos normalmente ofrecen rangos más largos de detección. Los más rápidos normalmente poseen distancias de detección más cortas.

Campo de visión

En la mayoría de sensores fotoeléctricos, el haz de luz proveniente de la fuente de luz y el área de detección al frente del receptor se proyecta en dirección opuesta al sensor en una forma cónica. El campo de visión es una medida (en grados) de esta área cónica.

El campo de visión es una especificación útil para determinar el área de detección disponible a una distancia fija que se aleja del sensor fotoeléctrico.

Los sensores que poseen amplios campos de visión poseen así mismo unas distancias de detección más cortas. Por otra parte el campo de visión más amplio puede hacer más fácil la operación de alineamiento.

Alineamiento de un sensor fotoeléctrico

El alineamiento adecuado del sensor dará lugar a una solución de detección más potente y que requiere menos mantenimiento.

- **Retroreflectivos o retrorreflectivos polarizados:** Apunte el sensor hacia el reflector (o cinta reflectiva). Separe lentamente éste hacia la izquierda hasta dejar de detectar el reflector. Marque esta posición, ahora mueva el sensor despacio hacia la derecha y fíjese en el momento en que deja de detectar al reflector. Centre el sensor entre estos dos puntos, repita la operación hacia arriba y abajo para centrarlo en el plano vertical.

Dispositivos de salida digital

Una vez que el sensor ha detectado el objeto, un dispositivo de salida conmuta la alimentación eléctrica en el circuito de control del usuario. La salida se activa o se desactiva, lo cual hace que el sensor sea un dispositivo digital.

Hay muchos tipos de salidas disponibles, cada uno con sus ventajas y desventajas, se ha optado por utilizar relés por su facilidad de operación y economía.

Existe un gran número de sensores fotoeléctricos para elegir entre sistema reflex y de barrera. Cada uno de ellos ofrece una combinación única de características de detección, salida y opciones de montaje. Muchos sensores también ofrecen lógica incorporada o capacidades únicas de conexión en red de dispositivos.





El sensor utilizado en el proyecto es un sensor fotoeléctrico reflex o reflectivo OMRON ES3-R2B4 de fabricación brasilera, con muy buena reputación en el

mercado, y que desempeña fácilmente las funciones dentro del control del banco de pruebas. Para ver las especificaciones del sensor:

ANEXO D ESPECIFICACIONES TECNICAS DE LA FOTOCELDA

E3S-R OMRON E3S-R

■ METAL-HOUSING MODELS

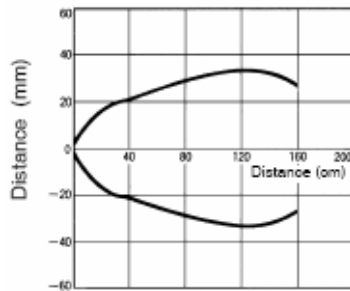
Method of detection		Retroreflective			
Sensing distance		30 cm (11.81 in)		1 m (3.28 ft)	
Mounting style		Horizontal 	Vertical 	Horizontal 	Vertical 
Part number	NPN output	E3S-RS30E4-30	E3S-RS30E42-30	E3S-R1E4	E3S-R1E42
	PNP output	E3S-RS30B4-30	E3S-RS30B42-30	E3S-R1B4	E3S-R1B42

E3S-R OMRON

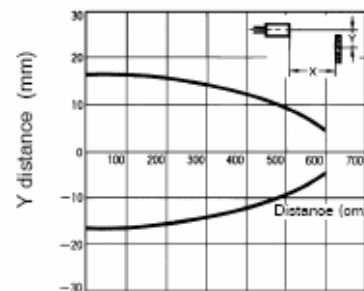
Engineering Data

■ REFLECTOR OPERATION RANGE (TYPICAL)

E3S-R11/-R61/-R16/-R66/-R31/-R81/-R36/-R86

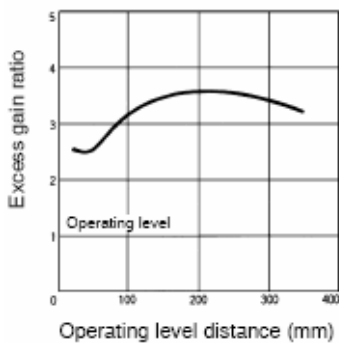


E3S-R12/-R62/-R17/-R67/-R32/-R82/-R37/-R87

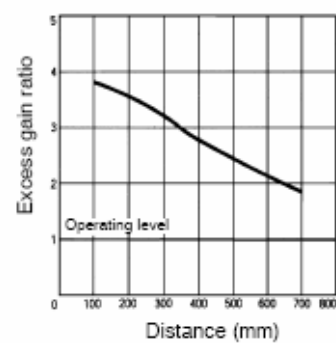


■ EXCESS GAIN VS. SET DISTANCE (TYPICAL)

E3S-R11/-R61/-R16/-R66/-R31/-R81/-R36/-R86 with E39-R1



E3S-R12/-R62/-R17/-R67/-R32/-R82/-R37/-R87



Specifications

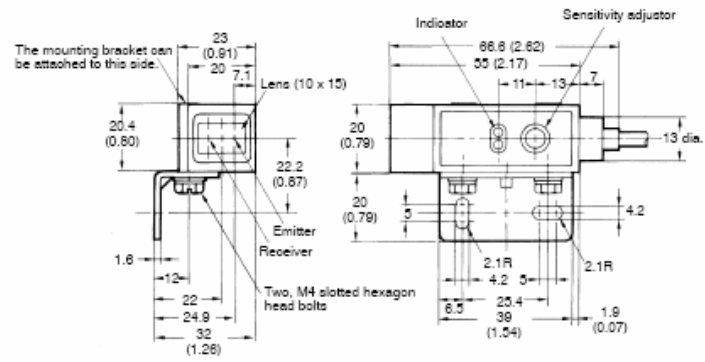
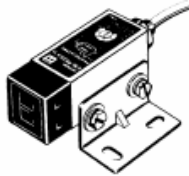
■ RATINGS/CHARACTERISTICS

Part number	E3S-R12/-R62/ -R17/-R67	E3S-R11/-R61/ -R16/-R66	E3S-R32/-R82/ -R37/-R87	E3S-R31/-R81/ -R36/-R86	E3S-RS30□4/ -RS30□42	E3S-R1□4/ -R1□42	
Method of detection	Retroreflective	Retroreflective with polarized function	Retroreflective	Retroreflective with polarized function	Retroreflective		
Supply voltage	10 to 30 VDC; ripple 10% max.				12 to 24 VDC±10%; ripple: 10% max.		
Current consumption	30 mA max.				40 mA max.		
Sensing distance with E39-R1 reflector	10 to 30 cm (3.94 in to 11.81 in)	0.1 to 1 m (3.94 in to 3.28 ft)	10 to 30 cm (3.94 to 11.81 in)	0.1 to 1 m (3.94 to 3.28 ft)	30 cm (11.81 in)	1 M (3.28 ft)	
Light source	Infrared LED (880 nm)	Red LED (700 nm)	Infrared LED (880 nm)	Red LED (700 nm)	Infrared LED (950 nm)		
Detectable object type	0.7-mm-thick LCD glass boards; 10-mm-dia., 1.0-mm-thick, 30-mm-long cylindrical glass objects	0.7-mm-thick LCD glass boards	0.7-mm-thick LCD glass boards; 10-mm-dia., 1.0-mm-thick, 30-mm-long cylindrical glass objects	0.7-mm-thick LCD glass boards	10-mm-dia., 1.0-mm-thick, 30-mm-long cylindrical glass objects		
Operation mode	Light-ON/Dark-ON, wire selectable						
Sensitivity adjustment	Two-turn adjuster with an indicator				One-turn adjuster		
Control output	NPN open collector, 30 VDC, 100 mA max.		PNP open collector, 30 VDC, 100 mA max.		NPN output (with suffix -E): Load (relay, sink logic): 80 mA max. Voltage (source) logic: 1.5 to 4 mA max. PNP output (with suffix -B): Load (relay, source) logic: 100 mA		
Response time	1 ms max. for both operation and release						
Circuit protection	Load short-circuit protection, reverse polarity protection, mutual interference prevention				Load short-circuit protection, mutual interference prevention		
Indicators	Light incident indicator (red), excess gain indicator (green)				Light incident indicator (red)	Light incident indicator (red), stability indicator (green)	
Materials	Case	Polybutylene terephthalate			Zinc die-cast		
	Lens	Denatured polyallylate			Polycarbonate		
	Bracket	304 stainless steel			Iron		
Connections	2 m (6.56 ft) cable: E3S-R11/-R12/-R61/-R62/-R31/-R32/-R81/-R82 M12 quick disconnect. E3S-R16/-R17/-R66/-R67/-R36/-R37/-R86/-R87				2 m (6.56 ft) cable		
Weight	110g with cable: E3S-R11/-R12/-R61/-R62/-R31/-R32/-R81/-R82 60 g with connector: E3S-R16/-R17/-R66/-R67/-R36/-R37/-R86/-R87				Approx. 190 g		
Enclosure rating	IP67						
Ambient operating temperature	0°C to 40°C (32°F to 104°F) with no icing				-25°C to 55°C (-13°F to 131°F) with no icing		
Relative humidity	35% to 85% RH						
Ambient illumination	Incandescent lamp	5,000 lx max.				Illumination on optical spot: 3,000 lx max.	
	Sunlight	10,000 lx max.				Illumination on optical spot: 10,000 lx max.	
Insulation resistance	20 MΩ min. (at 500 VDC)						
Dielectric strength	1,000 VAC, 50/60 Hz for 1 min						
Vibration resistance	10 to 55 Hz, 1.5-mm double amplitude for 2 h each in X, Y, and Z axes						
Shock resistance	500 m/s ² (approx. 50G) for 3 times each in X, Y, and Z axes						

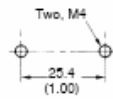
- Note: 1. The above sensing distances are possible when the E39-R1 Reflector is used. The E39-R1 Reflector is provided with the E3S-R.
 2. Even though the excess gain indicator of the E3S-R is dimly lit during sensitivity adjustment of the E3S-R, the E3S-R will provide stable operation if the ambient temperature does not rise or fall by more than 5°C (91°F) while the E3S-R is operating.

■ E3S-RS30□4/-R1□4

Cable: Vinyl-insulated cable (4-mm dia.,
0.12-mm x 18, 3 cores)
Standard length: 2 m



Mounting Holes



Note: The E3S-RS30□4 does not have a green stability indicator.

■ TIMING CHARTS

E3S-R11/-R12/-R61/-R62/-R16/-R17/-R66/-R67/-R31/-R32/-R81/-R82/-R36/-R37/-R86/-R87

Output transistor	Timing charts
ON when light is received	
ON when light is not received	

E3S-RS30□4/-RS30□42/-R1E□/-R1□42

Wire color	Polarity of power supply	Output transistor	Timing charts
Brown (See Note.)	+	ON when light is received.	
Blue (See Note.)	0 V		
Brown (See Note.)	0 V	ON when light is not received.	
Blue (See Note.)	+		

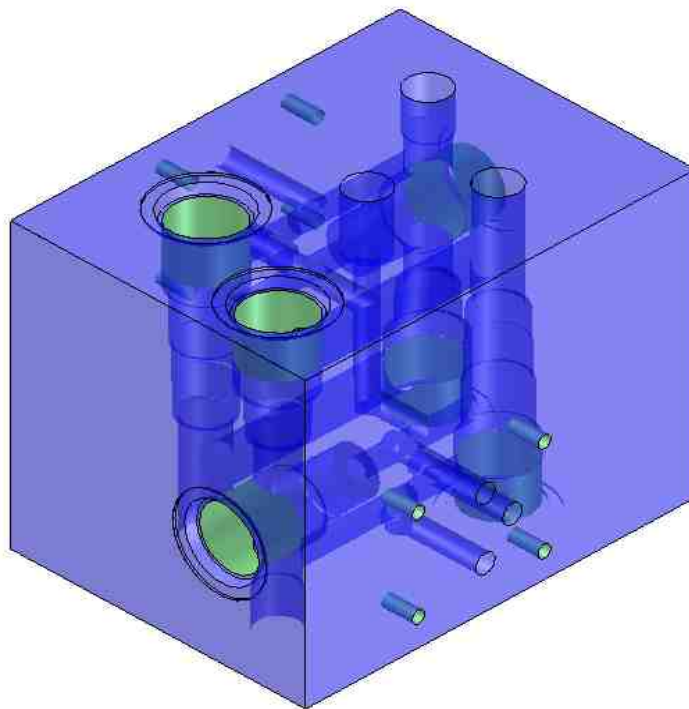
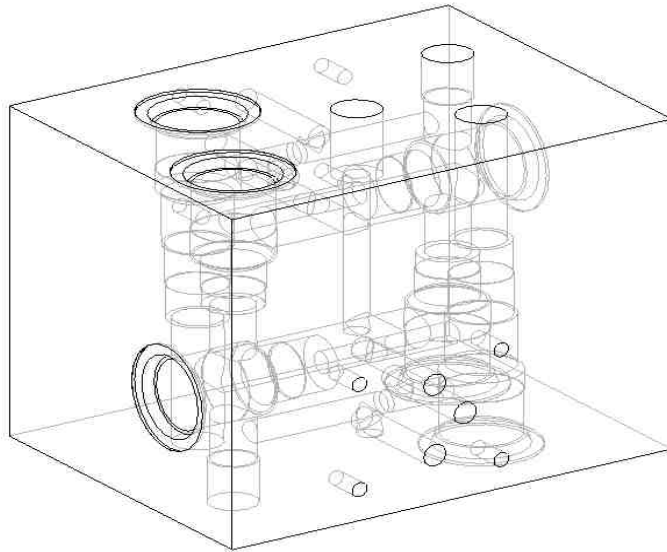
Note: Reverse the polarity of the power supply to change the output mode of the E3S-R.

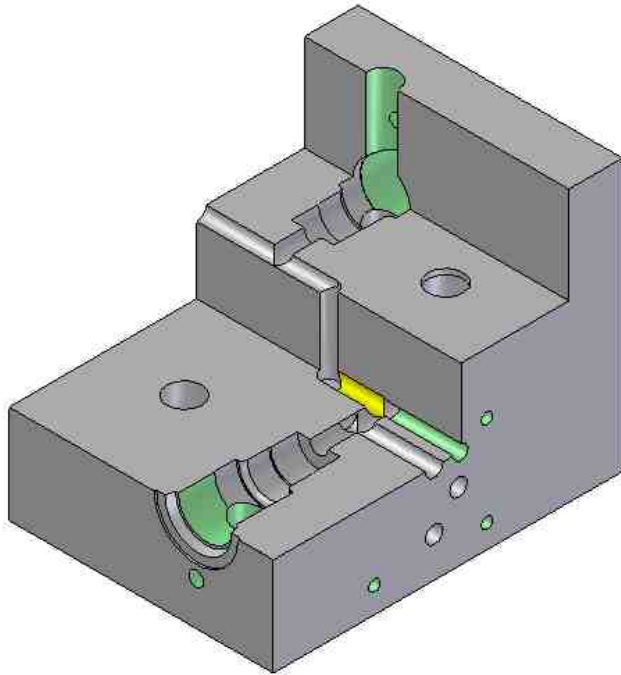
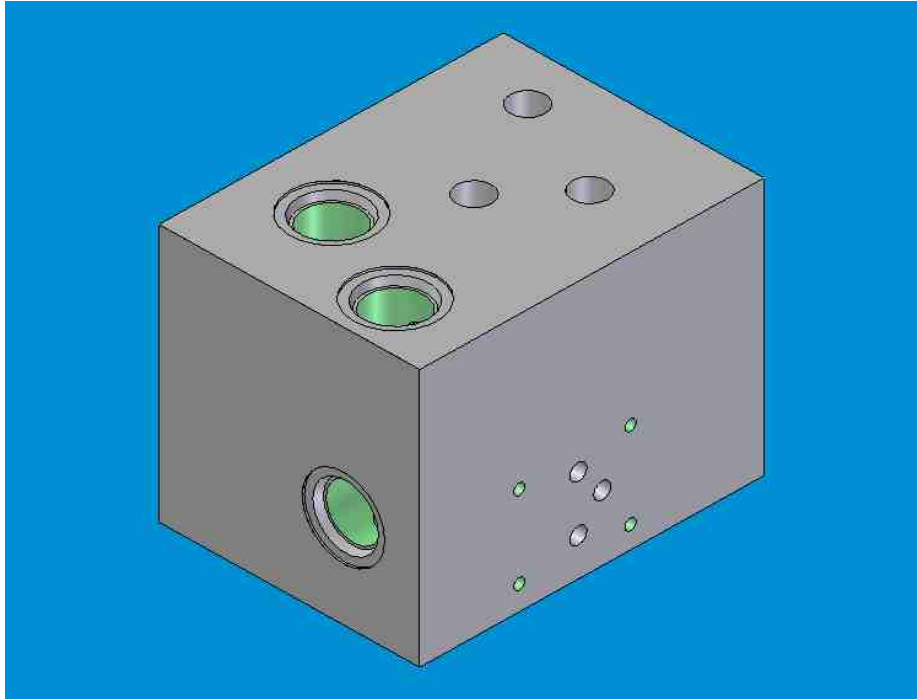
OMRON[®]
OMRON ELECTRONICS LLC
 One East Commerce Drive
 Schaumburg, IL 60173
1-800-55-OMRON

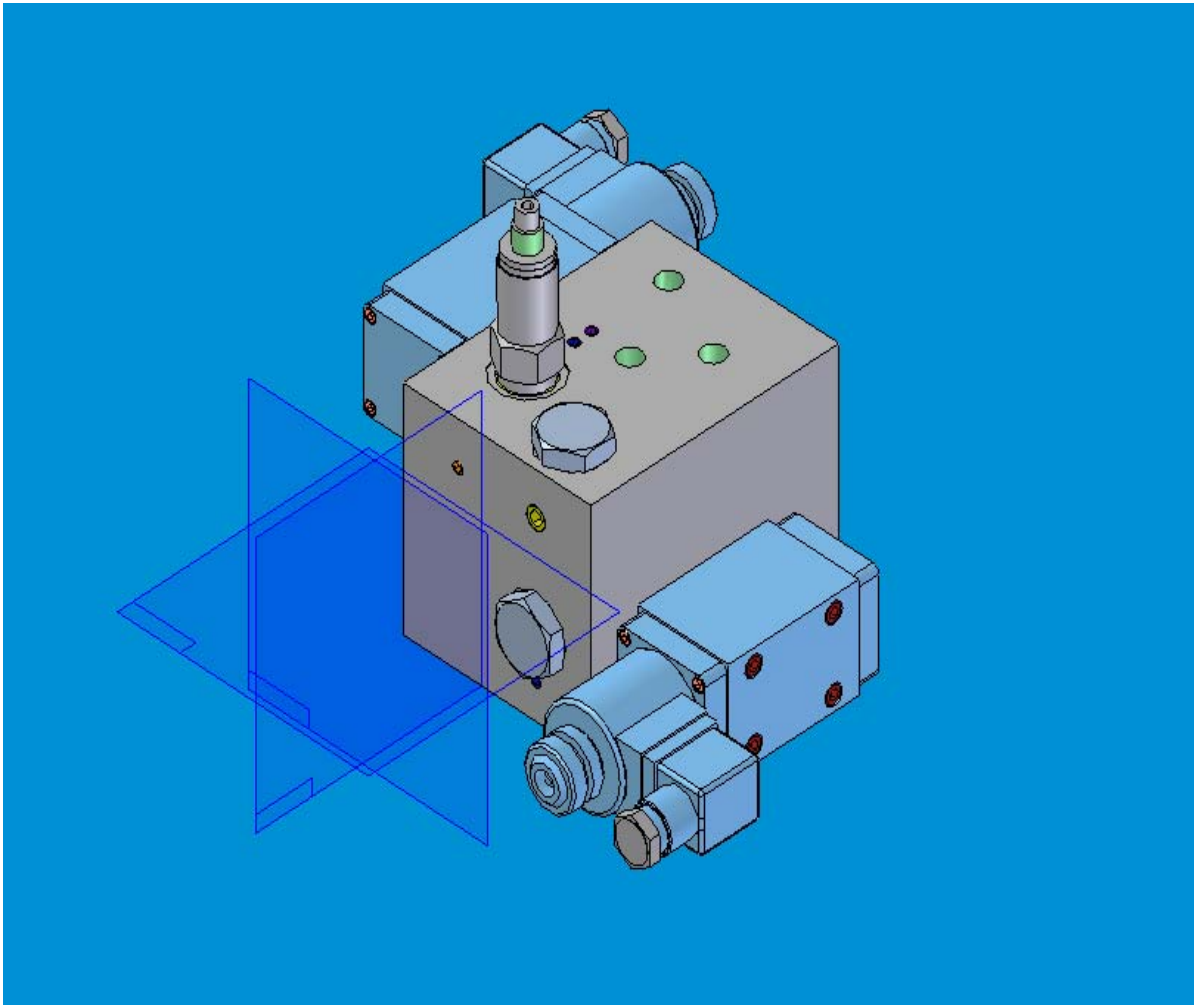
OMRON ON-LINE
 Global - <http://www.omron.com>
 USA - <http://www.omron.com/oei>
 Canada - <http://www.omron.com/oci>

OMRON CANADA, INC.
 885 Milner Avenue
 Scarborough, Ontario M1B 5V8
416-286-6465

ANEXO E VISTA FANTASMA Y CORTES DEL MANIFOLD







ANEXO F. MEJORAS RESPECTO AL BANCO ANTERIOR

