



UNIVERSIDAD DEL BÍO-BÍO

Facultad de Ingeniería

Departamento de Ingeniería Mecánica

**RECONDICIONAMIENTO DEL BANCO DE ENSAYOS
HIDRÁULICOS DEL LABORATORIO DE MECÁNICA DE LA
UNIVERSIDAD DEL BÍO-BÍO, SEDE CONCEPCIÓN.**

**Seminario de Titulación presentado
en conformidad a los requisitos para
obtener el Título de Ingeniero de
Ejecución en Mecánica.**

Profesor Guía:

Sr. Heraldo Bastidas Medel

RODRIGO ESTEBAN FERREIRA PARISCHEWSKY

2017

Índice

Introducción.....	1
Objetivos.....	2
Capítulo 1 Condición del banco de ensayos.....	3
1.1 Planificación de reacondicionamiento del banco de ensayos.....	4
1.2 Evaluación de componentes del banco de ensayos.....	5
1.2.1 Estructura base.....	5
1.2.2 Motor eléctrico.....	5
1.2.3 Tablero de control eléctrico.....	7
1.2.4 Filtro de succión.....	7
1.2.5 Unidad de filtro de retorno.....	8
1.2.6 Tapa de llenado.....	9
1.2.7 Tanque hidráulico.....	10
1.2.8 Visor de nivel.....	11
1.2.9 Bomba de engranajes externos de caudal fijo.....	11
1.2.10 Cilindro hidráulico de doble efecto.....	12
1.2.11 Motor de lóbulos.....	12
1.2.12 Válvula de bola.....	13

1.2.13	Válvula reguladora de presión.....	13
1.2.14	Válvulas reguladoras de caudal.	13
1.2.15	Acople mecánico.	13
1.2.16	Resumen de actividades realizadas.....	14
Capítulo 2 Diagrama de circuito a desarrollar.....		15
2.1.	Operatividad del banco de ensayos.....	15
2.2.	Descripción de circuitos propuestos.	16
2.3.	Esquema hidráulico del banco de ensayos reacondicionado.....	17
2.4.	Listado referencial de componentes del banco de ensayos.	18
Capítulo 3 Descripción general de componentes a utilizar.		19
3.1	Sistema de tanque hidráulico.....	19
3.2	Motor eléctrico.....	20
3.3	Bomba hidráulica de engranajes externos de caudal fijo.....	21
3.4	Bomba manual o unidad porta power.	23
3.5	Válvulas o bancos distribuidores.....	24
3.5.1	Banco distribuidor simple.	24
3.5.2	Banco distribuidor doble.	25
3.6	Válvula de corte de alta presión.....	26
3.7	Válvula reguladora de presión.	27

3.8	Válvula reguladora de caudal.....	29
3.9	Actuadores.....	30
3.9.1	Motor Char – Lynn de lóbulos.....	30
3.9.2	Motor Vickers de pistones axiales.....	31
3.9.3	Cilindro hidráulico de doble efecto.....	32
3.9.4	Freno hidráulico de simple efecto.....	33
3.10	Enfriador hidráulico.....	35
3.11	Aspa de ventilador.....	35
3.12	Unidades de filtrado.....	36
3.12.1	Filtro hidráulico de línea de retorno.....	36
3.12.2	Filtro magnético de línea de drenaje.....	37
3.12.3	Filtro de succión hidráulico.....	38
3.13	Válvula anti retorno.....	39
3.14	Tablero de control eléctrico.....	40
Capítulo 4	Sugerencias de laboratorios.....	41
4.1.	Calcular el volumen de aceite requerido para el desplazamiento.....	41
	del vástago del cilindro hidráulico de doble efecto tanto para la	
	carrera de salida como para la carrera de entrada.	

4.2. Calcular la diferencia de caudal volumétrico para la carrera de.....	42
salida del cilindro hidráulico de doble efecto, con la válvula reguladora de caudal abierta al mínimo y al máximo.	
4.3. Verificar las velocidades de entrada y salida del vástago del cilindro.....	43
hidráulico de doble efecto con la válvula de flujo abierta al mínimo y al máximo.	
4.4. Calcular la fuerza de entrada y de salida del vástago del cilindro de.....	45
doble efecto con una presión del sistema de 500 psi.	
4.5. Estudiar el cilindro hidráulico de doble efecto en régimen regenerativo.....	46
y determinar las fuerzas de salida y de entrada del vástago y sus velocidades de acuerdo a parámetros preestablecidos en los ejercicios anteriores y comparar los resultados.	
4.6. Comparar la variación de flujo de la línea de drenaje del motor.....	47
hidráulico Vickers entre un régimen de carga mínima y un régimen de carga máxima.	
4.7. Calcular el caudal volumétrico de la bomba de engranajes externos.....	48
de caudal fijo por revolución.	
Conclusiones.....	49
Bibliografía.....	51
Lincografía.....	52

Anexos.....	53
Anexo 1. Vista frontal del banco de ensayos reacondicionado	54
Anexo 2. Vista posterior del banco de ensayos reacondicionado	55
Anexo 3. Sugerencias de mejoramiento del banco de ensayos	56
para el futuro.	
Anexo 4. Cálculo del desplazamiento por revolución de la bomba.....	58
de engranajes.	
Anexo 5. Cálculo del volumen requerido para la carrera de salida.....	59
del cilindro de doble efecto.	
Anexo 6. Cálculo del volumen mínimo de aceite hidráulico.....	60
requerido para el tanque del circuito.	

AGRADECIMIENTOS

Quisiera iniciar esta página de agradecimientos destacando los 2 ejes de apoyo más importantes en este proceso para mí, donde por un lado está Dios y la Virgen María y por el otro está el apoyo incondicional de toda la familia, que siempre tuvo una voz de aliento en los momentos difíciles y quienes mantuvieron la convicción que terminaría el proceso a pesar de todas las dificultades económicas, anímicas, laborales y por supuesto también académicas. En especial y con mucho amor el reconocimiento a mis padres, Norka Mirtha Elizabeth Parischewsky Godoy y Jaime Isaías Ferreira Saavedra.

No puedo dejar fuera de estos agradecimientos a los grupos de compañeros de estudio de varias generaciones, quienes siempre me acogieron de la mejor forma; con quienes hacíamos días las innumerables noches de estudio, ya sea en la universidad o en casa de alguno al que la Sra. le daba permiso para llegar con un grupo bullicioso. Dentro de ellos, un especial reconocimiento a Javier Inostroza y Eduardo Soto.

Quisiera formalizar también los agradecimientos a mi profesor guía Sr. Heraldo Bastidas Medel y al profesor y director del departamento de ingeniería mecánica Sr. Reinaldo Sánchez Arriagada, quienes siempre tuvieron la mejor disposición para desarrollar este proyecto hasta hacerlo realidad.

Rodrigo Esteban Ferreira Parischewsky.

INTRODUCCIÓN

El laboratorio de hidráulica del departamento de ingeniería mecánica contaba con un banco de ensayos auto gestionado, en cuanto a equipamiento se refiere, basado en un seminario de título de la década de los 80 que requería reacondicionamiento y actualización.

Estos requerimientos coinciden con la necesidad de mejorar tanto los laboratorios de la carrera de ingeniería civil como los de ingeniería de ejecución, respondiendo a la nueva renovación curricular, donde se incluyen las asignaturas de oleo-neumática (IEM diurna) y proyectos oleo-neumáticos (ICM).

Para dar solución a estos requerimientos se propone un seminario de título con el objetivo de reacondicionar y actualizar el equipamiento y para entregar sugerencias de mejoramientos para el futuro.

OBJETIVOS

Objetivos Generales.

Reacondicionar y actualizar el banco de ensayos del laboratorio de oleohidráulica del departamento de ingeniería mecánica, considerando un rediseño del circuito hidráulico, que incorpore tanto los componentes existentes como los que se deberán adquirir para asegurar mejoras con respecto al diseño anterior y así, permitir la práctica de algunos laboratorios de hidráulica básica.

Objetivos específicos.

- Determinar el real estado de los componentes propios del banco de ensayos a través de una buena evaluación técnica, que incluya desarme, cambio de sellos y armado.
- Asegurar que los componentes propios del banco de ensayos puedan tener un buen porcentaje de eficiencia durante su desempeño en el circuito.
- Familiarizar a los alumnos con componentes, adaptadores y circuitos hidráulicos básicos utilizados con mucha frecuencia en plantas industriales.
- Dotar al laboratorio de oleohidráulica del departamento de ingeniería mecánica con una herramienta didáctica e interactiva que ayude a los alumnos a una mejor asociación y comprensión de los conceptos básicos de la hidráulica.

Capítulo 1 Condición del banco de ensayos.

El banco de ensayos se encontraba con algunos circuitos hidráulicos incompletos, los actuadores no estaban conectados, tenía conductos contaminados, la estructura con fijaciones inseguras e insuficientes, varios componentes y adaptadores evidenciaban corrosión, el aceite hidráulico del sistema estaba emulsionado y contaminado

Con respecto a la parte eléctrica, ésta tenía las líneas desordenadas que conectaban un tablero rústico tanto con el motor monofásico como con la salida de toma de corriente.

Lo descrito anteriormente, sumado a que la estructura y los componentes del banco de ensayos fueron fabricados hace más de tres décadas, deja en evidencia la necesidad de realizar un reacondicionamiento. [Ver fig. 1.1].

Ante este escenario hubo que desarrollar una planificación de cómo ejecutar el reacondicionamiento de forma práctica y eficiente, la que se detalla en el punto 1.1 más adelante.

1.1 Planificación de reacondicionamiento del banco de ensayos.

- Desmontaje de componentes.
- Desarme, revisión y evaluación de componentes.
- Consideración de nuevos componentes para mejorar circuitos hidráulicos.
- Fabricación de estructuras y soportes para componentes.
- Mejoramiento de pintura, fijaciones de estructura e instalación de componentes.
- Rediseño de circuitos hidráulicos considerando todos los componentes.
- Instalación de flexibles y sus protecciones. [Ver fig.1.1].

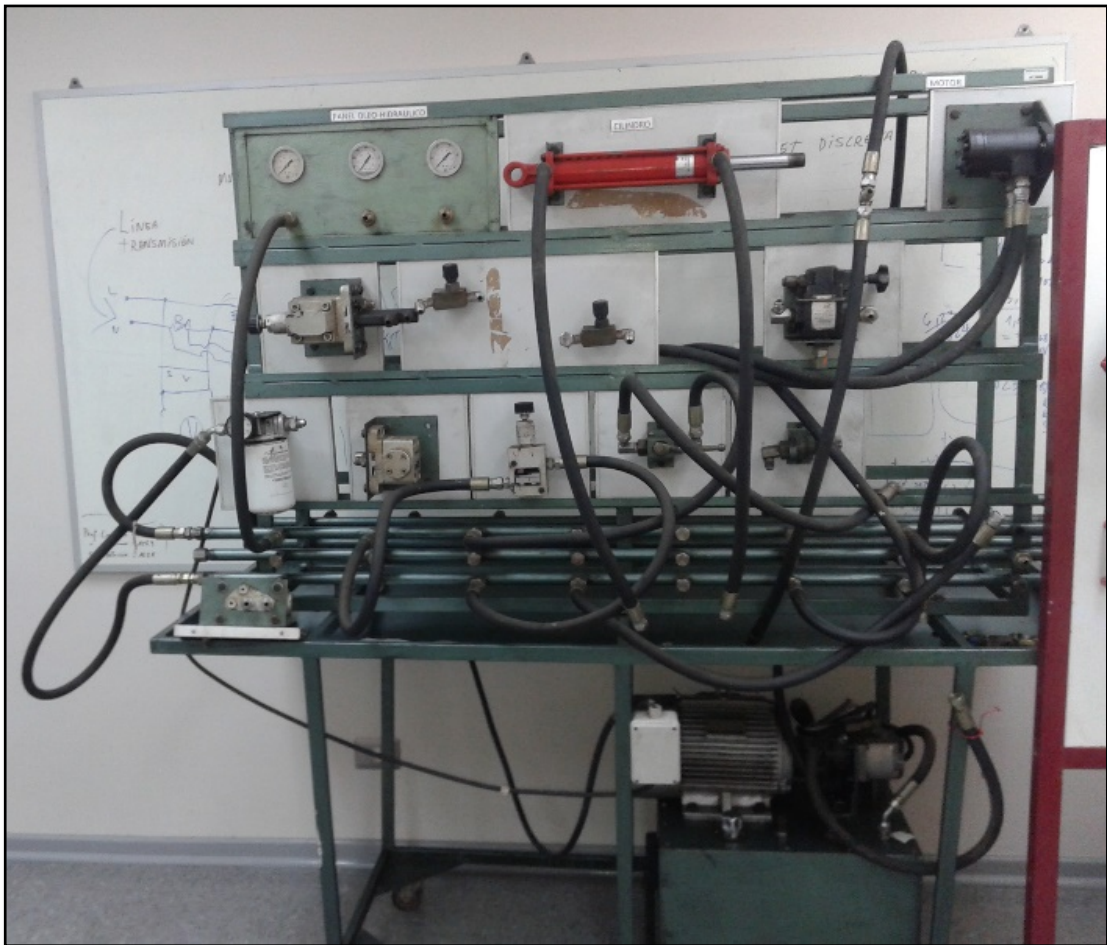


Fig. 1.1 Estado inicial del banco de ensayos.

1.2 Evaluación de componentes del banco de ensayos.

Los componentes desmontados fueron sometidos a un proceso de desarme y a una evaluación minuciosa. Se describe a continuación las acciones más importantes para dejarlos en buenas condiciones de operación.

1.2.1 Estructura base.

La estructura base fue sometida a un proceso de acondicionamiento que consideró: un nuevo diseño de anclaje para componentes, reemplazo de elementos de sujeción de las bases y del módulo central, fabricación de estructuras metálicas correderas, limpieza hidráulica de todos los conductos del circuito dejándolos en óptimas condiciones para su ensamble y finalmente un lijado adecuado antes del pintado de toda la estructura.

1.2.2 Motor eléctrico.

En la actualidad se puede encontrar este tipo de motores en diversas aplicaciones del área industrial, tales como correas transportadoras, bombas, ventiladores, elevadores, secadores, entre muchas otras.

El motor eléctrico del banco de prueba fue sometido a una limpieza de rotor y estator. También se le realizaron algunas pruebas de verificación: medición de juego axial y radial, estado de los carbones, medición de vibraciones, alineamiento, sentido de giro y revoluciones por minuto nominales. [Ver fig. 1.2 y 1.3].

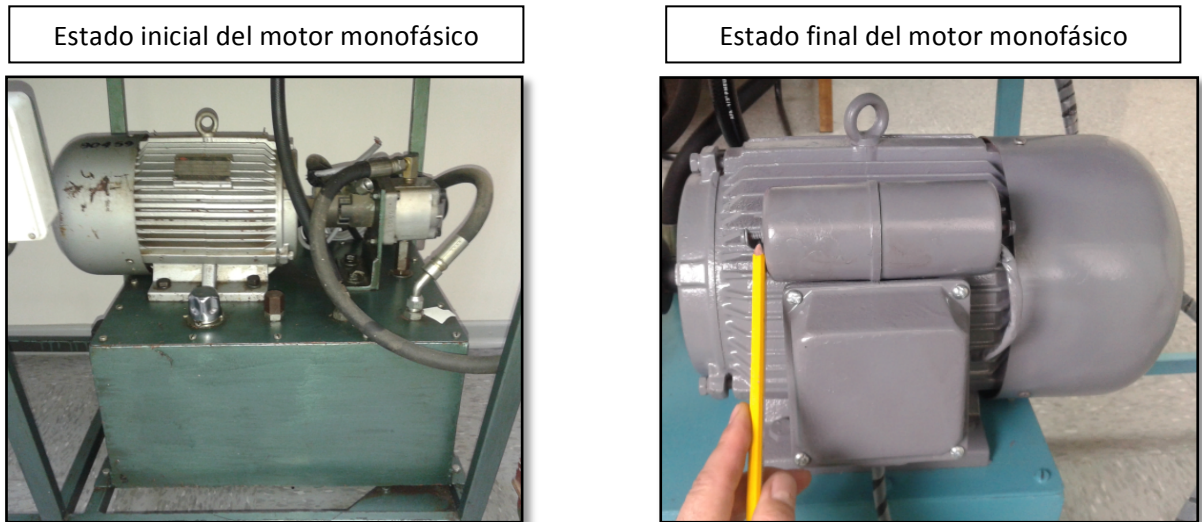


Fig. 1.2 Estado inicial y final del motor eléctrico monofásico.

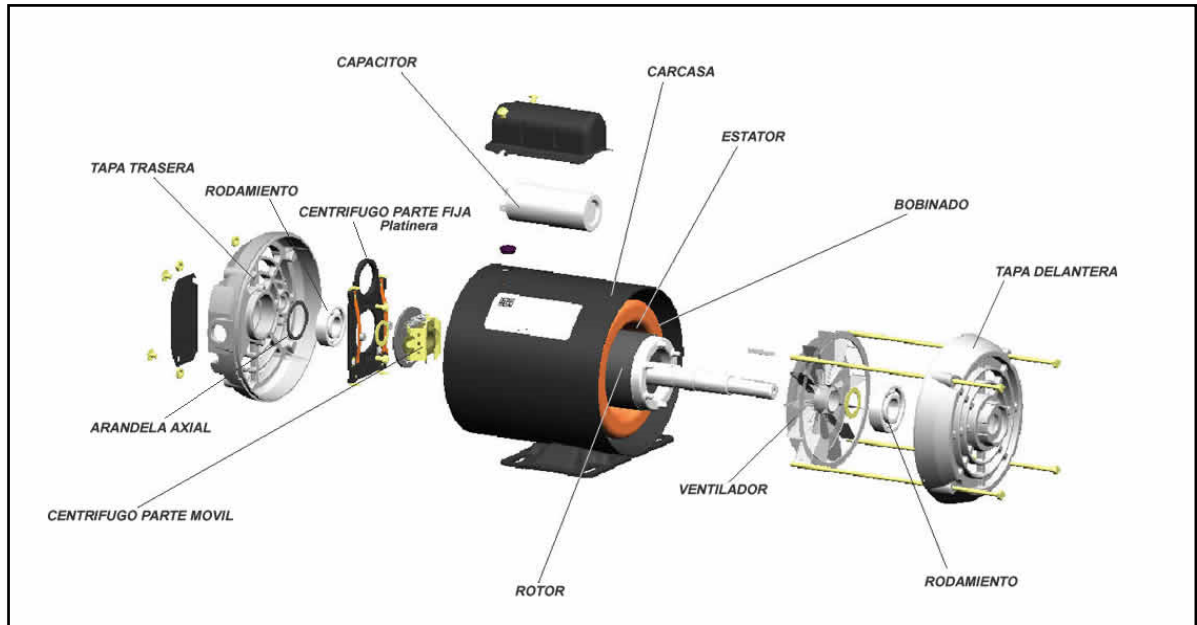


Fig. 1.3 Despiece de un motor eléctrico monofásico.

1.2.3 Tablero de control eléctrico.

Se consideró juntar ambas cajas eléctricas en un solo tablero para ordenar todos los cables y mejorar su presentación.

Para lograr esto se llevaron los materiales y herramientas adecuadas para desarrollarlo en el laboratorio y así evitar desarmar las cajas eléctricas. [Ver fig. 1.4].



Fig. 1.4 Tablero de control eléctrico y cable de alimentación.

1.2.4 Filtro de succión.

El filtro de succión se encontraba totalmente dañado y saturado producto de la excesiva contaminación que contenía el tanque de aceite hidráulico.

El filtro estaba golpeado, desprendido de la base y tapado con restos de silicona, pintura y otros. Debido a la dificultad de encontrar un filtro de las mismas características en los proveedores del mercado local como, Cummins Chile (representante

Fleetguard), Smarter (representante Baldwin), Luksic (proveedor Donaldson), Ventec (proveedor Schroeder) entre otros, fue necesario recuperar el que tenía el circuito.

[Ver fig. 1.5].



Fig. 1.5 Filtro de succión de malla metálica.

1.2.5 Unidad de filtro de retorno.

Este filtro fue reemplazado en dos oportunidades, ya que se utilizó para la limpieza de cañerías y flexibles. Al cabezal de la unidad se le recuperaron los hilos de entrada y salida, los tapones 1/8 Npt y la válvula by-pass, que se encontraba trabada por exceso de contaminación.

Este cabezal consta de un manómetro que se encontraba descalibrado, pero funcionando para efectos referenciales.

1.2.6 Tapa de llenado.

La tapa de llenado es un conjunto de piezas que incluye: una tapa, un filtro de malla metálica y empaquetaduras. La tapa y el filtro se recuperaron, a pesar de estar saturados por sedimentación y las empaquetaduras fueron reemplazadas por unas nuevas. [Ver fig. 1.6].

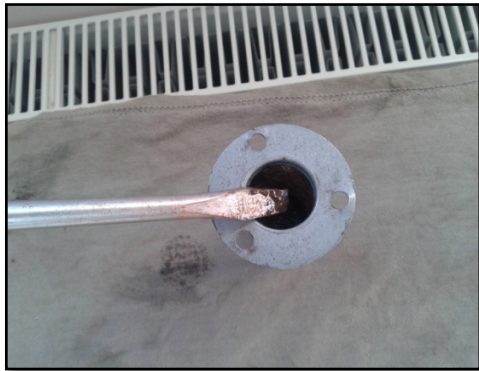


Fig. 1.6 Tapa de llenado y su filtro de malla metálica.

1.2.7 Tanque hidráulico.

El tanque hidráulico fue necesario extraerlo, desarmarlo completamente, reforzar la tapa para minimizar la flexión ejercida por el peso del motor y limpiarlo internamente para sacarle los restos de pintura no resistente al aceite que tenía. Junto con eso se fabricó una empaquetadura a la tapa con un material especial para aceite hidráulico.

Además, fue necesario fabricar y soldar un soporte en la base interna del tanque para evitar que el filtro de succión quedara en contacto con el fondo.

También fue necesario cambiar el tapón de drenaje y pintar todo el tanque.

[Ver fig. 1.7].



Fig. 1.7 Tanque hidráulico con filtro de succión y soporte.

1.2.8 Visor de nivel.

Al visor de nivel fue necesario recuperarle los racores y sus sellos, además de las tuercas de sujeción y la mica de referencia, la cual hubo que pulir. Después de este trabajo el visor quedó 100 % operativo.

1.2.9 Bomba de engranajes externos de caudal fijo.

Junto con desarmar la bomba de engranajes externos de caudal fijo fue necesario cambiar sellos, verificar válvula anticavitación, determinar el caudal volumétrico nominal, rectificar hilos de entrada y salida, cambiar adaptadores y verificar eje, chavetero y chaveta. Otra actividad importante desarrollada en la bomba fue mejorar la condición de desgaste que presentaba el cuerpo central, al cual se le rebajaron las aristas más agudas para asegurar, al menos por un tiempo, un buen funcionamiento.

[Ver fig. 1.8].

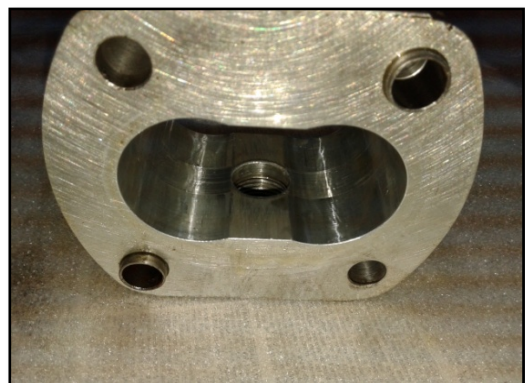


Fig. 1.8 Desgaste en cuerpo de bomba de engranajes.

1.2.10 Cilindro hidráulico de doble efecto.

El cilindro de doble efecto se desarmó y si bien en aspectos generales se encontraba en buen estado, fue necesario pulir el óxido adherido en las tapas, camisa, vástago y pistón debido a la ausencia de un protocolo de almacenamiento. [Ver fig. 1.9].

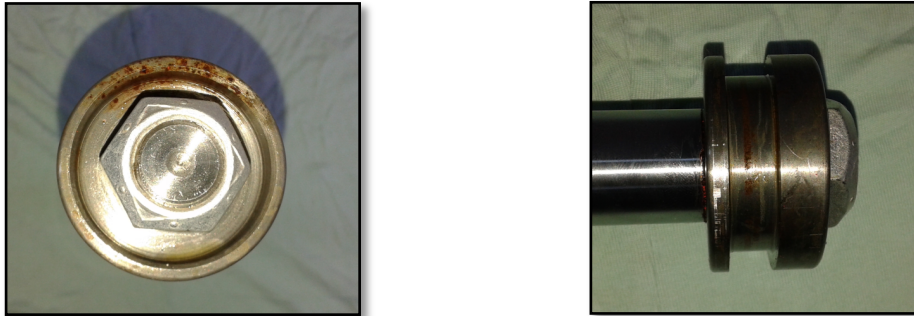


Fig. 1.9 Óxido en pistón.

1.2.11 Motor de lóbulos.

El motor hidráulico de lóbulos es el componente más dañado de todos. Éste se encontraba trabado mecánicamente producto del desgaste que presentaban las piezas internas. A pesar de todo, se logró mejorar su condición para dejarlo operativo. Para lograr este objetivo fue necesario rectificar los hilos de la carcasa y recuperar con herramientas especiales el anillo exterior y el engranaje de lóbulo rotor. [Ver fig.1.10].



Fig. 1.10 Óxido en rotor de lóbulo y su anillo exterior.

1.2.12 Válvula de bola.

Esta válvula de bola se desarmó y se tuvieron que rectificar los hilos de entrada y salida, ajustar la manilla de corte y cambiar los adaptadores.

1.2.13 Válvula reguladora de presión.

Esta válvula corresponde a una línea de fabricación de muy buena calidad que tiene alta confiabilidad y durabilidad.

Se desarmó sólo para la recuperación de los hilos, la manilla de ajuste y los adaptadores especiales.

1.2.14 Válvulas reguladoras de caudal.

Para el desarme de estas válvulas fue necesario quitarles la estructura de anclaje; luego se realizó limpieza de las manillas de ajuste, pulimiento de los cuerpos, rectificación de hilos, tanto entrada como salida y cambio de adaptadores.

1.2.15 Acople mecánico.

El acople mecánico se encontraba trabado por corrosión, por tanto, se debió destrabar, pulir y limpiar la zona interior. Luego se rectificaron los hilos de prisioneros y se instalaron prisioneros nuevos.

1.2.16 Resumen de actividades realizadas.

Trabajos realizados en componentes							
Componentes ↓	Desarme y limpieza	Recuperación de componentes	Cambio sellos	Cambio adaptador	Recuperar hilos/adapt	Pulir y pintar	Reuti_lizable
Estructura base	Sí	Cañerías, tapones flashing, refuerzo	No	Sí	Sí	Sí	Sí
Motor eléctrico	No	No	No	No	No	Sí	Sí
Tablero eléctrico	Sí	No	No	No	No	No	Sí
Filtro de succión	Sí	Base sujeción	Sí	No	Sí	No	Sí
Filtro de retorno	Sí	Cabezal	Sí	Sí	Sí	Sí	Sí
Tapa de llenado	Sí	Filtro	No	No	Sí	Sí	Sí
Tanque hidráulico	Sí	Tapa, tapón de drenaje	Sí	Sí	No	Sí	Sí
Visor de nivel	Sí	Racor / mirilla	Sí	No	Sí	Sí	Sí
Bomba de engranaje	Sí	Secciones internas	Sí	Sí	Sí	Sí	Sí
Cilindro hidráulico	Sí	Pistón / camisa vástago / tapas	Sí	Sí	Sí	Sí	Sí
Motor de lóbulos	Sí	Estator / rotor / eje	Sí	Sí	Sí	No	Sí
Válvula de bola	Sí	Ajustar manilla	No	Sí	Sí	Sí	Sí
Válvula reguladora de presión	Sí	Manilla de regulación	No	No	Sí	Sí	Sí
Válvula reguladora de caudal	Sí	Manilla de regulación	No	Sí	Sí	Sí	Sí
Acople Mecánico	Sí	Chaveta/prisionero/chavetero	No	No	Sí	Sí	Sí

Tabla 1.1 Resumen de actividades realizadas.

Capítulo 2 Diagrama de circuito a desarrollar.

2.1. Operatividad del banco de ensayos.

Basado en el circuito inicial y considerando los componentes existentes y algunos adquiridos es que se ha rediseñado el circuito del banco de ensayos.

Este nuevo diseño incluye a todos los componentes tanto los existentes como los recién adquiridos, sin recargar la estructura manteniendo los principios de circuitos independientes, modificables, didácticos y fáciles de identificar.

Dentro del nuevo circuito se puede destacar algunos elementos adquiridos, que permitirán conocer y estudiar componentes, tales como banco distribuidor simple compacto o monoblock, banco distribuidor doble ensamblable, enfriador hidráulico, motor hidráulico de pistones axiales, freno hidráulico de discos de simple efecto, filtro de retorno magnético y bomba manual [porta power].

Entre los componentes antiguos que se conservaron destacan la bomba de engranajes, válvula de bola, válvula reguladora de caudal, válvula reguladora de presión, cilindro hidráulico y motor hidráulico de lóbulos.

2.2. Descripción de circuitos.

1.- El primer circuito tiene la misión final de hacer girar el aspa de un enfriador hidráulico, para lo cual, el caudal de aceite generado por la bomba hidráulica de engranajes es obligado a pasar por un banco distribuidor simple de centro abierto de infinitas posiciones que controla el flujo de aceite que ingresa a un motor de pistones axiales de caudal fijo con drenaje y que, a su vez, está acoplado a un eje ensamblado al aspa en cuestión. Este circuito incluye una válvula reguladora de caudal instalada en una de las entradas del motor, con la cual se podrá modificar el esfuerzo al que será sometido el motor.

2.- El segundo circuito tiene la finalidad de accionar un cilindro de doble efecto que, en la línea de la cámara de salida del vástago, lleva incorporada una válvula reguladora de caudal. El paso de aceite al cilindro está controlado por un cuerpo del banco distribuidor doble de centro abierto que, a su vez, recibe el fluido desde la bomba hidráulica de engranajes.

3.- El tercer circuito está relacionado con el segundo, ya que es el segundo comando del banco distribuidor doble y tiene por finalidad hacer girar el motor hidráulico de lóbulos.

4.- El cuarto circuito tiene que ver con la activación o desactivación de un freno de simple efecto de discos múltiples secos que actúa directamente sobre el eje del aspa del ventilador. Este freno quedará liberado cuando la línea de la bomba manual [porta-power] supere los 200 psi teniendo la precaución de no superar los 500 psi.

2.3. Esquema hidráulico del banco de ensayos reacondicionado.

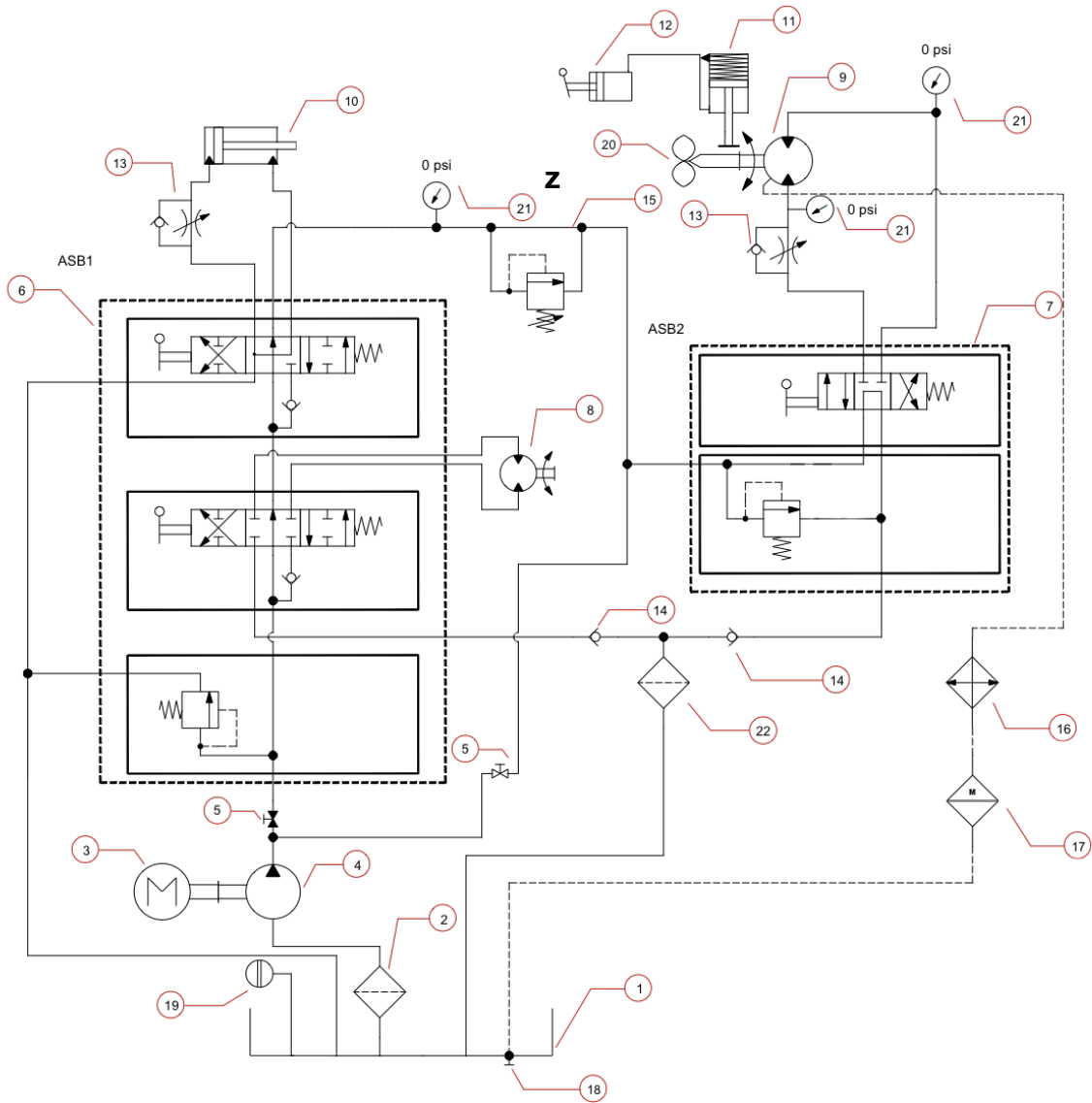



Fig. 2.1 Esquema hidráulico del banco de ensayos reacondicionado.

2.4. Listado referencial de componentes del banco de ensayos.


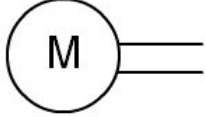
1. Tanque hidráulico.
2. Filtro de succión de malla metálica.
3. Motor eléctrico monofásico.
4. Bomba hidráulica de engranajes de caudal fijo marca, Sauer Danfoss.
5. Válvula de dos vías de tipo de bola.
6. Banco de control doble de 6 vías y 3 posiciones marca, Gresen.
7. Banco de control simple de 4 vías y 3 posiciones marca, Prince.
8. Motor hidráulico de lóbulos marca, Eaton.
9. Motor hidráulico de pistones axiales con drenaje marca, Vickers
10. Cilindro hidráulico de doble efecto marca, Cross Hydraulic.
11. Freno hidráulico marca, Ausco.
12. Bomba manual o porta power marca, Mega.
13. Válvula reguladora de caudal marca, Herion.
14. Válvula antiretorno marca, Walvoil.
15. Válvula reguladora de presión marca, Vickers.
16. Enfriador hidráulico marca, Hydac.
17. Filtro de retorno magnético marca, Magnom.
18. Tapón de drenaje.
19. Visor de nivel.
20. Aspa de ventilador marca, Toyota.
21. Manómetro de presión hidráulico.
22. Filtro de línea de retorno marca, Baldwin.

Capítulo 3 Descripción general de componentes a utilizar.


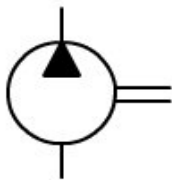
3.1 Sistema de tanque hidráulico.

Funciones principales	Almacenar el fluido hidráulico, ayudar al enfriamiento y sacar aire al fluido
Capacidad nominal	50 L
Dimensión en mm	500 X 400 X 250
Deflector	Sí. [Minimiza la generación de burbujas]
Filtro llenado	Sí
Respiradero	Sí
Filtro de succión	Sí. [160 micras]
Depósito residual	Sí. [Capacidad 2 L]
Tapón de drenaje	Sí. [Macho / hembra JIC 5/8]
Visor de nivel	Sí. [Lateral de 110 mm]
Línea de drenaje	Sí.
Línea de retorno	Sí.
Puntos auxiliares	Sí. [T – P – D]
Soportes de amortiguación	Sí. [Uno en cada esquina]
Tapa superior desmontable	Sí. [Da acceso al filtro de succión]
Símbolo hidráulico	

3.2 Motor eléctrico.

Función	Transmitir potencia mecánica
Marca	Boshan Electric
Voltaje	220 V
Potencia	2.2 kW
Tipo	Monofásico
Sentido de rotación	Antihorario 
Velocidad de rotación	1440 rpm
Ip nominal	44
Corriente	18 A
Peso	49 Kg
Modelo	YC 11 2M - 4
Frecuencia	50 Hz
Tipo de eje	Con chavetero de 1/4"
Diámetro eje	1"
Acople mecánico mixto	Sí. [Elastomérico con acero]
Símbolo para motor eléctrico	

3.3 Bomba hidráulica de engranajes externos de caudal fijo.

Función	Transformar la energía mecánica en energía hidráulica generando caudal
Marca / Modelo	Sauer Danfoss /sin referencia
Sentido de Rotación	Horario 
Tipo de Bomba	De engranajes externos caudal fijo
Desplazamiento por vuelta	16 cc/rev
Presión máxima	3000 psi
Hilo entrada	1/2 Nptf
Hilo salida	3/8 Nptf
Símbolo hidráulico	

[Ver fig. 3.1].

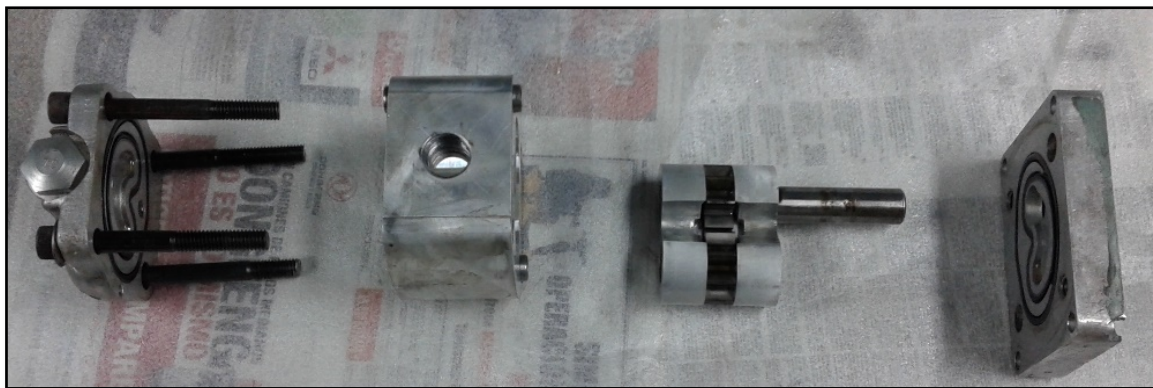


Fig. 3.1 Despiece de bomba de engranajes externos de caudal fijo.

Actualmente el uso de las bombas de engranajes externos en el mercado es muy común debido a los avances tecnológicos que han desarrollado un producto compacto, potente, robusto y competitivo a la hora de analizar los costos.

Estas bombas son capaces de transformar la energía cinética, entregada generalmente por un motor a combustión interna o un motor eléctrico, en energía hidráulica a través del caudal que éstas generan. [Ver fig. 3.2].

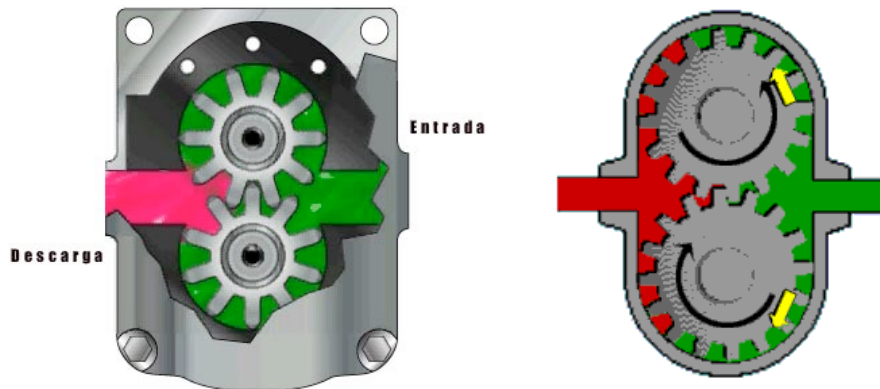
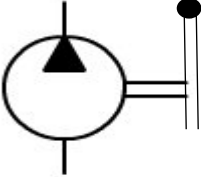


Fig. 3.2 Esquema de bomba de engranajes externos de caudal fijo.

La bomba de engranaje funciona bajo el principio de desplazamiento positivo, donde el piñón conductor, impulsado en este caso por un motor eléctrico, arrastra el piñón conducido en sentido contrario produciendo una depresión en la zona de la cámara de admisión que permite, gracias a la presión atmosférica, llenar de aceite la cavidad de los engranajes y desplazarlo a través de las paredes externas de la carcasa hasta la zona de la cámara de descarga. El volumen de la cámara entre los engranajes y las paredes externas va disminuyendo a medida que se acerca a la zona de descarga, lo que facilita la expulsión del fluido hacia las líneas del circuito.

3.4 Bomba manual o unidad porta power.

Función	Generar presión para liberar el freno
Marca	Mega
Activación	Manual por palanca
Presión máxima	10.000 psi
Flexible de salida	1/4 Npt
Símbolo	


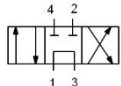
[Ver fig. 3.3].



Fig. 3.3 Bomba hidráulica manual o porta power.

3.5 Válvulas o bancos distribuidores.

3.5.1 Banco distribuidor simple.

Función	Activar el motor del ventilador
Marca / Modelo	Prince / LS – 3030 - 2
Activación	Manual por palanca 
Presión máxima	3000 psi
Tipo	4 vías / 3 posiciones [centro abierto]
Centrado de spool o carrete	Por resorte
Válvula relif o de seguridad	Sí. [tarada a 2750 psi]
Hilo entrada / salida	3/4 Nptf
Hilo A / B	1/2 Nptf
Caudal volumétrico máximo	25 USgpm
Tipo de construcción	Monoblock de alta resistencia
Símbolo hidráulico	

[Ver fig. 3.4].

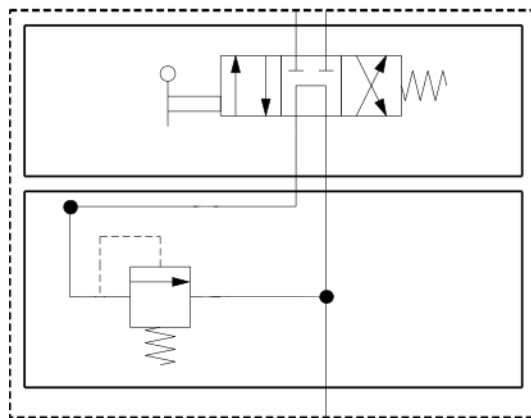



Fig. 3.4 Esquema hidráulico del banco distribuidor simple.

3.5.2 Banco distribuidor doble.

Función	Activar cilindro y motor de lóbulos
Marca / Modelo	Gresen / V20 Y
Activación	Manual por palanca 
Presión máxima	3500 psi
Tipo	6 vías / 3 posiciones [centro abierto]
Centrado de spool o carrete	Por resorte
Válvula relief o de seguridad	Sí. [tarada a 2750 psi]
Hilo entrada / salida	3/4 MB
Hilo A / B	5/8 MB
Caudal volumétrico máximo	20 USgpm / 80 l/min
Tipo de construcción	Ensamblado [permite 1-10 secciones]

[Ver fig. 3.5].

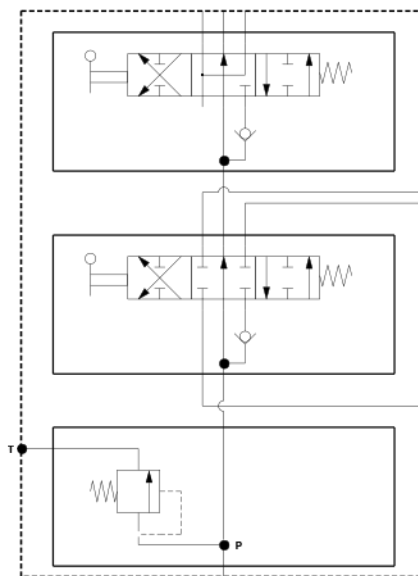
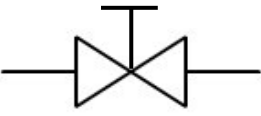


Fig. 3.5 Esquema hidráulico del banco distribuidor doble.

3.6 Válvula de corte de alta presión.

Función	Permitir o cortar el flujo rápidamente
Marca	Bolev
Activación	Manual por manilla
Modelo	KHB
Tipo	De bola
Presión máxima	5000 psi
Caudal volumétrico máximo	20 USgpm / 80 l/min
Hilo entrada / salida	½ Nptf
Símbolo hidráulico	

[Ver fig. 3.6].

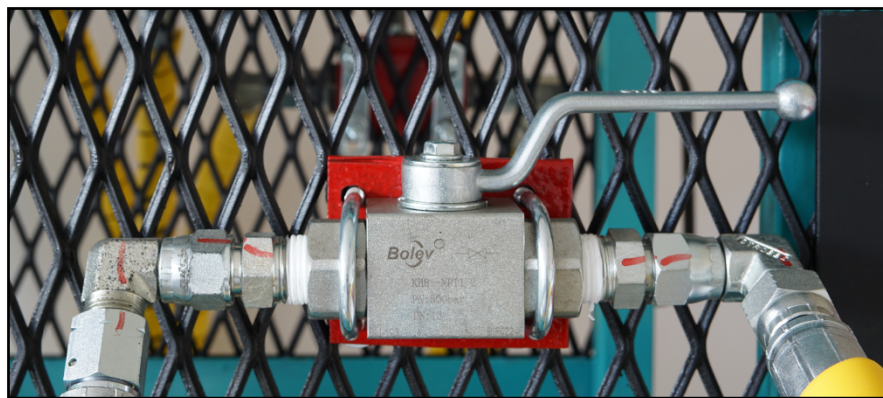
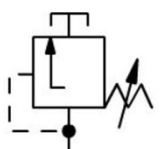


Fig. 3.6 Válvula de bola de alta presión.

3.7 Válvula reguladora de presión.

Función	Limitar la presión del circuito
Marca	Vickers
Tipo	Regulación de secuencia
Modelo	CT 06 / F 50
Presión máxima	3000 psi
Caudal volumétrico máximo	60 USgpm
Manómetro	Sí
Hilo entrada / salida / tanque	3/4 Nptf
Símbolo	

[Ver gráfico. 3.1].

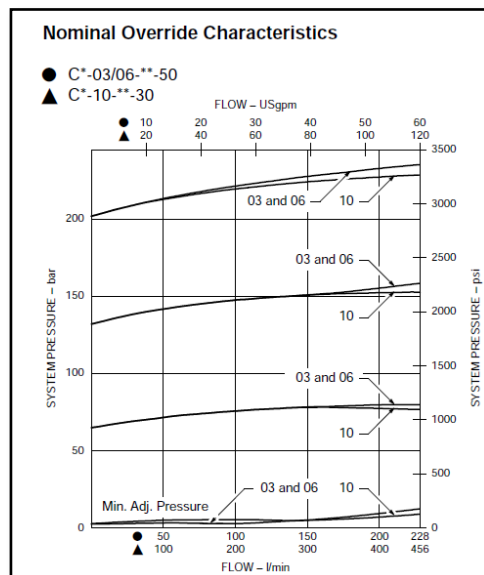


Gráfico 3.1 Comportamiento nominal de válvula de secuencia.

La válvula limitadora de presión es la encargada de fijar la presión máxima del circuito para evitar daños en piezas o flexibles por extrema presión constante o picos de presión. Además, permite ir variando la presión entre 1500 y 3000 psi a través de una perilla que actúa sobre un resorte, de acuerdo a los requerimientos. Este tipo de válvula también permite trabajar con circuitos en secuencia, es decir, una vez que el primer circuito llega a una presión determinada, se activa el segundo. [Ver fig. 3.7].

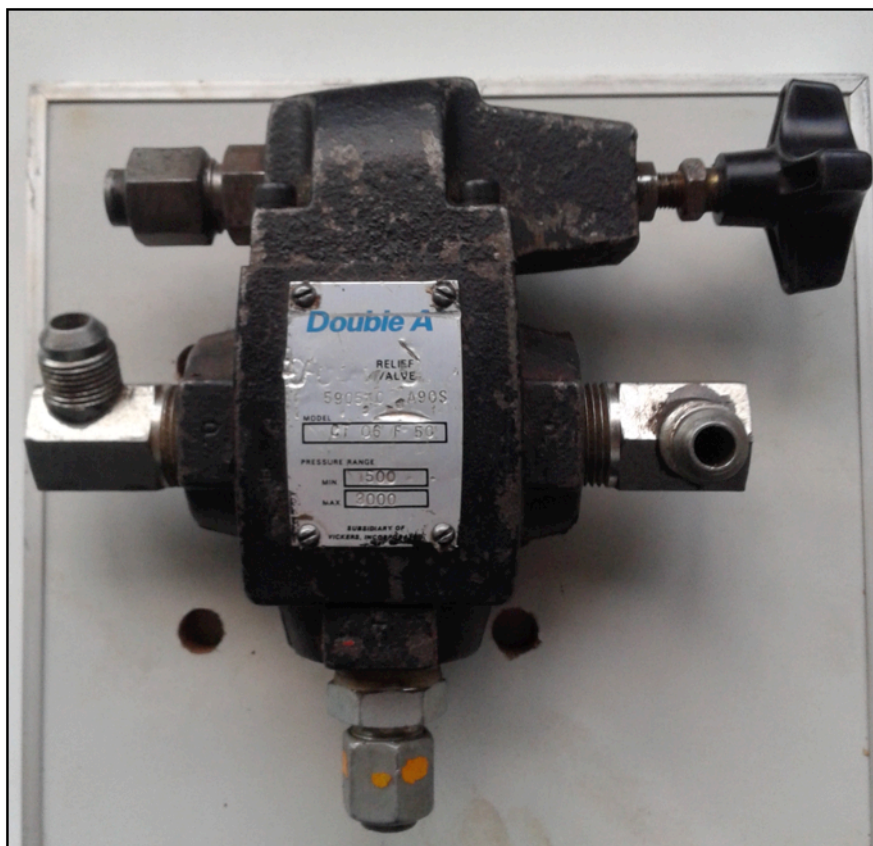
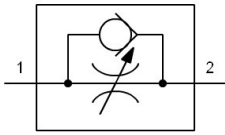


Fig. 3.7 Válvula reguladora de presión.

3.8 Válvula reguladora de caudal.

Función	Regular flujo en un solo sentido
Marca	Herion
Modelo	MU 10 HR 3013 1065
Tipo	Regulación manual
Presión máxima	350 bar / 5000 psi
Caudal máximo	20 USgpm
Hilo entrada / salida	3/8 Nptf
Símbolo hidráulico	

[Ver gráfico. 3.2].

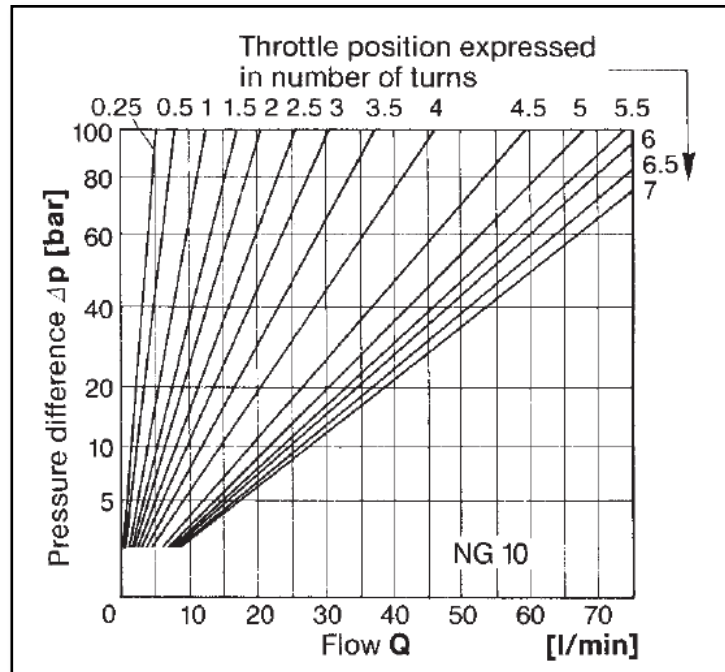
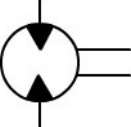


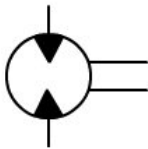
Gráfico 3.2 Caudal v/s posición de abertura.

3.9 Actuadores.

3.9.1 Motor Char – Lynn de lóbulos.

Marca	Eaton
Tipo	De lóbulos [caudal fijo]
Modelo / Serie	101 – 1027 – 009 / H
Caudal volumétrico	5.9 in ³ / rev - 97 cc / rev
Caudal máximo continuo	15 USgpm / 57 l/min
Caudal máximo intermitente	20 USgpm
Presión máxima	165 bar / 2400 psi
Línea de drenaje	No
Hilo A Y B	1/2 Nptf
Diámetro de eje	1", [con chavetero]
Revolución máxima	585 en flujo continuo
Torque máximo continuo	1368 lb-in
Torque máximo intermitente	1829 lb-in
Símbolo hidráulico	

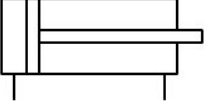
3.9.2 Motor Vickers de pistones axiales.

Marca	Vickers
Tipo	De pistones axiales [caudal fijo]
Modelo / Serie	MFE 19 / E
Caudal volumétrico	2.5 in ³ /rev - 41 cc/rev
Caudal máximo continuo	19 USgpm @ 1800 rpm
Presión máxima continua	210 bar / 3000 psi
Presión máxima intermitente	350 bar / 5000 psi
Línea de drenaje	Sí.
Hilo A / B	16 SAE MB
Tipo de eje	Estriado Z = 15
Símbolo hidráulico	

Éste es un motor de pistones axiales de caudal fijo y drenaje con capacidad de desplazamiento máximo de hasta 19 USgpm. En estos motores los pistones van dispuestos en la dirección del eje del motor. El fluido que entra por la base del pistón lo obliga a desplazarse hacia fuera producto de la descomposición de fuerzas que se ejercen en la cabeza del pistón que siempre se apoya sobre una superficie inclinada.

El conjunto de pistones logra ejercer una fuerza que obliga al desplazamiento del conjunto porta pistones, el cual gira solidariamente con el eje del motor.

3.9.3 Cilindro hidráulico de doble efecto.

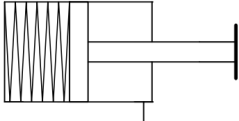
Marca	Cross Hydraulic
Tipo	De doble efecto
Presión máxima	172 bar / 2500 psi
Presión máxima intermitente	276 bar / 4000 psi
Carrera	8"
Camisa	2"
Diámetro de vástago	1 1/16"
Hilo entrada / salida	3/8 Nptf
Símbolo hidráulico	

[Ver fig. 3.8].



Fig. 3.8 Cilindro hidráulico de doble efecto.

3.9.4 Freno hidráulico de simple efecto.

Función	Mantener frenado el actuador
Marca	Ausco
Modelo	75255
Tipo	De discos múltiples secos de fricción
Presión máxima continua	Menor a 35 bar / 500 psi
Presión mínima de liberación	14 bar / 200 psi [ajustable]
Eje	Estriado Z = 15
Hilo entrada	1/8 SAE MB
Símbolo hidráulico	

El freno de discos múltiples secos de fricción se utiliza mayormente en circuitos de seguridad para evitar movimientos bruscos o repentinos. Tiene un pistón interno de simple efecto que, al recibir un flujo de aceite con una presión determinada, comprime unos resortes que hacen que se separen los discos de fricción de los discos separadores y se libere el eje central. Mientras el freno no reciba presión de aceite, éste permanecerá frenado. [Ver fig. 3.9].

ÍTEM	DESCRPCIÓN	CANT
1	EMPAQUETADURA	2
2	TAPÓN	2
3	BASE CARCASA	1
4	PASADOR GUÍA	2
5	PLATO GUÍA DE RESORTES	1
6	RESORTE COMPRESIÓN INT.	6
7	RESORTE COMPRESIÓN EXT.	6
8	EJE	1
9	RODAMIENTO	1
10	RETÉN DE EJE	1
11	SEGURO DE RETENCIÓN INTERIOR	1
12	DISCO FIJO PRIMARIO	1
13	DISCOS GIRATORIOS	4
14	DISCOS SEPARADORES FIJOS	4
15	EMPAQUETADURA INTERIOR	1
16	RESPALDO SELLO EXTERIOR	1
17	ORING EXTERIOR PISTÓN	1
18	PISTÓN	1
19	ORING INTERIOR PISTÓN	1
20	RESPALDO SELLO INTERIOR	1
21	TAPA CARCASA	1

Tabla descriptiva.

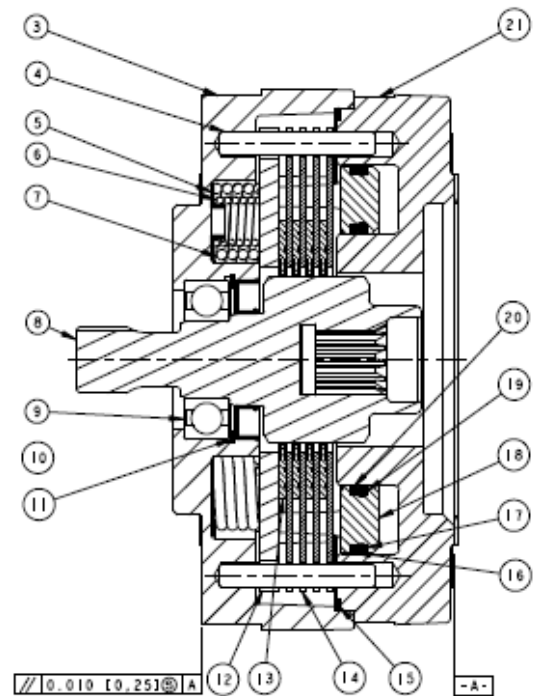


Fig. 3.9.2 Vista de freno en corte

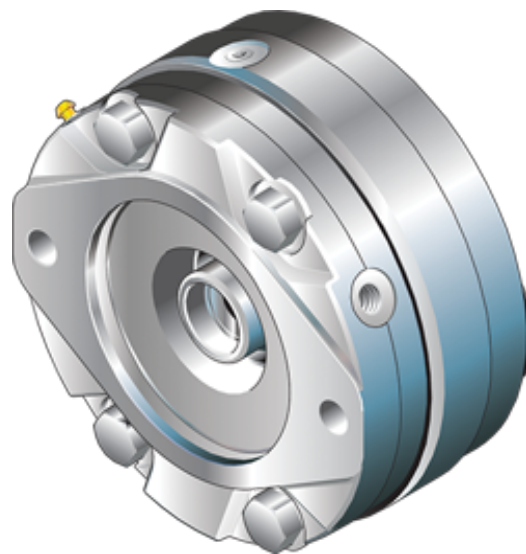


Fig. 3.9 Freno Ausco Mod. 75255.

3.10 Enfriador hidráulico.

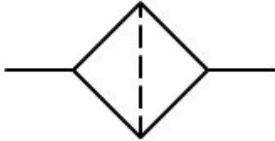
Marca	Hydac
Material de construcción	Aluminio [Al]
Caudal máximo	21 USgpm / 80 lpm
Soportes de amortiguación	Sí.
Tipo	Tiro forzado [aire]
Símbolo hidráulico	

3.11 Aspa de ventilador.

Marca	Toyota
Material de Construcción	Plástico con centro de aluminio
Tipo de Acople	Mecánico [centrado por chavetero]
Eje	Fabricado
Símbolo hidráulico	

3.12 Unidades de filtrado.

3.12.1 Filtro hidráulico de línea de retorno.

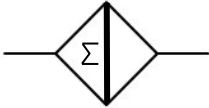
Función	Absorber partículas contaminantes del fluido
Marca	Baldwin
Eficiencia	95 %
Válvula by-pass	Sí [abre a los 40 psid]
Tipo	Spin On [unidad roscada] 40 micras
Presión máxima	35 bar / 500 psi
Hilo entrada / salida	3/4 Nptf
Símbolo hidráulico	

[Ver fig. 3.10].



Fig. 3.10 Unidad de filtro de retorno.

3.12.2 Filtro magnético de línea de drenaje.

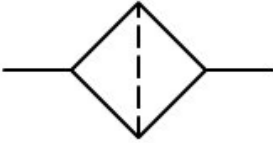
Función	Adherir partículas metálicas del fluido
Marca	Magnum
Eficiencia	50 %
Válvula by-pass	No
Tipo	Magnético [desarmable y lavable]
Modelo	IL 04702 SU
Presión máxima	90 bar / 1312 psi
Hilo entrada / salida	1.1/16 – 12 UN-2B SAE ORING
Símbolo hidráulico	

[Ver fig. 3.11].



Fig. 3.11 Filtro magnético Magnum.

3.12.3 Filtro de succión hidráulico.

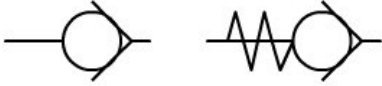
Función	Absorber partículas contaminantes del fluido antes que ingresen a la bomba
Marca	Baldwin
Eficiencia	85 %
Válvula by-pass	No
Tipo	De malla metálica [140 micras]
Modelo	XXX
Hilo salida	1/2 BSP
Símbolo hidráulico	

[Ver fig. 3.12].



Fig. 3.12 Filtro de succión de malla metálica.

3.13 Válvula anti retorno.

Función	Permitir flujo sólo en un sentido
Marca	Walvoil
Presión inicio abertura	0.5 bar / 7.3 psi
Caudal volumétrico máximo	15 USgpm / 60 l/min
Hilo entrada / salida	G 12
Símbolo hidráulico	

[Ver gráfico. 3.3].

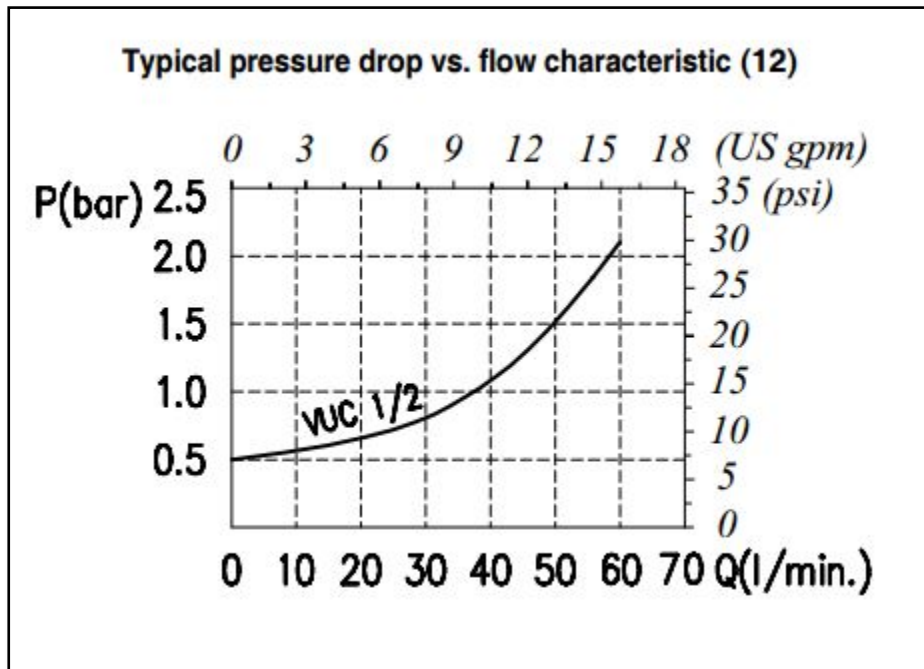



Gráfico 3.3 Presión v/s caudal.

3.14 Tablero de control eléctrico.

Función	Controlar eficientemente el encendido y apagado del banco de ensayos
Marca	Panel fabricado localmente
Parada de emergencia	Sí 
Botón de encendido	Sí
Botón de apagado	Sí
Fusible automático	Sí

[Ver fig. 3.13].



Fig. 3.13 Tablero de control eléctrico y cable de alimentación.

Capítulo 4 Sugerencias de laboratorios.

4.1. Calcular el volumen teórico de aceite requerido para el desplazamiento del vástago del cilindro hidráulico de doble efecto tanto para la carrera de salida como para la carrera de entrada.

$$V_s = \left[\frac{\pi * D_1^2}{4} \right] \times L \qquad V_e = \left[\frac{\pi * (D_1^2 - D_2^2)}{4} \right] \times L$$

Donde:

V_s = volumen teórico de aceite para la salida completa del vástago del cilindro en cm^3 .

V_e = volumen teórico de aceite para la entrada completa del vástago del cilindro en cm^3 .

D_1 = diámetro de la camisa en centímetros [cm].

D_2 = diámetro del vástago en centímetros [cm].

L = carrera del vástago en centímetros [cm].

V = volumen expresado en cm^3 .

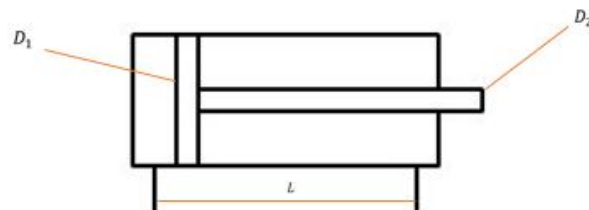


Fig. 4.1 Esquema hidráulico de cilindro de doble efecto.

4.2. Calcular la diferencia de caudal volumétrico para la carrera de salida del cilindro hidráulico de doble efecto, con la válvula reguladora de caudal abierta al mínimo y al máximo.

$$Q_{vs} = \frac{V_s}{t} = \frac{[\pi * R^2] * L}{t} \qquad Q_{ve} = \frac{V_e}{t} = \frac{[\pi * (R^2 - r^2)] * L}{t}$$

$$Q_{vrs} = \frac{Q_{vs}}{\eta} \qquad Q_{vre} = \frac{Q_{ve}}{\eta}$$

Donde:

Q_{vs} = caudal volumétrico teórico de la carrera de salida.

Q_{ve} = caudal volumétrico teórico de la carrera de entrada.

Q_{vrs} = caudal volumétrico de la carrera de salida real.

Q_{vre} = caudal volumétrico de la carrera de entrada real.

V_s = volumen teórico de aceite requerido para la salida completa del vástago en litros [l].

V_e = volumen teórico de aceite requerido para la entrada completa del vástago en litros [l].

L = largo de carrera en centímetros [cm].

t = tiempo en segundos [s].

R = radio del pistón en centímetros [cm].

r = radio del vástago en centímetros [cm].

η = rendimiento volumétrico del cilindro [0.95] [Ref. José Roldán Vilora].

NOTA = El caudal volumétrico [Q_v] se puede expresar en m^3/s , l/s , l/min .

4.3. Verificar las velocidades de entrada y salida del vástago del cilindro hidráulico de doble efecto con la válvula de flujo abierta al mínimo y al máximo.

Para ello se sabe que:

$$Q = \frac{V}{t} = \frac{A * L}{t} = A * v$$

$$v = \frac{Q}{A}$$

$$A = \left[\frac{\pi * D_1^2}{4} \right]$$

$$A'' = \left[\frac{\pi * (D_1^2 - D_2^2)}{4} \right]$$

$$v_s = \frac{Q_{vrs}}{A}$$

$$v_e = \frac{Q_{vre}}{A''}$$

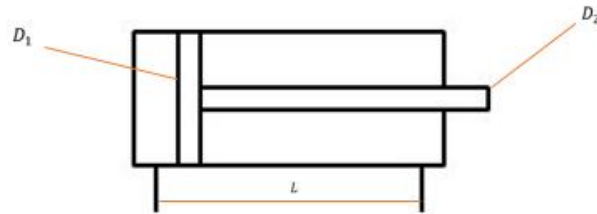


Fig. 4.2 Esquema hidráulico de cilindro de doble efecto.

Donde:

A = superficie pistón lado salida en metros cuadrados [m^2].

A'' = superficie pistón lado entrada en metros cuadrados [m^2].

Q_{vrs} = caudal volumétrico real de la carrera de salida en metro cúbico por segundo m^3/s .

Q_{vre} = caudal volumétrico real de la carrera de entrada en metro cúbico por segundo m^3/s .

v_s = velocidad de salida del vástago en metros por segundos m/s.

v_e = velocidad de entrada del vástago en metros por segundos m/s.

V_s = volumen teórico de aceite requerido para la salida en metros cúbicos [m^3].

V_e = volumen teórico de aceite requerido para la entrada en metros cúbicos [m^3].

D_1 = diámetro pistón en metros cuadrados [m^2].

D_2 = diámetro de vástago en metros cuadrados [m^2].

4.4. Calcular la fuerza teórica de entrada y de salida del vástago del cilindro de doble efecto con una presión del sistema de 500 psi.

$$F_s = p * A$$

$$F_e = p * A''$$

$$A = \left[\frac{\pi * D_1^2}{4} \right]$$

$$A'' = \left[\frac{\pi * (D_1^2 - D_2^2)}{4} \right]$$

$$F_s = \frac{0.875 * (D_1^2 * p)}{10^4} \text{ [kN]}$$

$$F_e = \frac{0.875 * (D_1^2 - d_2^2) * p}{10^4} \text{ [kN]}$$

Donde:

F_s = fuerza de carrera de salida [compresión] en kilo Newton [kN]

F_e = fuerza de carrera de entrada [tracción] en kilo Newton [kN]

D_1 = diámetro del pistón en milímetros [mm].

D_2 = diámetro del vástago en milímetros [mm].

p = presión del servicio en bar [bar].

A = área del pistón del lado de salida en milímetros cuadrados [mm^2].

A'' = área del pistón del lado de entrada en milímetros cuadrados [mm^2].

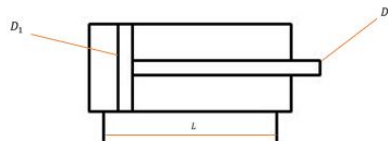


Fig. 4.3 Esquema hidráulico de cilindro de doble efecto.

4.5. Estudiar el cilindro hidráulico de doble efecto en régimen regenerativo y determinar las fuerzas de salida y de entrada del vástago y sus velocidades de acuerdo a parámetros preestablecidos en los ejercicios anteriores y comparar los resultados.

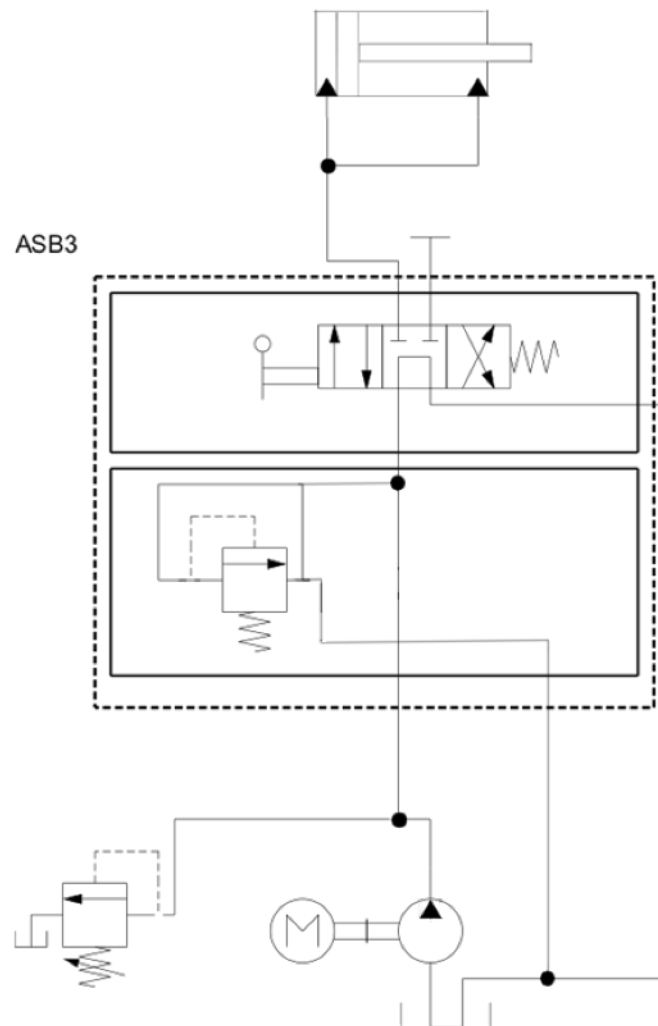


Fig. 4.4 Circuito regenerativo de un cilindro de doble efecto.

4.6. Comparar la variación de flujo de la línea de drenaje del motor hidráulico Vickers entre un régimen de carga mínima y un régimen de carga máxima.

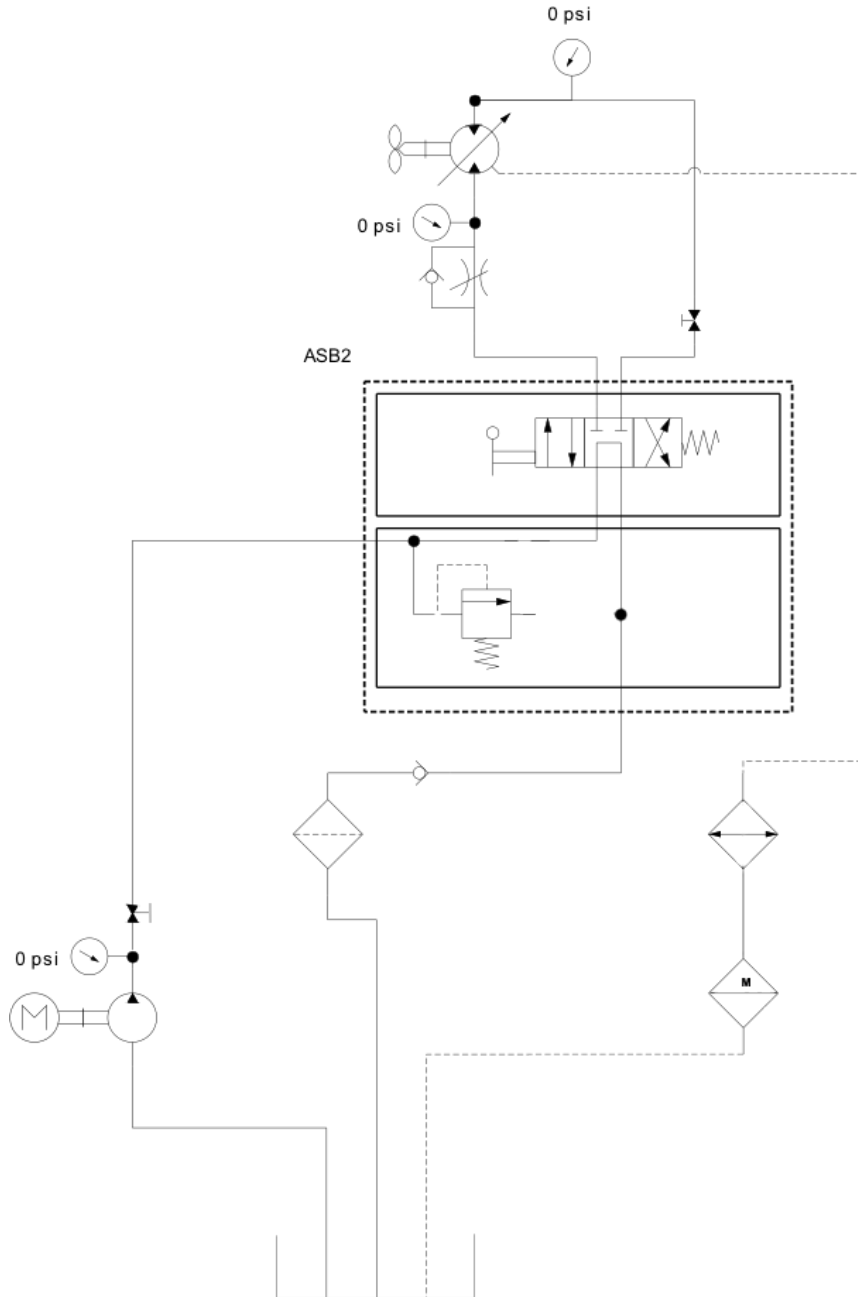


Fig. 4.5 Esquema de línea de trabajo del motor Vickers.

4.7. Calcular el desplazamiento volumétrico teórico de la bomba de engranajes externos de caudal fijo por revolución.

La fórmula simplificada que se muestra abajo es válida para este cálculo y está desarrollada en el anexo 6.

$$V = \frac{[D^2 - d^2] \times h \times \pi}{4}$$

Donde:

V	= desplazamiento volumétrico	$[cm^3/rev]$
D	= diámetro exterior del piñón	$[cm]$
d	= diámetro primitivo del piñón	$[cm]$
h	= altura de los piñones	$[cm]$

CONCLUSIONES

La visión constante del departamento de ingeniería mecánica de estar mejorando y actualizando sus laboratorios, sumado a la implementación de una nueva malla curricular, hicieron emerger la propuesta de reacondicionar el banco de ensayos del laboratorio de oleohidráulica basado en un seminario de título. El presente trabajo se ha dedicado al estudio de cómo se llevó a cabo este reacondicionamiento.

Éste proyecto de reacondicionamiento e implementación del banco de ensayos incluyó en el diseño de los nuevos circuitos a los componentes antiguos y a los recientemente adquiridos cumpliendo así, con un objetivo inicial propuesto. En la misma línea se puede decir que se mejoró la estructura base dándole más resistencia y al mismo tiempo obteniendo una mejor estética.

Que todos los componentes y accesorios estén a la vista y sean de fácil acceso, ayuda a una mejor asociación y comprensión de los elementos que conforman un circuito hidráulico, garantizando a los alumnos familiarizarse de forma más didáctica e interactiva con sistemas hidráulicos utilizados en el área industrial.

La evaluación minuciosa de todos los componentes permite, por una parte asegurar que, la bomba de engranajes y que el motor de lóbulos son los elementos más críticos del circuito. Por otra parte se puede suponer que, el resto de los componentes tendrán rendimientos que les permitirán trabajar por muchas horas.

El banco de ensayos reacondicionado aún tiene muchas posibilidades para seguir incrementando su capacidad técnica, ya sea con nuevos circuitos, componentes, accesorios o instrumentos de medición.

El estudio y desarrollo de algunos cálculos simples permiten, confirmar que el tanque hidráulico tiene una capacidad muy inferior a la requerida. [Ver anexo 6].

Que el departamento de ingeniería mecánica disponga de una herramienta didáctica como esta en sus laboratorios, es sin lugar a duda, una gran ventaja para sus estudiantes.

BIBLIOGRAFÍA

1. Manuales Rexroth.
Editorial Manesmann Rexroth GmbH
2° Edición 1991.
2. Manesmann Rexroth.
Ficha Técnica Motor Mcr 15 Serie 3x
1994.
3. Neumática, Hidráulica Y Electricidad Aplicada, José Roldán Vilorio.
Thomson Editores Spain / Paraninfo Sa.
10° Edición 1989
4. Hidráulica De Los Canales Abiertos
Autor Vente Chow
1982 Isbn 968-13-1327-5
5. Diccionario Hidráulico Strobbe
6. Catálogo De Productos De Filtración Schroeder
Schroeder Industries Llc
The Filter Company
7. Master Catalogue 2010
Balflex Portugal Sa.

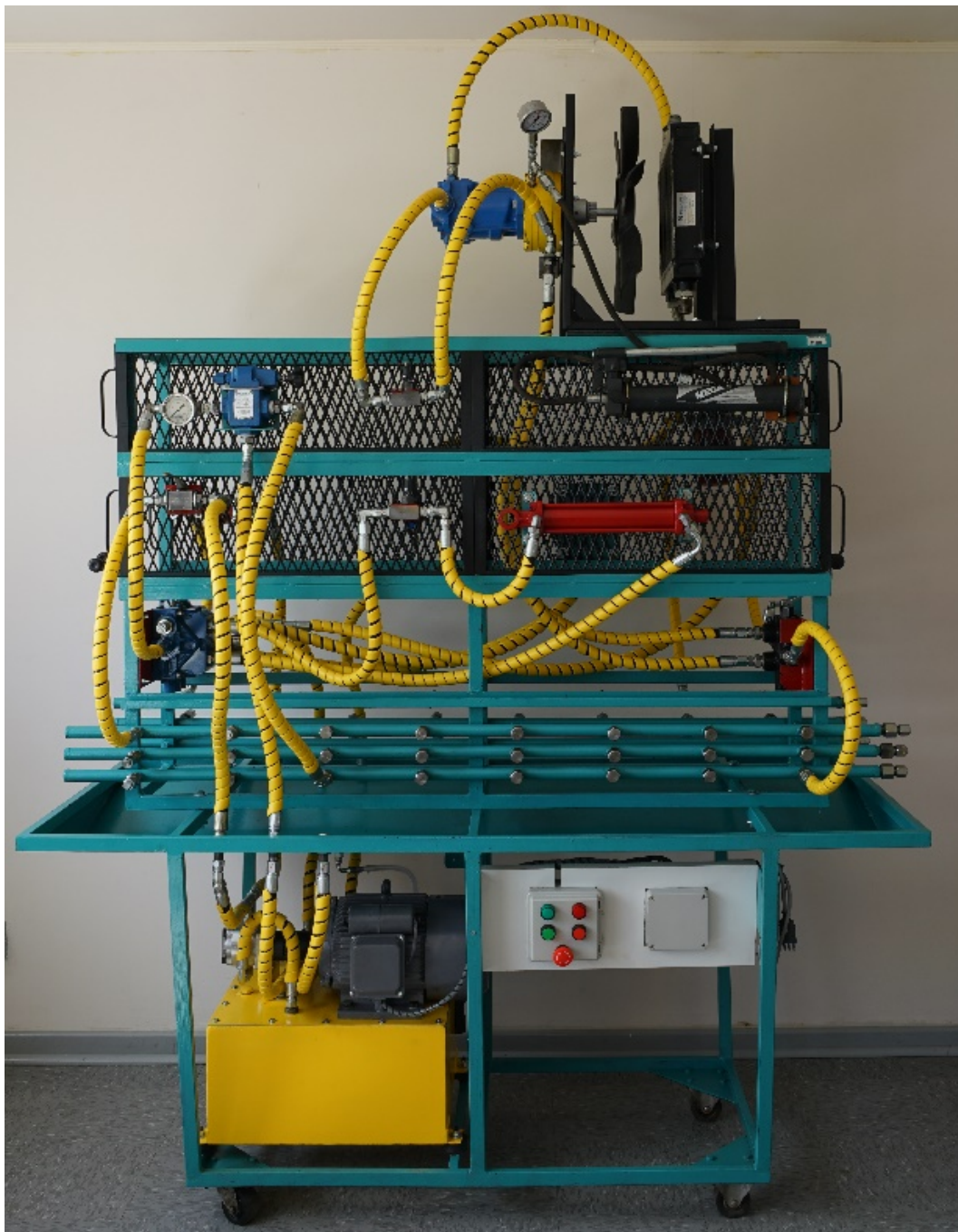
LINCOGRAFÍA

1. danfoss.com
2. www.crosshydraulics.com.au
3. www.eaton.com
4. www.herion-systemtechnik.de

ANEXOS

Items	Página
Anexo 1. Vista frontal del banco de ensayos reacondicionado	54
Anexo 2. Vista posterior del banco de ensayos reacondicionado	55
Anexo 3. Sugerencias de mejoramiento del banco para el futuro.....	56
Anexo 4. Cálculo del desplazamiento por revolución de la bomba.....	58
de engranajes.	
Anexo 5. Cálculo del volumen requerido para la carrera de salida.....	59
del cilindro de doble efecto.	
Anexo 6. Cálculo del volumen mínimo requerido para el tanque.....	60
hidráulico del circuito.	

Anexo 1. Vista frontal del banco de ensayos reacondicionado.



Anexos Fig. 1 Vista frontal banco de ensayos.

Anexo 2. Vista posterior del banco de ensayos reacondicionado.



Anexos Fig. 2 Vista posterior banco de ensayos.

Anexo 3. Sugerencias de mejoramiento del banco de ensayos para el futuro.

1. Aumentar la versatilidad del banco de ensayos instalando una bomba doble o triple que asegure la alimentación de distintos circuitos al mismo tiempo.
2. Aumentar la eficiencia de filtración del circuito instalando un filtro en la línea de presión de 20 micras.
3. Adquirir instrumentos de mediciones, tales como flujómetro, termómetros, manómetros diferenciales, contador de partículas etc.
4. Adquirir más componentes hidráulicos, tales como cilindros, motores, válvulas distribuidoras de diferentes configuraciones, válvulas reguladoras de presión, válvulas reguladoras de caudal, etc.
5. Adaptar el programa Automation Studio que posee el departamento de mecánica de la Universidad para trabajar con el banco de ensayos, pudiendo por ejemplo, simular los problemas de laboratorios.
6. Complementar el trabajo del banco de ensayos incorporando programas de automatización con PLC.
7. Identificar los accesorios y componentes para una mejor imagen y comprensión.
8. La condición ideal de un banco de ensayos es tener todos los elementos que lo componen de un mismo fabricante, por lo tanto, la sugerencia es comenzar a gestionar una alianza estratégica involucrando a una compañía en la formación de futuros ingenieros.

9. Realizar un minucioso seguimiento del rendimiento de los componentes del banco de ensayos, sobre todo los más críticos, para poder anticiparse a una posible falla.
10. En la medida que sea posible reemplazar el tanque de aceite hidráulico por uno de capacidad adecuada para los requerimientos de la bomba hidráulica.
11. Instalar una válvula reguladora de presión en la línea de salida de la bomba de engranajes, para así, resguardar el riesgo que cierren al mismo tiempo ambas válvulas de bola ubicadas en las líneas de salida.

Anexo 4. Cálculo del desplazamiento por revolución de la bomba de engranajes.

Datos.

Diámetro exterior engranaje D = 37 mm

Diámetro primitivo d = 25 mm

Altura engranaje h = 28 mm

$$V = \frac{[(D^2) - (d^2)] \times h \times \pi}{4}$$

$$V = \frac{[(3.7^2) - (2.5^2)] \times 2.8 \times 3.1415}{4}$$

$$V = \frac{[(13.69) - (6.25)] \times 2.8 \times 3.1415}{4}$$

$$V = \frac{[7.44] \times 2.8 \times 3.1415}{4}$$

$$V = \frac{65.44}{4} \quad V = 16.36 \text{ cm}^3 / \text{rev}$$

Anexo 5. Cálculo del volumen requerido para la carrera de salida del cilindro de doble efecto.

Datos

Diámetro de pistón	D = 2 "	= 5.08 cm
Carrera pistón	L = 8 "	= 20.32 cm

$$V_S = \left[\frac{\pi * D_1^2}{4} \right] x L$$

$$V_S = \frac{\pi * [5.08 \text{ cm}]^2 x 20.32 \text{ cm}}{4}$$

$$V_S = \frac{\pi * 25.80 \text{ cm}^2 x 20.32 \text{ cm}}{4}$$

$$V_S = \frac{1646.99 \text{ cm}^3}{4}$$

$$V_S = 411.74 \text{ cm}^3$$

$$V_S = 0.411 \text{ l}$$

Anexo 6. Cálculo del volumen mínimo de aceite hidráulico requerido para el tanque del circuito.

Por tabla se conoce que el volumen mínimo requerido para un tanque hidráulico será tres veces la capacidad máxima de la bomba de acuerdo a las rpm máximas del motor.

Por tanto, se sabe por el cálculo desarrollado en el anexo 4 que el desplazamiento por revolución entregado por la bomba de engranajes es:

$$V = 16.36 \text{ cm}^3 / \text{rev}$$

Además se sabe que el motor eléctrico gira a : 1440 rpm.

Entonces queda :

$$\text{Volumen requerido} = 3 \times [16.36 \text{ cm}^3 / \text{rev} \times 1440 \text{ rpm}]$$

$$\text{Volumen requerido} = 70,675.5 \text{ cm}^3$$

$$\text{Volumen requerido} = 70,6 \text{ L}$$