

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



**DISEÑO DEL SISTEMA OLEO HIDRÁULICO DE UN BANCO
DE PRUEBAS PARA BOMBAS OLEO HIDRÁULICAS DE
DESPLAZAMIENTO POSITIVO, DE 5 HASTA 200 CM³ POR
REVOLUCIÓN Y 345 BAR DE PRESIÓN MÁXIMA.**

INFORME DE SUFICIENCIA

**PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:
INGENIERO MECANICO**

NESTOR EMERSON DIAZ LUNA

PROMOCION 2011-II

LIMA-PERU

2014

DEDICATORIA

En memoria de mi padre José Guillermo, quien fue, es y será mi ejemplo de vida.

Con todo el amor y cariño para la persona que nunca me abandona y cree en mí, mi madre, Amanda Delya.

CONTENIDO

Prólogo	1
Capítulo 1: Introducción	3
1.1. Antecedentes.....	3
1.2. Objetivo.....	3
1.3. Justificación.....	4
1.4. Alcance.....	5
Capítulo 2: Conceptos generales sobre sistemas oleo hidráulicos	6
2.1. Generalidades.....	6
2.2. Potencia de fluidos.....	6
2.2.1. Hidráulica.....	6
2.2.2. Sistema hidráulicos de potencia.....	8
2.2.3. Fluidos en sistemas hidráulicos de potencia.....	10
2.2.4. Circuito oleo hidráulico.....	13
2.3. Sistemas oleo hidráulicos.....	13
2.3.1. Ley de Pascal.....	13
2.3.2. Componentes de los circuitos oleo hidráulicos.....	14
2.3.2.1. Bombas oleo hidráulicas.....	15
2.3.2.2. Análisis de bombas oleo hidráulicas.....	17
2.3.2.3. Motores oleo hidráulicos.....	29

2.3.2.4.	Análisis de motores oleo hidráulicos.....	30
2.3.2.5.	Válvulas oleo hidráulicas.....	35
2.3.2.6.	Análisis de válvulas oleo hidráulicas.....	36
2.3.2.7.	Líneas de transmisión oleo hidráulicas.....	42
2.3.2.8.	Perdidas en las líneas de transmisión.....	45
2.3.2.9.	Accesorios.....	48
Capítulo 3:	Identificación del problema.....	51
3.1.	Antecedentes.....	51
3.2.	Planteamiento del diseño.....	51
3.3.	Definición de la carga requerida.....	53
3.3.1.	Carga máxima requerida.....	54
3.3.2.	Carga mínima requerida.....	54
3.4.	Requerimientos del sistema.....	55
Capítulo 4:	Diseño del sistema oleo hidráulico.....	57
4.1.	Generalidades.....	57
4.2.	Sistema principal.....	54
4.2.1.	Determinación del circuito oleo hidráulico.....	57
4.2.2.	Selección de componentes.....	59
4.2.2.1.	Selección de motor.....	60
4.2.2.2.	Selección de bomba.....	61
4.2.3.	Cálculo de pérdidas.....	62
4.2.3.1.	Primer caso.....	62
4.2.3.2.	Segundo caso.....	71
4.2.3.3.	Perdidas de potencia y flujo.....	75
4.2.4.	Selección de enfriador.....	75

4.2.5. Calculo de reposición de pérdidas de flujo.....	78
4.2.6. Selección de válvula y orificio de derivación.....	80
4.2.7. Selección de dispositivo de control.....	85
4.2.8. Selección de filtro.....	86
4.2.9. Dimensionamiento de tanque de almacenamiento de aceite...	87
4.3. Sistema de prueba.....	88
4.3.1. Selección de válvula de carga.....	89
4.3.2. Selección de instrumentos de medición.....	90
4.3.3. Dimensionamiento de tanque de almacenamiento de aceite...	92
4.3.4. Disposición final y listado de componentes.....	93
4.4. Calculo de líneas de conducción de aceite.....	94
4.5. Operación y seguridad.....	96
Capítulo 5: Estructura de costos.....	98
5.1. Introducción.....	98
5.2. Costos directos.....	98
5.3. Costos indirectos.....	99
Conclusiones.....	101
Recomendaciones.....	103
Bibliografía.....	104
Planos.....	106
Anexos.....	110

PROLOGO

El presente informe de sustentación para la obtención del título de ingeniero mecánico, desarrolla el proceso de cálculo para el diseño del sistema oleo hidráulico de un banco de pruebas, el cual puede ser usado para validar el estado operativo de bombas oleo hidráulicas con desplazamientos positivos que van desde 5 cm³ a 200 cm³ por revolución.

El capítulo 1, contiene los antecedentes, el objetivo, la justificación y el alcance del informe.

En el capítulo 2, se recopiló información, tales como, libros de texto sobre potencia de fluidos (Fluid Power), como también, trabajos realizados en el campo de diseño oleo hidráulico y el uso de sistema hidrostáticos. Esta data permitió el desarrollo del marco teórico desarrollado en este capítulo.

El planteamiento del diseño es desarrollado en el capítulo 3, indicando las características del sistema, así como también, las cargas requeridas de torque y potencia necesarios para garantizar el funcionamiento del banco para la prueba de las bombas en todo el rango descrito en el título del informe.

Los cálculos de los parámetros de funcionamiento y selección de los componentes son desarrollados en el capítulo 4. Primero, se determinó los componentes mínimos necesarios para el sistema, luego se analizó las pérdidas de flujo y potencia del

sistema a las máximas revoluciones por minuto requeridas, a continuación se dimensiono el sistema auxiliar de enfriamiento y de reemplazo de flujo calculado previamente, finalmente se determinó los puntos de mediciones y componentes auxiliares del sistema de prueba.

Adicionalmente, a fin de dar a conocer la magnitud de la inversión necesaria para la construcción del diseño, se presenta en el capítulo 5, la estructura de costos directos e indirectos aproximada. Esta información permitirá a empresas interesadas en el diseño, a materializarlo, de esa forma contribuiría al desarrollo del mantenimiento oleo hidráulico en la industria peruana.

CAPITULO 1

INTRODUCCION

1.1. Antecedentes

Los Bancos de prueba para componentes oleo hidráulicos eran inicialmente contruidos con partes de la maquina a la cual se le daba servicio, simplemente con la idea de probar el componente luego de su reparación sin perjudicar la producción, sin seguir ningún protocolo ni sustento técnico, simplemente una comparación de parámetros reales y teóricos.

Actualmente los bancos de pruebas son módulos especialmente diseñados para estos trabajos, permitiendo así simular las condiciones de operación y registrar los parámetros, con lo cual nos permite validar la reparación del componente.

Junto al desarrollo de conceptos modernos de mantenimiento, los bancos de prueba evolucionaran, ya no solo para ser herramientas de validación, sino también de experimentación y desarrollo de nuevos sistemas oleo hidráulicos. Adicionalmente ofrecerá muchos beneficios a la formación de nuevos profesionales en el campo.

1.2. Objetivo

El presente informe de suficiencia tiene como objetivo, diseñar el sistema oleo hidráulico de un banco de pruebas para bombas oleo hidráulicas con capacidad de

desplazamiento de 5 cm³ hasta 200 cm³ por revolución y presión máxima de operación 345 bar, el cual pueda trabajar con un motor eléctrico. Donde sea posible monitorear la presión, la temperatura, el flujo, la potencia y la velocidad angular del eje. Con lo cual será posible determinar las curvas características de estas máquinas.

1.3. Justificación

Hace 10 años el mantenimiento de los sistemas oleo hidráulicos presentes en los diferentes tipos de industrias (minera, pesquera, agrícola, siderurgia) no era el más adecuado, netamente correctivo, y en muchos el cambio por piezas nuevas era la solución más viable con el fin de darle disponibilidad al equipo. Uno de los componentes más costosos de estos sistemas es la bomba, la cual es el corazón del sistema.

Con el pasar del tiempo el mantenimiento adquirió mejores prácticas y conceptos modernos (preventivo, predictivo), la necesidad de reducir los costos de mantenimiento llevo a las empresas a reparar los componentes en vez de cambiarlos. Este escenario ocasionó que apareciesen talleres de reparación de bombas y otras partes oleo hidráulicas, muchas empresas implementaron estas prácticas internamente.

Una vez finalizada la reparación no existía otra forma de averiguar si la bomba o el componente oleo hidráulico había quedado en buenas condiciones, más que probarlo en la misma máquina, restándole disponibilidad, ya que no se tenía datos técnicos que sustenten el estado operativo del componente. Es entonces cuando nace la necesidad de contar con un banco de pruebas.

Actualmente existen varios fabricantes de estos equipos fuera del país, y son pocas las empresas peruanas que hicieron esta importante inversión, con lo cual la

necesidad es ahora de contar con el diseño de un banco de pruebas que se pueda fabricar localmente reduciendo considerablemente la inversión y haciéndolo atractivo al mercado peruano.

1.4. Alcance

El diseño deberá ser capaz de conducir las cargas presentes en la prueba de las bombas del rango detallado, para ello se calcularán los parámetros de operación, los cuales permitirán seleccionar los componentes que integraran el sistema.

Se usará un motor eléctrico para la conducción del sistema, pero su selección no será parte del análisis.

A continuación se elaborará el plano oleo hidráulico del sistema junto con el listado de los materiales seleccionados y se estimara su costo total. Los accesorios de conexión no se seleccionarán, dado que dependen de la construcción del banco, sin embargo se especificarán los parámetros que contribuyan al buen funcionamiento del banco.

Finalmente, se determinará los puntos de ubicación de los sensores, los cuales medirán los parámetros detallados anteriormente y que nos permitirán graficar las curvas de operación de las bombas a prueba. De esta manera será posible determinar el estado operativo de estas máquinas contrastando con las gráficas provistas por el fabricante de la bomba.

CAPITULO 2

CONCEPTOS GENERALES SOBRE SISTEMAS OLEO HIDRAULICOS

2.1. Generalidades.

En el presente capitulo se repasara la base teórica de los sistemas oleo hidráulicos y sus componentes.

2.2. Potencia de fluidos.

El termino potencia de fluidos incluye la generación, control y aplicación efectiva de dicha potencia usando líquidos o gases, bombeados o comprimidos, con el propósito de entregar fuerza y así mover un mecanismo. Esta fuerza y movimiento puede estar bajo la forma de acciones tales como empujar, jalar, girar, sostener o conducir, por nombrar algunas. La potencia de fluidos incluye la hidráulica, la cual hace referencia a los líquidos, y la neumática, la cual hace referencia a los gases. El uso tanto de líquidos y gases es bastante similar, con diferencias en las propiedades físicas y por ende en su desenvolvimiento al transmitir potencia.

2.2.1 Hidráulica.

La palabra *hidráulica* proviene de la palabra griega que hace referencia al agua, y originalmente cubre el estudio del comportamiento físico del agua en

reposo y en movimiento. El uso amplió su significado incluyendo el comportamiento de todos los líquidos, aunque primordialmente se ocupa de los líquidos en movimiento.

La hidráulica incluye la manera en la cual los líquidos se comportan en tanques y cañerías, lidia con sus propiedades y explora la forma de tomar ventaja de estas.

2.2.1.1 Clasificación.

Cualquier dispositivo operado por un fluido hidráulico puede ser llamado dispositivo hidráulico, pero existe una diferencia entre los dispositivos que usan el impacto o cantidad de movimiento de un fluido y aquellos que operan por el empuje de un fluido confinado o bajo presión. Esto permite acceder a las siguientes sub-categorías para el campo de la hidráulica.

- ✓ Hidrodinámica, hace referencia a las características de un líquido en movimiento, especialmente cuando este impacta en un objeto entregando parte de su energía para desarrollar algún trabajo útil.
- ✓ Hidrostática, hace referencia a la energía potencial disponible en un líquido cuando este es confinado y presurizado. Esta energía potencial es también conocida como energía hidrostática, la cual es aplicada en la mayoría de los sistemas hidráulicos. Este campo de la hidráulica está regido por la Ley de Pascal.

Se puede concluir así, que la energía potencial del líquido bajo presión es convertida en movimiento mecánico en un dispositivo hidrostático mientras que la energía cinética del líquido en movimiento es convertida en energía mecánica en un dispositivo hidrodinámico.

2.2.2 Sistemas hidráulicos de potencia

Antes de definir a los sistemas hidráulicos de potencia, se abordará a los sistemas hidráulicos, su definición puede variar dependiendo del autor, pero es posible resumirlo en lo siguiente, un sistema hidráulico es aquel conjunto de dispositivos hidráulicos que con la ayuda de válvulas hidráulicas siguen una lógica de funcionamiento.

La base de la tecnología de estos sistemas hidráulicos es la conversión de energía mecánica en energía de fluido, entregar esta energía en un punto de uso, para luego volver a convertirla en energía mecánica. Ver figura 2.1



Figura 2. 1: Esquema de la transformación de la energía.

Dado que la energía, es definida como la capacidad de un cuerpo para realizar un trabajo dependiendo de su movimiento o configuración (*Energy is defined as the capacity of a body to do work by reason of its motion or configuration*) se puede redefinir el modelo usando trabajo de entrada y salida, para usos prácticos dividimos el trabajo mecánico entregado y obtenido del sistema hidráulico entre el tiempo de uso y se tendrá la potencia la cual se invierte en el sistema, y la potencia útil que se saca de él. Así se tendrá el modelo de la figura 2.2.

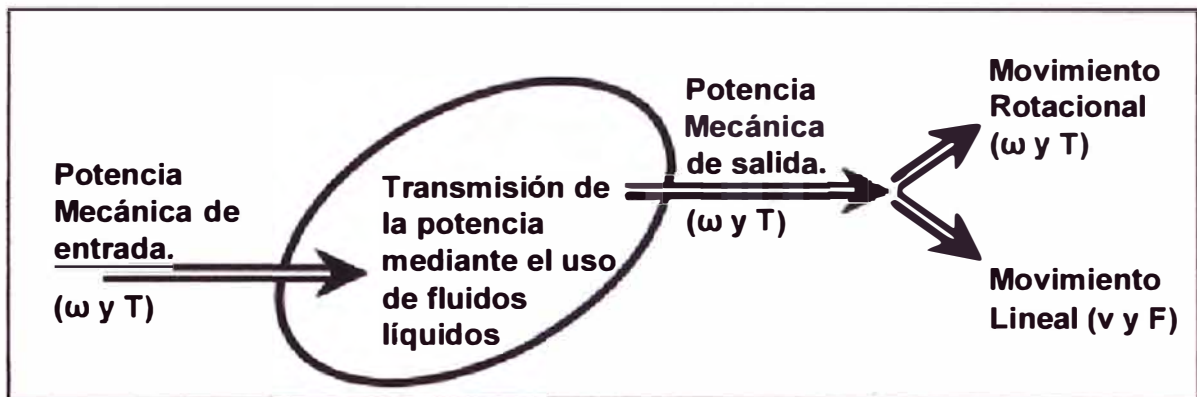


Figura 2. 2: Esquema de transmisión de potencia

Donde:

ω = Velocidad angular.
 T = Torque.
 V = Velocidad lineal.
 F = Fuerza.

Dicho modelo es el de un sistema hidráulico de potencia dado que la variable de control es la potencia, la cual es transmitida por el sistema.

2.2.2.1 Clasificación.

De la misma forma descrita anteriormente, dependiendo del tipo de dispositivo hidráulico usado estos pueden ser:

- Sistemas Hidrodinámicos de Potencia:** incrementan principalmente la energía cinética de los líquidos para transmitir potencia. Generalmente estos sistemas incluyen una bomba centrífuga, una turbina, y elementos de control adicionales. La aplicación de estos sistemas está limitada a movimientos rotativos.
- Sistemas Hidrostáticos de Potencia:** incrementan principalmente la energía potencial de los líquidos confinados o bajo presión. Estos sistemas son

bastamente usados en la industria general, maquinaria pesada móvil, aviones, controles de barcos, y otros. Este informe trata de estos sistemas hidrostáticos de potencia, los cuales comúnmente son conocidos simplemente como, *sistemas hidráulicos de potencia*. La figura 2.3 muestra la operación de estos sistemas.

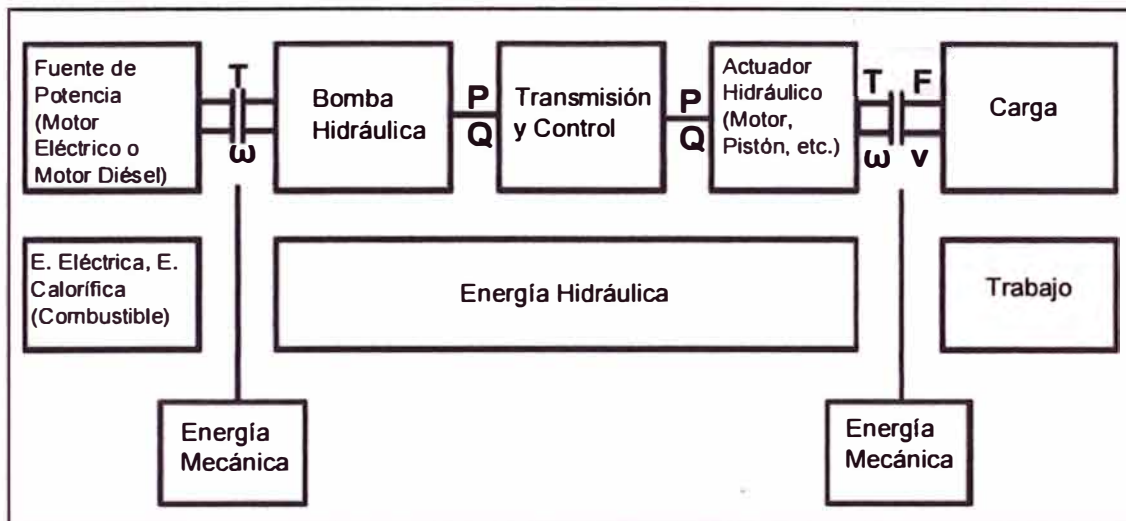


Figura 2. 3: Esquema de los sistemas oleo hidráulicos.

Donde:

- ω = Velocidad angular.
- T = Torque.
- V = Velocidad lineal.
- F = Fuerza.
- P = Presión.
- Q = Flujo.

2.2.3 Fluidos en sistemas hidráulicos de potencia.

La parte más importante de un sistema hidráulico de potencia es el fluido de trabajo, las características de este fluido, tiene una gran influencia en el performance y tiempo de vida del equipo, por lo tanto es muy importante usar un fluido de alta calidad y limpieza, para conseguir una alta eficiencia en la transmisión de potencia.

Principalmente tenemos cuatro funciones fundamentales.

1. Transmisión de potencia. La casi incompresibilidad de los líquidos, hace posible esta función en una gran medida. Figura 2.4.

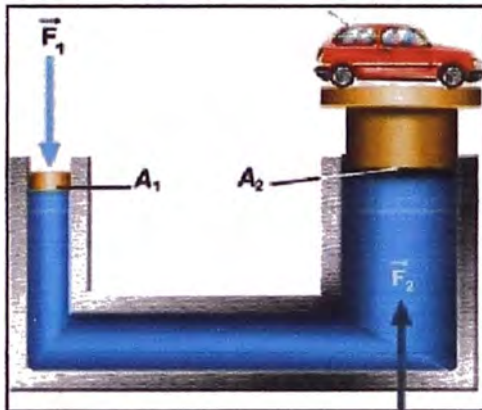


Figura 2. 4: Elevador hidráulico

2. Lubricación de las partes móviles. La función de lubricación minimiza la fricción presente entre dos superficies móviles en contacto, reduciendo así su desgaste.

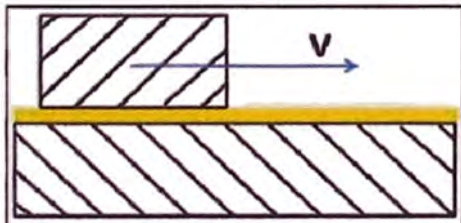


Figura 2. 5: Capa de aceite lubricando dos superficies móviles.

3. Sellado de la luz entre superficies móviles. El fluido presente en la luz de partes móviles sella, para no permitir el ingreso de sustancias ajenas al sistema y a su vez contener al fluido evitando desperdicio de potencia por fugas. Figura 2.6.

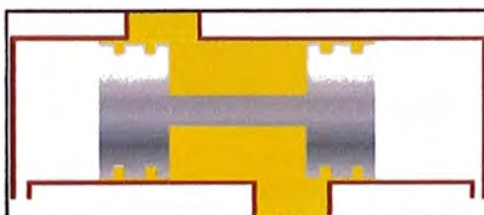


Figura 2. 6: Esquema interno de válvula oleo hidráulica

4. Disipación de calor. Capacidad de fluido para disipar calor, con el fin de enfriar el sistema. Figura 2.7.

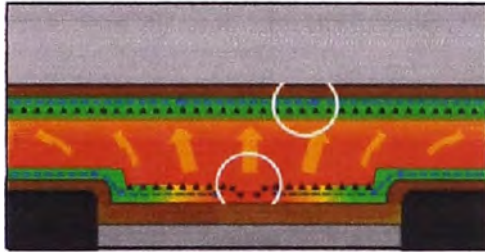


Figura 2. 7: Disipación del calor.

En un inicio este fluido fue el agua, el cual cumplía hasta cierta medida todas las funciones, sin embargo, cuando el uso de metales fue necesario para cumplir con altas presiones, el agua no fue una opción satisfactoria, es entonces cuando se optó por el uso de aceites, mejorando el rendimiento de los sistemas hidráulicos considerablemente. A continuación se indicará algunas diferencias entre el uso de aceites y agua en los sistemas hidráulicos, que en su mayoría usan aceites de base mineral, es decir derivados del petróleo. Ver tabla 2.1

Tabla 2. 1: Cuadro comparativo agua y aceite

	AGUA	ACEITE
TRANSMISION DE POTENCIA	Buena.	Mejor. Tiene una densidad menor que la del agua, esto genera menos pérdidas de presión y por ende de potencia.
LUBRICACION	Mala. Tiene una viscosidad baja, incrementando el desgaste por fricción.	Buena. Tiene una viscosidad ideal para lubricación
SELLADO	Mala. Dado que está relacionado a la viscosidad del fluido.	Buena. Del mismo modo al tener una mayor viscosidad que la del agua, sella de mejor forma
DISIPACION DE CALOR	Muy buena. Su capacidad de conducción térmica es de 4 a 5 veces mayor que la de los aceites.	Buena. Tiene una conductividad termia de 0.12 (W/m °C).

Cuando los sistemas hidráulicos usan aceite, toma el nombre de sistemas oleo hidráulicos (oleo hace referencia a aceite), los cuales trataremos en este informe para cumplir con el objetivo.

2.2.4 Circuito oleo hidráulico

Al igual que la definición de sistemas hidráulicos, este término suele ser tratado de distintas formas dependiendo del autor, en muchos casos suelen ser iguales, sin embargo, teniendo en cuenta la practica en el campo, podemos definir a los circuitos oleo hidráulicos como la representación gráfica y esquematizada de un sistema oleo hidráulico.

2.3. Sistemas oleo hidráulicos

Como se mencionó previamente, todos estos sistemas obedecen la ley de Pascal para transmitir potencia, y su lógica de funcionamiento obedece a la configuración del circuito oleo hidráulico y los componentes usados en él.

El dimensionamiento y la selección de los componentes del sistema oleo hidráulico, está regida bajo los requisitos de la aplicación, tomando en cuenta la eficiencia del sistema y la performance deseada, con el fin de proveer la mejor selección que satisfaga la necesidad presentada.

2.3.1 La ley de Pascal

En 1647 el físico francés Blaise Pascal publico la ley fundamental de la hidrostática, la cual revela la forma de trasmisión de potencia de los fluidos. Esta ley establece que la presión aplicada en un fluido confinado es transmitida sin disminución en todas las direcciones. Con lo cual se puede sentar las bases para la comprensión de la relación entre fuerza, presión y área, la cual matemáticamente puede ser expresado como.

$$Fuerza = Presion \times Area \quad (2.1)$$

$$Presion = \frac{Fuerza}{Area} \quad (2.2)$$

La presión transmitida actúa con igual fuerza y en dirección perpendicular a cada unidad de área del envase que contiene al fluido. El siguiente ejemplo ilustra lo expresado anteriormente.

Una botella es llenada con un líquido, el cual no es compresible. Una fuerza de 4 Kg es aplicada al tapón cuya área superficial expuesta a dicha fuerza es 3 cm². Si se asume que el área del fondo de la botella es 60 cm², se puede esperar, siguiendo la ley de Pascal, que la presión en la botella será como sigue:

$$P = \frac{4}{3} = 1,34 \text{ kgf/cm}^2 \quad (2.3)$$

Esta presión será transmitida sin variación a cada área de la botella. El fondo de la botella con un área de 60 cm² estará sujeta a una fuerza de:

$$F = P \times A = 1,34 \times 60 = 80,4 \text{ kgf} \quad (2.4)$$

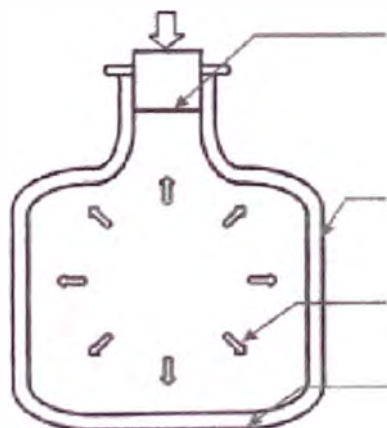


Figura 2. 8: Botella presurizada

Una fuerza de 4 kg es aplicada en el área de 3 cm².

Resulta en una fuerza de 1,3 kg en cada cm² de la pared del contenedor.

La botella es llenada con un líquido, el cual no es compresible.

Si el fondo tiene un área de 60 cm² esta recibe una fuerza de 80 kg.

2.3.2 Componentes de los circuitos oleo hidráulicos

Existen cuatro grandes grupos de componentes, los cuales dependiendo de su función en el sistema oleo hidráulico, pueden ser.

- a) Bombas o Intensificadores.
- b) Motores o Actuadores rotativos.
- c) Válvulas.
- d) Líneas de transmisión oleo hidráulicas
- e) Accesorios.

A continuación se detallará cada uno de ellos con sus tipos de componentes más usados.

2.3.2.1 Bombas oleo hidráulicas.

Son máquinas diseñadas para incrementar la energía del flujo que pasa a través de ellas, mediante la transformación de potencia mecánica en potencia de fluidos. Por el tipo de energía manejada principalmente, la cual es potencial, causada por un fluido confinado o bajo presión, estas bombas también son conocidas como hidrostáticas.

El propósito de estas máquinas es suplir flujo al sistema oleo hidráulico. La bomba no crea presión en el sistema, dado que esta es solo creada por la resistencia al flujo. Como la bomba entrega flujo, transmite fuerza al fluido, entonces cuando este flujo encuentra resistencia, esta fuerza es transformada en presión. Esta resistencia normalmente es trabajo cumplido por el sistema, pero también puede existir resistencia en las líneas que conducen el fluido y sus conectores como también en válvulas y accesorios del sistema.

El flujo suplido por las bombas es determinado por la cantidad de aceite que desplazan por revolución en su eje, en otras palabras producen flujo proporcionalmente a su desplazamiento y velocidad de su rotor, es por ello que se les conoce como bombas de desplazamiento positivo rotativas.

La operación por revolución del rotor (ver figura 2.9), resume los siguientes pasos:

1. Durante su expansión, la línea de succión es conectada a la cámara de bombeo. La expansión se desarrolla con presión manométrica negativa, forzando al aceite a ser succionado.
2. Cuando el volumen de la cámara alcanza su máximo valor, esta es separada de la línea de succión.
3. Durante el periodo de contracción, la cámara es conectada con la línea de descarga de la bomba. Es entonces cuando el flujo es desplazado de la bomba con la suficiente fuerza para vencer a la resistencia de su línea de descarga.
4. La entrega de flujo termina cuando la cámara alcanza su mínimo valor, para luego ser desconectada de la línea de descarga.

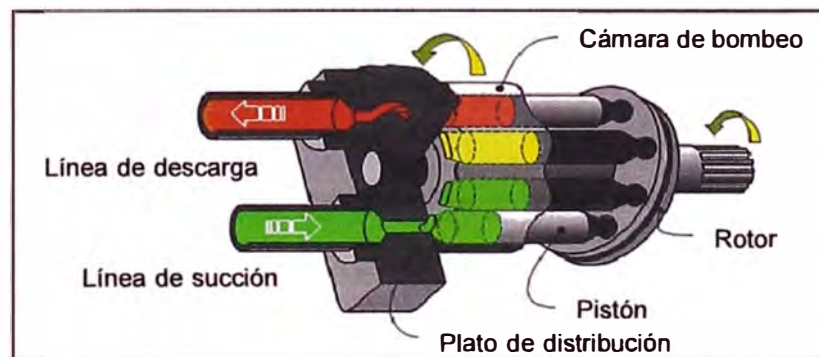


Figura 2. 9: Vista de sección de una bomba de pistones oleo hidráulica

La cantidad de trabajo entregado al sistema oleo hidráulico por la bomba, está en función de la cantidad de volumen desplazado y la presión de descarga.

$$\text{Trabajo} = \text{Presión} \times \text{Volumen} \quad (2.5)$$

Desde un punto de vista físico, es común relacionar al trabajo como la fuerza por la distancia.

$$\text{Trabajo} = \text{Fuerza} \times \text{Distancia} \quad (2.6)$$

Sin embargo siguiendo la Ley de Pascal, ecuación (2.2) y el cálculo de volumen desplazado.

$$\text{Volumen} = \text{Area de la sección desplazada} \times \text{Distancia desplazada} \quad (2.7)$$

De estas relaciones, despejando fuerza y reemplazando en la ecuación (2.6) podemos demostrar que.

$$\text{Trabajo} = \text{Presión} \times \text{Volumen} = \text{Fuerza} \times \text{Distancia} \quad (2.8)$$

Derivando la ecuación (2.8) con respecto al tiempo se tiene.

$$\text{Potencia} = \text{Presión} \times \text{Flujo} = \text{Fuerza} \times \text{Velocidad} \quad (2.9)$$

Esta relación es muy usada para calcular la potencia en sistemas oleo hidráulicos.

2.3.2.2 Análisis de bombas oleo hidráulicas.

Las bomba oleo hidráulica es el corazón del sistema oleo hidráulico, es muy importante para el diseño de estos sistemas, una correcta selección y dimensionamiento; influye favorablemente en la performance y la eficiencia del sistema.

2.3.2.2.1 Análisis de una bomba oleo hidráulica ideal

Las bombas normalmente son valoradas por su capacidad volumétrica, la cual es la cantidad de flujo que la bomba entrega en un intervalo de tiempo a una velocidad determinada de rotación de su rotor, en la práctica es expresada en galones por minuto (GPM) o en litros por minuto (LPM). El volumen desplazado por revolución depende del volumen máximo y mínimo de la cámara de bombeo, del número de cámaras de bombeo y del número de ciclos de bombeo por revolución del rotor. Como el volumen de la cámara de bombeo

depende de su geometría, el volumen desplazado es llamado volumen geométrico, y está dado por la siguiente formula:

$$V_g = (V_{max} - V_{min})zi \quad (2.10)$$

Donde:

- i = Número de ciclos de bombeo por revolución del rotor.
- V_g = Volumen desplazado por revolución (volumen geométrico), m^3 /rev.
- V_{max} = Volumen máximo de la cámara de bombeo, m^3 .
- V_{min} = Volumen mínimo de la cámara de bombeo, m^3 .
- z = Número de cámaras de bombeo.

Si se asume una bomba ideal, sin fugas internas, sin fricción, y sin pérdidas de presión, el flujo de la bomba estará dado por la siguiente expresión.

$$Q_t = V_g \times n \quad (2.11)$$

Donde:

- Q_t = Flujo teórico entregado, m^3 /s.
- n = Velocidad de rotación de la bomba (rotor), rev /s.

La figura 2.10 muestra una conexión típica de una bomba oleo hidráulica en un sistema oleo hidráulico de potencia. Siguiendo la asunción de bomba ideal.

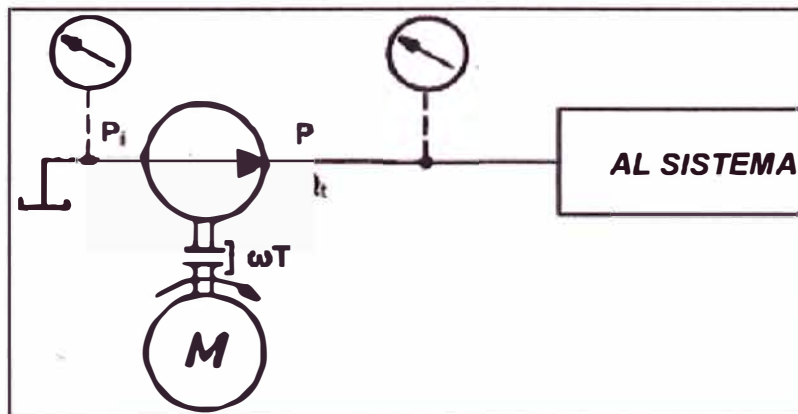


Figura 2. 10: Esquema estándar de montaje de bomba.

La potencia mecánica necesaria para incrementar la potencia de fluido se muestra en la siguiente expresión:

$$\omega T_t = Q_t(P - P_i) = V_g \times n \times \Delta P \quad (2.12)$$

Siendo:

$$\omega = 2\pi \times n \quad (2.13)$$

Simplificando:

$$T_t = \frac{V_g}{2\pi} \times \Delta P \quad (2.14)$$

Donde:

- T_t = Toque teórico de conducción de la bomba, Nm.
- ΔP = Incremento de presión debido a la acción de bombeo, Pa.
- P = Presión a la salida de la bomba.
- P_i = Presión al ingreso de la bomba.

2.3.2.2.2 Análisis de una bomba oleo hidráulica real.

En la práctica, la entrega de potencia de fluido de una bomba real es menor que la potencia mecánica invertida en ella. Esto es debido a las pérdidas volumétricas, de fricción e hidráulicas.

El flujo entregado real (Q) es menor que el teórico (Q_t) principalmente por:

- Fugas internas.
- Cavitación y aireación de la bomba.
- Fluido compresible.
- Llenado parcial de la bomba debido a la inercia del fluido.

2.3.2.2.1 Pérdidas volumétricas (Eficiencia Volumétrica).

La primera fuente de pérdidas de potencia son las fugas internas. Incluso, cuando las condiciones de operación son correctas y de diseño, las pérdidas de flujo son principalmente debido a las fugas internas (Q_l). Estas fugas que pasan a través de las holguras son prácticamente laminares y cambian linealmente con la diferencia de presión (ver figura 2.11). Entonces podemos definir la eficiencia volumétrica según la expresión.

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_t} = \frac{Q_t - Q_L}{Q_t} = 1 - \frac{Q_L}{Q_t} \quad (2.15)$$

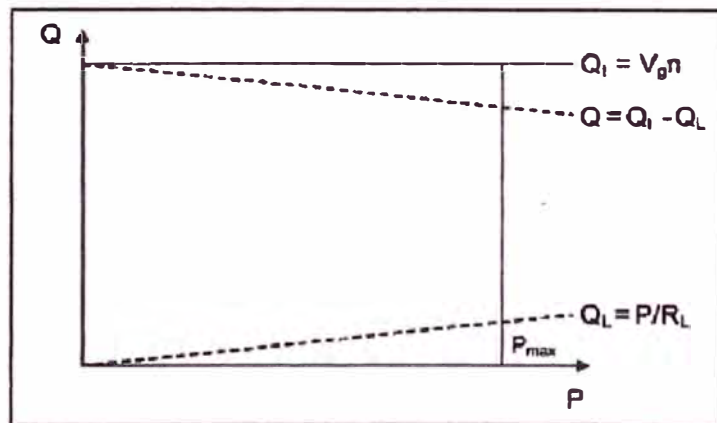


Figura 2. 11: Gráfico de variación de las pérdidas de flujo con la presión.

La figura 2.12 muestra las fugas internas a través de dos holguras radiales entre dos cuerpos cilíndricos concéntricos.

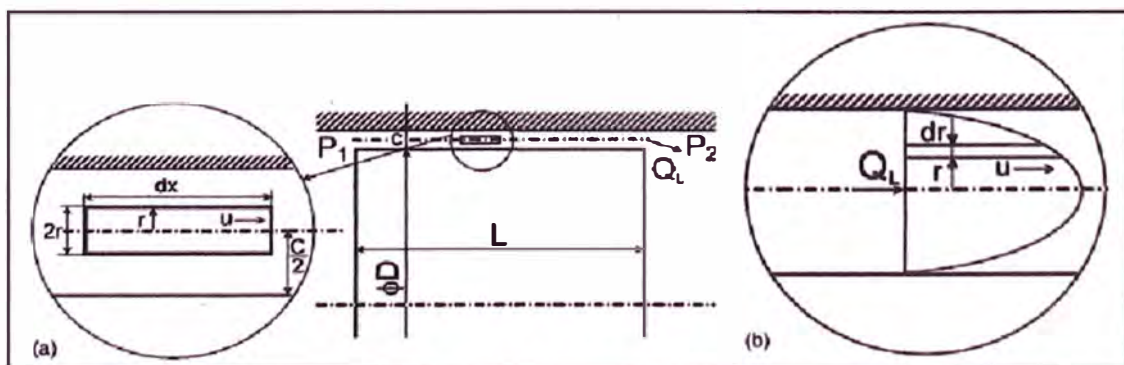


Figura 2. 12: Fugas radiales

Considerando un diferencial de fluido ubicado en una holgura radial, y dejando de lado las pérdidas menores en su entrada y salida, la expresión para las fugas puede ser deducida como sigue. En estado de equilibrio la velocidad del fluido es constante axialmente (u) pero varía radialmente, con una gradiente (du/dy), haciendo que las fuerzas que actúan en él son iguales y en equilibrio. Estas fuerzas son las de presión y fricción haciendo efecto en la parte interior y exterior de la superficie del elemento de fluido.

La fuerza debido a la presión es:

$$F_p = (2\pi r D) dP \quad (2.16)$$

La fuerza de fricción es:

$$F_\tau = (2\pi D) dx \tau \quad (2.17)$$

Deduciendo de la figura 2.11 parte b.

$$r = 0.5c - y \quad (2.18)$$

Entonces derivando, luego multiplicando ambos lados por du , y reordenando se tiene:

$$\frac{du}{dy} = -\frac{du}{dr} \quad (2.19)$$

Para flujos newtonianos, el esfuerzo cortante es: $\tau = \mu \frac{du}{dy} = -\mu \frac{du}{dr}$,

donde μ es viscosidad dinámica. Siendo, $F_p = F_\tau$, entonces:

$$\frac{du}{dr} = -\frac{r dP}{\mu dx} \quad (2.20)$$

$$du = -\frac{r dP}{\mu dx} dr \quad (2.21)$$

El gradiente de presión dP/dx es constante. Donde $\Delta P = P_1 - P_2$

[22]

$$\frac{dP}{dx} = \frac{\Delta P}{L} \quad (2.22)$$

La función velocidad con respecto a la holgura radial está establecida integrando.

$$u = \int -\frac{r}{\mu} \frac{dP}{dx} dr + a = a - \frac{r^2}{2\mu} \frac{dP}{dx} \quad (2.23)$$

Si la velocidad en los límites de la función es cero, entonces reemplazando los valores conocidos, se tiene:

$$u = -\frac{1}{2\mu} \frac{\Delta P}{L} \left(\frac{c^2}{4} - r^2 \right) \quad (2.24)$$

El flujo de pérdidas por fuga interna (Q_L) es como sigue:

$$Q_L = \int_{-c/2}^{c/2} u \pi D dr = \frac{\pi D c^3}{12\mu L} \Delta P \quad (2.25)$$

$$\Delta P = \frac{12\mu L}{\pi D c^3} Q_L = R_L Q_L \quad (2.26)$$

Donde:

- a = Constante, m/s.
- c = Holgura radial, m.
- D = Diámetro de superficie cilíndrica inferior, m.
- F_p = Fuerza de presión actuando en el elemento de fluido, N.
- F_τ = Fuerza de corte actuando en el elemento de fluido, N.
- L = Largo de la línea de fuga, m.
- Q_L = Flujo de pérdidas por fuga interna.
- r = Distancia radial entre la línea central de la holgura, m.
- R_L = Resistencia al flujo de fuga, Ns/m⁵
- y = Distancia entre la superficie lateral del elemento y los límites sólidos, m.
- u = Velocidad del aceite en la holgura, m/s.
- ΔP = Diferencia de presión entre la holgura radial, Pa.
- η_v = Eficiencia volumétrica de la bomba oleo hidráulica

De la ecuación (2.26), la resistencia al flujo de fuga (R_L) es proporcional a la viscosidad dinámica (μ) e inversamente proporcional al cubo de la holgura (c). Haciendo el análisis para toda la bomba, donde el incremento de

la presión debido a la acción de bombeo ΔP , es igual a la diferencia de presión debido a las holguras totales de la bomba, en la práctica $P \gg P_i$ (presión al ingreso de la bomba o de succión), entonces $\Delta P \approx P$. Con lo cual simplificando la ecuación (2.26) se tiene:

$$Q_L = P/R_L \quad (2.27)$$

Se redefine la eficiencia volumétrica con los términos hallados:

$$\eta_v = 1 - \frac{Q_L}{Q_t} = 1 - \frac{P}{R_L V_g n} \quad (2.28)$$

Donde:

$$R_L = \frac{12\mu L}{\pi D c^3} \quad (2.29)$$

Considerando el término $\frac{12L}{\pi D}$, como una constante (k) que depende de la construcción de la bomba, se redefine la ecuación (2.29) como:

$$R_L = k \frac{\mu}{c^3} \quad (2.30)$$

Finalmente se concluye lo siguiente:

- Para una bomba con ciertas condiciones de operación, mientras más viscoso es el aceite, más resistencia al flujo por fugas internas habrá y por ende para una presión determinada en la salida de la bomba habrá menos flujo de pérdidas, aumentando la eficiencia volumétrica.
- Por lo contrario, si las holguras de la bomba se incrementan, la resistencia al flujo por fugas internas disminuirá, haciendo mucho mayor el flujo por estas pérdidas, disminuyendo la eficiencia volumétrica.
- En operación, la eficiencia volumétrica disminuye con el incremento de la presión.

- En operación, la eficiencia volumétrica aumenta con el incremento de la velocidad de rotación del rotor.

2.3.2.2.2 Pérdidas por fricción (Eficiencia Mecánica)

La fricción es la segunda fuente de pérdidas de potencia. La fricción viscosa y mecánica entre las partes en movimiento de la bomba disipa energía. Una parte del torque que conduce a la bomba es consumido para superar las fuerzas de fricción. A este torque se le denomina de fricción (T_F) el cual depende de la velocidad de rotación del rotor de la bomba, la presión en la salida de la bomba, y la viscosidad del aceite. Por lo tanto, para construir la presión requerida en el sistema, un torque superior al necesario tiene que ser aplicado. La eficiencia mecánica define el valor real del torque que se debe aplicar, con la siguiente ecuación:

$$\eta_m = \frac{\omega(T - T_F)}{\omega T} = \frac{T - T_F}{T} = 1 - \frac{T_F}{T} \quad (2.31)$$

Donde:

- T = Torque de conducción real, Nm.
 T_F = Torque de fricción, Nm.
 T = Torque convertido en presión, Nm.
 ω = Velocidad del rotor de la bomba, rad/s.

Las partes en movimiento en aceite están sujetas a fuerzas de fricción viscosas originadas por los esfuerzos de corte de la viscosidad del aceite. La figura 2.13 muestra el modelo un cilindro moviéndose axialmente dentro de otro bañado en aceite.

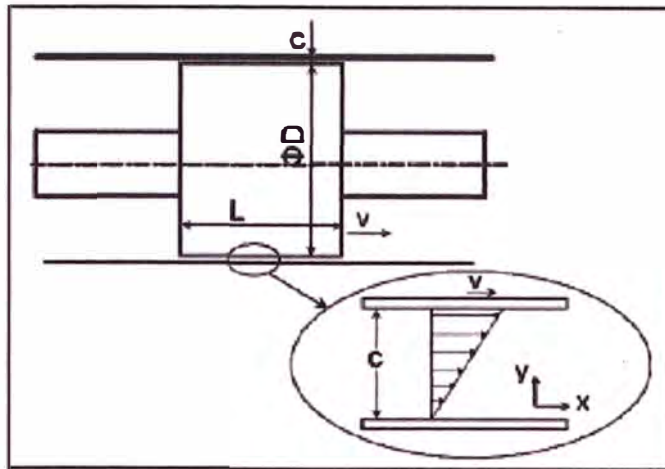


Figura 2. 13: Distribución de la velocidad de aceite en las holguras

La superficie del cilindro en movimiento está sujeta a un esfuerzo (τ). La distribución de la velocidad (u) es asumida lineal en la holgura de la tolerancia del juego, la cual puede ir de $c = 2$ a $c = 10 \mu m$. La expresión para la fuerza de fricción puede ser deducida como sigue:

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} = \mu \frac{v}{c} \quad (2.32)$$

$$F_{fv} = \pi DL\tau = \frac{\pi\mu DL}{c} v = f_v v \quad (2.33)$$

$$f_v = \frac{\pi\mu DL}{c} \quad (2.34)$$

Donde:

- F_{fv} = Fuerza de fricción viscosa, N.
- f_v = Coeficiente de fricción, Ns/m.
- L = Largo de la zona de contacto del cilindro.
- D = Diámetro exterior del cilindro, próximo a la zona de contacto.
- v = Máxima velocidad de la distribución.

Entonces, definiendo torque, el cual es:

$$\text{Torque} = \text{Fuerza} \times \text{Brazo de palanca} \quad (2.35)$$

Si consideramos el brazo de palanca como una constante propia de la construcción de la bomba (k_r) el torque de fricción depende de la fuerza de fricción por efectos de viscosidad del aceite más la fricción mecánica propia de la bomba, por la siguiente ecuación:

$$T_F = k_r(F_{fv} + F_{fm}) \quad (2.36)$$

De la misma manera se considera a la velocidad máxima de la distribución de velocidades (v) como la velocidad tangencial de la bomba en rotación con un radio equivalente (r_e) y una velocidad de rotación en su rotor (n). La siguiente expresión lo resume.

$$v = 2\pi r_e n \quad (2.37)$$

Redefiniendo la eficiencia mecánica con los términos hallados:

$$\eta_m = 1 - \frac{T_F}{T} = 1 - \frac{k_r \left(\frac{\pi \mu D L}{c} \times 2\pi r_e n + F_{fm} \right)}{T} \quad (2.38)$$

$$\eta_m = 1 - \frac{2\pi^2 k_r r_e D L \frac{\mu n}{c} + k_r F_{fm}}{T} \quad (2.39)$$

De la expresión, el término: $2\pi^2 k_r r_e D L$, depende de la construcción de la bomba, es una constante para su operación, entonces haciendo, $K = 2\pi^2 k_r r_e D L$. La ecuación se simplifica en.

$$\eta_m = 1 - \frac{K \frac{\mu n}{c} + k_r F_{fm}}{T} \quad (2.40)$$

Finalmente se concluye lo siguiente:

- Para una bomba con ciertas condiciones de operación, mientras la viscosidad del aceite sea alta, el coeficiente de fricción viscoso aumentará, aumenta así

a la fuerza de fricción viscosa, esto aumentará el torque de fricción, lo que finalmente disminuirá la eficiencia mecánica.

- Por lo contrario, si la holgura de la tolerancia de juego aumenta, reducirá el coeficiente de fricción viscoso, bajando así la fuerza de fricción viscosa, y por ende el torque de fricción disminuirá, lo que al final provocará un aumento en la eficiencia mecánica.
- En operación, la eficiencia mecánica disminuye con el incremento de la velocidad de rotación del rotor.
- En operación, la eficiencia mecánica aumenta con el incremento del torque de conducción.
- Las fuerzas de fricción mecánicas son relativamente pequeñas ya que el aceite lubrica todas las partes en movimiento.

2.3.2.2.3 Pérdidas hidráulicas (Eficiencia Hidráulica)

La tercera fuente de pérdidas de potencia en las bombas oleo hidráulicas son las pérdidas de la presión por causa de los conductos internos de la bomba. La presión generada en la cámara de bombeo (P_c) es mayor que la presión en la salida de la bomba (P). Estas pérdidas de presión, por el paso del flujo a través de los conductos internos, son causadas en su gran mayoría por las pérdidas locales, las cuales se definen como, el resultado de variar rápidamente en magnitud o dirección el vector velocidad del flujo (\vec{v}). Esto sucede dentro de la bomba y depende de su construcción. Estas pérdidas son directamente proporcionales a la densidad del fluido (ρ) y al coeficiente de pérdidas (φ) el cual depende de la geometría y construcción de la bomba.

$$P_c - P = \varphi \frac{\rho |\vec{v}|^2}{2} \quad (2.41)$$

Estas pérdidas son despreciables para bombas que rotan a una velocidad menos de 50 rev/s, por lo cual tienen una velocidad de aceite menor a 5 m/s. La eficiencia hidráulica evalúa estas pérdidas.

$$\eta_h = \frac{QP}{QP_c} = \frac{P}{P_c} = 1 - \frac{P_c - P}{P_c} = 1 - \varphi \frac{\rho |\vec{v}|^2}{2P_c} \quad (2.42)$$

Finalmente se concluye lo siguiente:

- Para las bombas oleo hidráulicas, la magnitud del vector velocidad de flujo y la presión de cámara de bombeo, dependen solamente de su construcción, por ende el coeficiente de pérdidas también.
- Si se considera un fluido compresible, la densidad influye en gran medida en esta eficiencia, sin embargo tratándose de aceite como fluido de trabajo, esta variación es despreciable.
- La eficiencia hidráulica depende de la tecnología de bomba usada.

2.3.2.2.2.4 Eficiencia total

Con las eficiencias halladas podemos definir a la eficiencia total (η_T)

como:

$$\eta_t = \frac{QP}{\omega T} = \frac{Q}{Q_t} \times \frac{T - T_F}{T} \times \frac{P}{P_c} \times \frac{Q_t P_c}{\omega(T - T_F)} = \eta_v \times \eta_m \times \eta_h \times \frac{Q_t P_c}{\omega(T - T_F)} \quad (2.43)$$

Analizando la expresión:

El término $Q_t P_c$, es el producto del flujo entregado teórico por la bomba y la presión de cámara de bombeo, lo que representa la potencia de fluido teórico en la bomba.

El término $\omega(T - T_F)$, es el producto de la velocidad de rotación del rotor de la bomba y el torque neto usado para convertir la potencia mecánica en potencia de fluido, lo que representa la potencia mecánica teórica en la bomba.

Dado que las bombas oleo hidráulicas, transforman la potencia mecánica en potencia de fluido, estos términos se igualan, por lo tanto:

$$1 = \frac{Q_t P_c}{\omega(T - T_F)} \quad (2.44)$$

Entonces:

$$\eta_T = \eta_v \times \eta_m \times \eta_h \quad (2.45)$$

Para operaciones estables de las bombas reales, las siguientes ecuaciones son aplicables.

Flujo real entregado por una bomba real:

$$Q = V_g n \eta_v \quad (2.46)$$

Potencia de fluido real de una bomba real:

$$Pot_h = Pot_m \times \eta_T \quad (2.47)$$

$$QP = 2\pi n T \eta_T \quad (2.48)$$

2.3.2.3 Motores oleo hidráulicos.

Son dispositivos oleo hidráulicos diseñados para disminuir la energía del fluido que pasa a través de ellos, mediante la transformación de la potencia del

fluido, del sistema, en potencia mecánica, la cual es aprovechada para realizar algún trabajo; es un proceso inverso al de las bombas oleo hidráulicas, es por ello que es inevitable usar los mismos conceptos y términos, pero bajo una perspectiva distinta.

El propósito de los motores es, recibir flujo y para transformarlo en movimiento de rotación. Como ya se mencionó previamente la bomba entrega flujo con una fuerza determinada al sistema oleo hidráulico, la resistencia que este flujo encuentra es la presión, el motor hidráulico actúa como resistencia al paso del flujo, provocando un incremento en la presión, el cual al chocar con la superficie rotativa del motor crea una fuerza directamente proporcional a esta área, generando un torque útil a su eje para producir trabajo en un carga. Así como las bombas son valoradas por su capacidad volumétrica, los motores son valorados por su capacidad de producir torque.

La velocidad a la cual el motor gira es directamente proporcional al flujo recibido por él, el flujo es el volumen por unidad de tiempo que ingresa al motor, el cual tiene una capacidad volumétrica determinada por giro, por ende es posible saber la cantidad de giros que se da por esta unidad de tiempo (normalmente se mide por revoluciones por minuto).

2.3.2.4 Análisis de motores oleo hidráulicos.

El motor oleo hidráulico es la parte ejecutiva del sistema oleo hidráulico, es aquel componente que realiza trabajo bajo la influencia de una carga. Es importante tener en cuenta la aplicación y funcionalidad que se espera del sistema oleo hidráulico a la hora de dimensionar y seleccionar el motor.

2.3.2.4.1 Análisis de un motor oleo hidráulico real.

Las causas de las pérdidas en los motores oleo hidráulicos son las mismas pérdidas presentes en las bombas, entonces, de manera análoga las ecuaciones y definiciones para las bombas son similares.

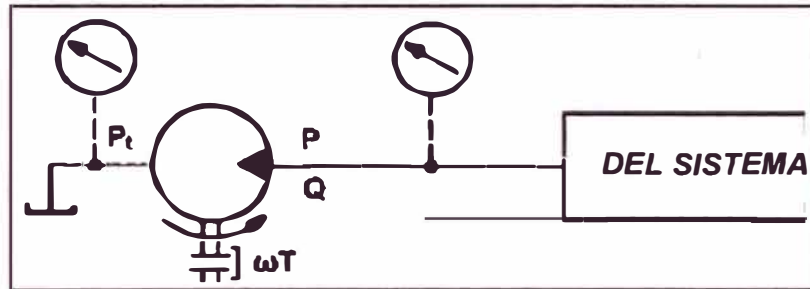


Figura 2. 14: Esquema estándar de montaje de motor

2.3.2.4.1.1 Pérdidas volumétricas (Eficiencia Volumétrica)

Parte del flujo ingresado al motor es drenado por la carcasa de este, debido a las fugas internas presentes, por lo tanto las revoluciones generadas en el eje solo dependen del flujo usado por el rotor del motor, como lo dice la expresión:

$$Q_R = Q - Q_D \quad (2.49)$$

Entonces la eficiencia volumétrica estará dada por:

$$\eta_v = \frac{Q_R}{Q} \quad (2.50)$$

Donde:

- Q = Flujo disponible del sistema en el puerto de entrada del motor, m^3 /s .
- Q_R = Flujo real usado por el motor, m^3 /s .
- Q_D = Flujo drenado por la carcasa debido a pérdidas por fugas internas, m^3 /s .

La velocidad del motor está dado por:

$$n = \frac{Q_R}{V_g} \quad (2.51)$$

Despejando Q_R , usando la ecuación (2.50).

$$n = \frac{Q\eta_v}{V_g} \quad (2.52)$$

Donde:

V_g = Volumen necesario para girar una revolución al eje del motor, m³.

2.3.2.4.1.2 Pérdidas por fricción (Eficiencia Mecánica)

Se presentan de la misma forma que en las bombas, el torque útil del motor es menor que el torque generado por la fuerza del flujo actuando en el área del rotor del motor, esto debido a las fuerzas de fricción a vencer presente en las partes móviles internas.

$$T = T_G - T_F \quad (2.53)$$

La eficiencia mecánica estará dada por:

$$\eta_m = \frac{T}{T_G} \quad (2.54)$$

Donde:

T = Torque útil del motor, Nm.
 T_G = Torque generado en el motor, Nm.
 T_F = Torque de fricción del motor, Nm.

Del concepto de potencia mencionado previamente, y sabiendo que la potencia también se puede obtener del torque y la frecuencia de giro, con lo cual se tiene:

$$Potencia = Presi3n \times Flujo = Torque \times Frecuencia Angular \quad (2.55)$$

Entonces, el torque generado por el motor estar3 dado por:

$$P_R Q_R = T_G \omega \quad (2.56)$$

Sabiendo que: $\omega = 2\pi n$

Despejando:

$$T_G = \frac{P_R Q_R}{2\pi n} \quad (2.57)$$

Donde:

- P_R = Presi3n que actúa en la superficie del rotor del motor, N/m².
 Q_R = Flujo real usado por el motor, m³ /s.
 n = Velocidad de giro del motor, rev/s.

Despejando T_G , hallamos el torque útil del motor usando la ecuaci3n (2.54) y ecuaci3n (2.57)

$$T = \frac{P_R Q_R}{2\pi n} \eta_m \quad (2.58)$$

2.3.2.4.1.3 Pérdidas hidr3ulicas (Eficiencia Hidr3ulica)

An3logamente al fen3meno presente en las bombas oleo hidr3ulicas, existen p3rdidas de presi3n internas en el motor, debido a las p3rdidas locas, las cuales actúan en los conductos internos del motor que conducen el flujo disponible en el sistema al rotor interno del motor.

La raz3n entre la presi3n real generada por la fuerza de flujo hidr3ulico actuando en la superficie del rotor y la presi3n disponible generada por la fuerza del flujo en el sistema, es la eficiencia hidr3ulica de motor.

$$\eta_h = \frac{P_R}{P} \quad (2.59)$$

2.3.2.4.1.4 Eficiencia total

Con las eficiencias halladas previamente, definimos a la eficiencia total de la misma forma que la de la de las bombas.

$$\eta_t = \frac{\omega T}{QP} = \frac{Q_R}{Q} \times \frac{T}{T_G} \times \frac{P_R}{P} \times \frac{2\pi n T_G}{Q_R P_R} = \eta_v \times \eta_m \times \eta_h \times \frac{2\pi n T_G}{Q_R P_R} \quad (2.60)$$

Como se mencionó previamente, el motor transforma la potencia de la forma opuesta como lo hacen las bombas, entonces la potencia de fluido teórica generada en el rotor del motor es la misma potencia mecánica teórica extraída del rotor del motor. La siguiente expresión resume lo deducido.

$$1 = \frac{2\pi n T_G}{Q_R P_R} \quad (2.61)$$

Finalmente:

$$\eta_T = \eta_v \times \eta_m \times \eta_h \quad (2.62)$$

Para operaciones estables de las bombas reales, las siguientes ecuaciones son aplicables.

Torque útil de un motor real:

$$\begin{aligned} T &= \frac{P_R Q_R}{2\pi n} \eta_m = \frac{P_R}{P} \times \frac{Q_R}{Q} \times \frac{PQ}{2\pi n} \eta_m = \eta_h \times \eta_v \times \frac{PQ}{2\pi n} \eta_m \\ &= \frac{PQ}{2\pi n} \eta_T \end{aligned} \quad (2.63)$$

Velocidad real de un motor real:

$$n = \frac{Q \eta_v}{V_g} \quad (2.64)$$

Nota: Se está considera que la presión presente en la descarga del motor P_t es mucho menor que la presión P disponible en el sistema, entonces $\Delta P = P - P_t \approx P$.

2.3.2.5 Válvulas oleo hidráulicas

También conocidas como válvulas de control, son usadas para ajustar o manipular el flujo de aceite en una línea conductora de fluido. Las válvulas esencialmente consisten en un pasaje para el flujo con una sección transversal que puede variar. El movimiento externo que provoca dicha variación puede ser provocado por una señal neumática (aire a presión), oleo hidráulica (aceite a presión) o eléctrica, usando como patrón la funcionalidad y aplicación del sistema oleo hidráulico.

Existen diferentes clasificaciones para las válvulas, sin embargo es posible resumirlas en las siguientes tres.

1. *Válvulas de control direccional*, este tipo de válvulas determinan la dirección por la cual el fluido va a pasar para un determinado circuito. En otras palabras, estas válvulas son usadas para control la dirección del flujo en un circuito. Dentro de un circuito oleo hidráulico, es este componente que empieza, para y cambia la dirección del fluido, ver figura 2.15. Es importante también mencionar que las válvulas oleo hidráulicas designan al tipo de circuito oleo hidráulico diseñado.

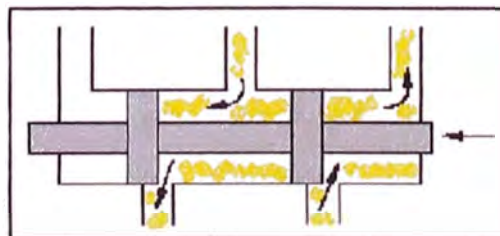


Figura 2. 15: Válvula direccional

2. *Válvulas de control de presión*, este tipo de válvulas protegen al sistema de condiciones de sobre presión, las cuales pueden ocurrir ya sea por un incremento gradual de la presión provocado por la carga o un aumento súbito

por algún agente externo (golpes o variaciones bruscas de la carga), ver figura 2.16. Teóricamente la presión generada en un sistema oleo hidráulico puede ser infinita, es por ello que estas válvulas tienen que ser necesariamente consideradas en el diseño del sistema.

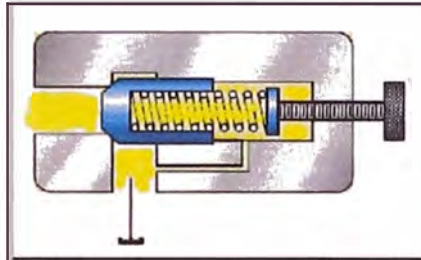


Figura 2. 16: Válvula de alivio

3. Válvulas de control de flujo, este tipo de válvulas controlan la cantidad del flujo en un sistema. Es decir controlan el volumen de aceite suplido en diferentes partes del sistema, ver figura 2.17.



Figura 2. 17: Válvula reguladora de flujo

2.3.2.6 Análisis de válvulas oleo hidráulicas.

Una de las consideraciones más importantes para diseñar un sistema oleo hidráulico es el control. Un correcto dimensionamiento y selección de estas válvulas es esencial para cualquier función requerida del sistema, estos procesos no solo involucran escoger el tipo correcto, sino también el tamaño correcto, y su técnica de actuación (tipo de accionamiento).

2.3.2.6.1 Flujo a través de un orificio

El paso de una válvula oleo hidráulica, el cual puede variar, se puede interpretar en esencia como un orificio obstaculizando el flujo de aceite. La figura 2.18 muestra el comportamiento del flujo a través de dicho orificio.

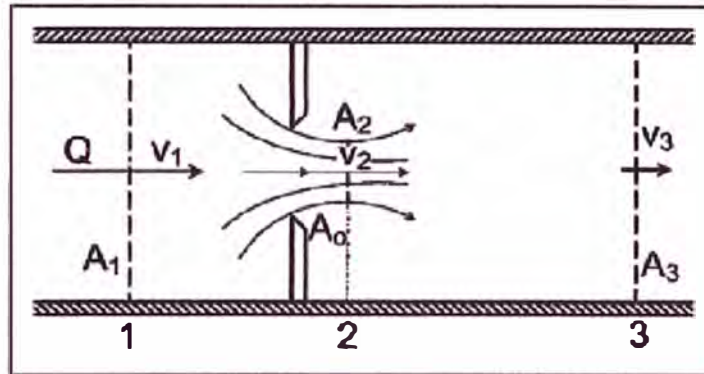


Figura 2. 18: Desarrollo del flujo a través de un orificio

Interpretando el modelo, las partículas del fluido aceleran con una velocidad v_1 , en la sección 1, a una velocidad v_2 , en la sección 2, a través de un orificio filoso. Como el flujo entre las secciones 1 y 2 obedece a una línea de corriente, se puede emplear la ecuación de Bemulli para estas dos secciones.

$$v_2^2 - v_1^2 = \frac{2}{\rho}(P_1 - P_2) \quad (2.65)$$

El termino $(P_1 - P_2)$ es la diferencia de presión requerida para acelerar el fluido de una velocidad menor aguas arriba (v_1), en una velocidad mayor aguas abajo (v_2). La energía cinética en la sección 2 no es recuperada, se convierte en energía térmica, incrementando la temperatura del fluido. Las presiones en las secciones 2 y 3 son prácticamente la misma.

El área (A_2), es menor que la del orificio (A_0) esto es debido a la inercia presente en el fluido. Este punto donde la sección de la línea de corriente es

menor es llamado *vena contracta*. Entonces el coeficiente de contracción está definido por:

$$C_c = A_2/A_0 \quad (2.66)$$

Se asume al fluido como incompresible, aplicando la ecuación de continuidad.

$$A_1 v_1 = A_2 v_2 \quad (2.67)$$

Considerando las ecuaciones (2.65) y (2.67), se deduce la siguiente expresión para la velocidad v_2 :

$$v_2 = \frac{1}{\sqrt{1 - (A_2/A_1)^2}} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2)} \quad (2.68)$$

En la practica la velocidad v_2 es menor que la calculada por la ecuación (2.68), debido a las pérdidas por fricción viscosa. Esta fricción es considerada al introducir el concepto de coeficiente de velocidad, el cual varía entre 0,97 a 0,99, y se define como:

$$C_v = \frac{\text{Velocidad real en la seccion 2}}{v_2} \quad (2.69)$$

Entonces el flujo a través de un orificio determinado está dado por la siguiente expresión:

$$Q = A_2 C_v v_2 = \frac{A_2 C_v}{\sqrt{1 - (A_2/A_1)^2}} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2)} \quad (2.70)$$

O también:

$$Q = A_o C_d \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2)} \quad (2.71)$$

Donde, se define al coeficiente de descarga C_d , como:

$$C_d = \frac{C_v \left(A_2 / A_o \right)}{\sqrt{1 - \left(A_2 / A_1 \right)^2}} = \frac{C_v C_c}{\sqrt{1 - \left(C_c \left(A_o / A_1 \right) \right)^2}} \quad (2.72)$$

Para fines prácticos considerar valores de 0,6 a 0,65 para el coeficiente de descarga C_d , es aceptable.

2.3.2.6.2 Características del funcionamiento de las válvulas oleo hidráulicas

El funcionamiento de las válvulas oleo hidráulicas está directamente relacionado con la construcción de la misma, pero se rigen bajo un principio de operación el cual varía con el tipo de válvula. Revisaremos las más importantes.

2.3.2.6.2.1 Pérdidas en las válvulas.

Usando la expresión para determinar el flujo a través de un orificio, definiendo $\Delta P = P_1 - P_2$, y despejando, se obtiene:

$$\Delta P = \frac{\rho}{2C_d^2 A_v^2} Q^2 \quad (2.73)$$

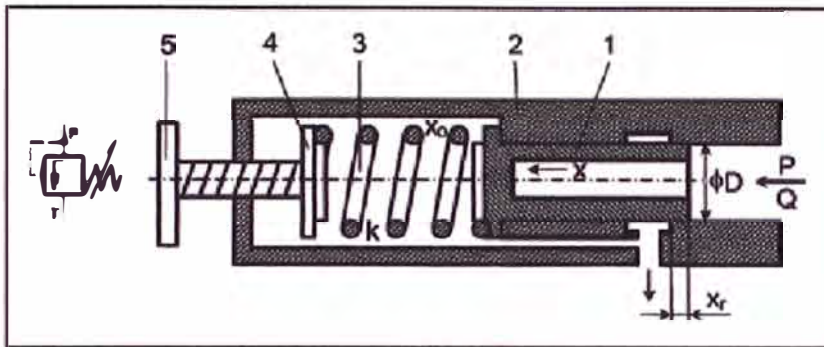
Donde:

ΔP = Caída de presión a través de la válvula, N/m².

Entonces la pérdida de potencia en la válvula es: $Pot_v = \Delta P Q$

2.3.2.6.2.2 Flujo en una válvula de alivio.

Una válvula de alivio es aquella que controla la presión del sistema antes de ella, es decir mantiene una presión tope en la línea, descargando el flujo al tanque, con presión manométrica cero. La figura 2.19 muestra un diseño estándar de esta válvula.



1. Carrete.
2. Carcaza.
3. Resorte.
4. Tope del resorte.
5. Perno de ajuste.

Figura 2. 189: Partes internas de una válvula de alivio estándar

La relación entre el flujo (Q) y la presión del sistema (P), se deduce analizando la estabilidad del resorte. Las fuerzas tanto de compresión del resorte como la del fluido, se equilibran para cualquier posición x hasta llegar a la posición de mínima compresión del resorte, donde las fuerzas se maximizan.

Para que la válvula se empiece a abrir, la siguiente expresión se debe cumplir:

$$P_r A_p = k(x_0 + x_r) \quad (2.74)$$

O también.

$$x_0 + x_r = \frac{P_r A_p}{k}, A_p = \frac{\pi D^2}{4} \quad (2.75)$$

Donde:

- P_r = Presión mínima necesaria para empezar a abrir la válvula, N/m².
 A_p = Área de la válvula en contacto con el fluido, m².
 k = Constante de elasticidad del resorte, N/m.
 x_0 = Longitud comprimida inicialmente, m.
 x_r = Longitud necesaria para abrir la válvula, m.

Cuando la presión generada supere P_r , el flujo pasará a través de la apertura de la válvula generando las siguientes expresiones:

$$Q = \begin{cases} 0 & \text{para } x \leq x_r & A_v = 0 \\ C_d A_v \sqrt{2P/\rho} & \text{para } x > x_r & A_v = \omega(x - x_r) \end{cases} \quad (2.76)$$

$$(2.77)$$

Del equilibrio de fuerzas en el resorte:

$$PA_p = k(x_0 + x) \quad (2.78)$$

Entonces:

$$x = P \frac{A_p}{k} - x_0 \quad (2.79)$$

Reemplazando en la ecuación (2.77).

$$A_v = \omega \left(P \frac{A_p}{k} - x_0 - x_r \right) \quad (2.80)$$

Usando la ecuación (2.75)

$$A_v = \omega \frac{A_p}{k} (P - P_r) \quad (2.81)$$

Entonces, de la ecuación (2.77).

$$Q = C_d \omega \frac{A_p}{k} (P - P_r) \sqrt{2P/\rho} = K(P - P_r) \sqrt{P} \quad (2.82)$$

$$K = C_d \omega \frac{A_p}{k} \sqrt{2/\rho} \quad (2.83)$$

Donde:

- A_v = Área de paso de flujo de la válvula, m².
- C_d = Coeficiente de descarga.
- P = Presión generada en la válvula, N/m².
- x = Longitud de desplazamiento del resorte, m.
- ω = Perímetro interno de la válvula que al desplazarse una distancia genera el área de paso de flujo, m.

El flujo que pasa a través de la válvula se determina usando la expresión del flujo a través de un orificio, como la descarga se hace al tanque, la presión en la salida de la válvula es manométricamente cero, entonces $\Delta P = P$.

El factor K , es un parámetro que depende de la densidad del flujo y de la construcción de la válvula.

2.3.2.7 Líneas de transmisión oleo hidráulicas.

Como su nombre lo dice, son los elementos que nos ayudan a transportar el fluido de un componente a otro. Estas líneas pueden ser rígidas o flexibles. Las líneas rígidas conectan los elementos estáticos (la distancia entre estos dos elementos no varía con el tiempo) y con vibraciones bajas, mientras que las flexibles absorben vibración y conectan los elementos móviles (se trasladan variando la distancia entre ellos).

Es un elemento a considerar en el diseño del sistema dado que influye en su funcionamiento. Los siguientes dos efectos son los más representativos:

- Pérdidas de potencia por fricción, en las líneas.
- Pérdidas de potencia local o secundaria, en los conectores.

2.3.2.7.1 Dimensionamiento y Selección.

Para el correcto dimensionamiento y selección de las líneas de transmisión, se tiene que tener en cuenta los siguientes aspectos:

- Material.
- Conectores.
- Tamaño (Diámetro interno).
- Longitud.
- Compatibilidad de flujo.
- Máxima presión de trabajo.
- Aspectos de la instalación.

El material usado en las líneas rígidas normalmente es de acero al carbono, mientras que en las líneas flexibles está compuesta de capas de caucho

e hilos trenzados de acero para darle la flexibilidad y consistencia para soportar presión.

El diámetro interno apropiado de la línea se determina considerando el máximo flujo y seleccionando una velocidad de acuerdo a la expresión siguiente:

$$d = \sqrt{\frac{4Q_{max}}{\pi v}} \quad (2.82)$$

Donde:

- d = Diámetro interno de la línea, m.
 Q_{max} = Máximo flujo, m³/s.
 v = Velocidad promedio en la línea, m/s.

La velocidad recomendada en las líneas rígidas de alta presión está dentro de rango de 2 a 6 m/s y para las líneas de baja presión entre 0,6 a 1,6 m/s. El espesor de la línea depende de la máxima presión de operación del sistema (ver tabla 2.2).

Para las líneas flexibles, se recomienda una velocidad de 2,1 a 4,6 m/s en las líneas de alta presión, mientras que para las líneas de baja presión el rango de velocidad de 0,6 a 1,2 m/s es aceptable.



Figura 2. 201: Tuberías



Figura 2. 2019: Mangueras

Tabla 2. 2: Presiones de trabajo para tuberías en milímetros

Diámetro exterior (mm)	Espesor de pared (mm)	Presión de trabajo (bar)	Presión de ruptura (bar)	Diámetro exterior (mm)	Espesor de pared (mm)	Presión de trabajo (bar)	Presión de ruptura (bar)
4	1,0	300	1500	22	2,5	260	890
6	1,0	250	1300	25	2,0	150	600
6	1,5	480	1500	25	2,5	200	780
6	2,0	730	2600	25	3,0	240	940
8	1,0	180	980	25	4,0	340	1200
8	1,5	340	1500	28	2,0	130	570
8	2,0	510	2000	28	2,5	180	700
8	2,5	710	2400	28	3,0	210	840
10	1,0	150	780	30	2,0	120	520
10	1,5	270	1200	30	3,0	200	790
10	2,0	400	1500	30	4,0	280	1000
10	2,5	550	2000	35	2,0	100	450
12	1,5	220	980	35	3,0	170	670
12	2,0	320	1300	38	2,5	120	510
12	2,5	440	1600	38	3,0	170	620
14	1,5	190	840	38	4,0	220	820
14	2,0	270	1100	38	5,0	280	1000
15	1,5	170	790	38	6,0	350	1200
15	2,0	250	1000	42	2,0	84	370
16	1,5	170	730	42	3,0	140	560
16	2,0	230	980	42	4,0	190	740
16	2,5	310	1200	50	3,0	120	420
16	3,0	400	1500	60	3,0	100	340
18	1,5	140	650	75	3,0	76	310
18	2,0	210	870	90	3,5	75	300
20	2,0	180	780	115	4,0	67	270
20	3,0	310	1200	140	4,5	63	250
20	4,0	440	1600	165	5,0	60	230
22	1,5	120	530	220	6,0	54	210
22	2,0	170	710	273	6,0	44	180

2.3.2.8 Pérdidas en las líneas de transmisión

Existe una variedad de factores que se presentan en las líneas de transmisión, ocasionando pérdidas de potencia, sin embargo, es posible resumir estos factores en dos de los más influyentes y principales.

2.3.2.8.1 Pérdidas de potencia por fricción

Las pérdidas en las líneas de transmisión dependen principalmente de la geometría, rugosidad de la superficie, propiedades físicas del fluido, y el número de Reynolds.

Los tres principales tipos de flujos son laminar, turbulento, y de transición. El flujo laminar es un flujo viscoso ordenado siguiendo una línea de corriente, donde las partículas de fluido se mueven por capas en líneas separadas. Para flujos Newtonianos, la distribución de velocidad en la sección transversal de la línea es parabólica, con velocidad cero en la pared de la línea y un máximo de velocidad en el centro de la línea.

Cuando la gradiente de velocidad aumenta, se incrementa la fricción de las partículas vecinas del fluido, y estas adquieren una energía de rotación apreciable, la viscosidad pierde su efecto, y debido a la rotación las partículas cambian de trayectoria.

La transición del flujo laminar al turbulento es un proceso gradual, al aumentar la velocidad media, el espesor de la corona laminar disminuye gradualmente hasta desaparecer totalmente y tener un flujo turbulento total.

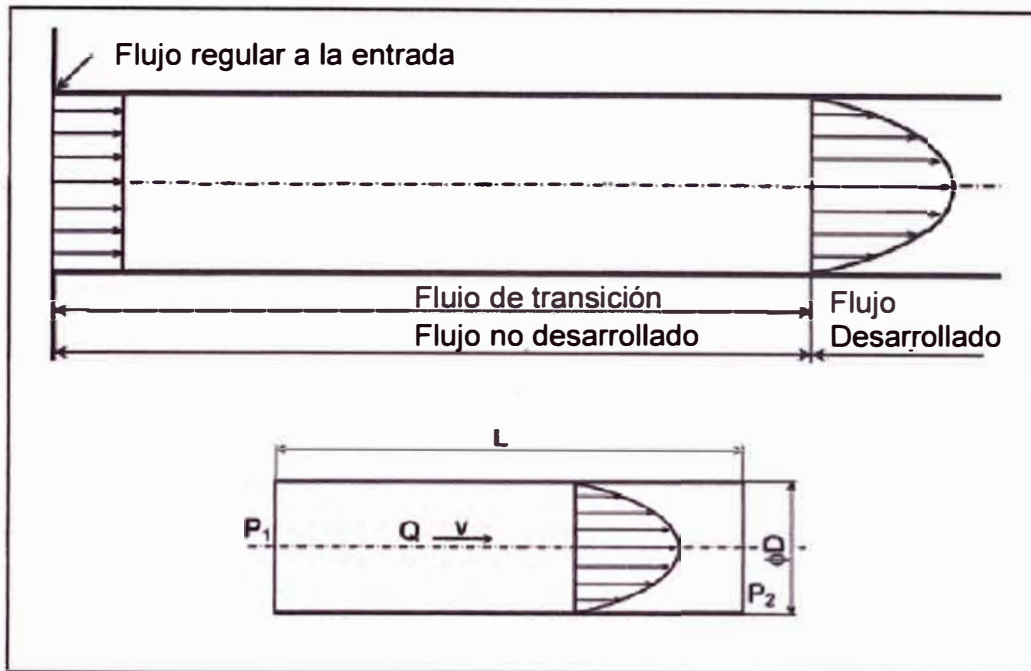


Figura 2. 212: Desarrollo de perfil de velocidad de flujo laminar

La figura 2.22 muestra el desarrollo del flujo laminar y la zona de transición donde el flujo laminar no es estable aún.

El tipo de flujo es determinado calculando el número Reynolds (Re).

$$Re = \frac{vD}{\nu} = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (2.83)$$

Donde:

- D = Diámetro interno de la línea, m.
- μ = Viscosidad dinámica, Pa s.
- v = Velocidad promedio en la línea, m/s.
- ν = Viscosidad cinemática, m²/s.

Las pérdidas por fricción (ΔP) están dadas por la siguiente expresión:

$$\Delta P = \lambda \frac{L}{D} \frac{\rho v^2}{2} \quad (2.84)$$

El coeficiente de fricción (λ) depende principalmente del número Reynolds, como lo muestra la tabla 2.3.

Tabla 2. 3: Valores del coeficiente de fricción dependiendo del tipo de flujo

Flujo Laminar.	$\lambda = \frac{64}{Re}$	$Re < 2300$	Ley de Hagen-Poiseuille, 1856
Flujo Turbulento, línea suave.	$\lambda = \frac{0.3164}{\sqrt[4]{Re}}$ Ducto hidráulicamente liso	$2300 < Re < 10^5$	Ley de Blasius, 1915
	$\lambda = 0.0054 + 0.396(Re)^{-0.3}$	$10^5 < Re < 0.2 \times 10^6$	Ley de Herman, 1930
Flujo Turbulento, línea brusca.	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2.1 \log\left(\frac{\epsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re\sqrt{\lambda}}\right)$	Para todo el rango de flujo turbulento	Colebrook y White, 1939

Para el caso de flujo laminar, sustituyendo v y Re de la ecuación (2.83) en la ecuación (2.84), la siguiente expresión es obtenida para la pérdida de presión (ΔP):

$$\Delta P = \frac{128\mu L}{\pi D^4} Q \quad (2.85)$$

2.3.2.8.2 Pérdidas de potencia local o secundaria.

Estas pérdidas son análogas a las pérdidas locales de las bombas, se presentan cuando el flujo sufre una variación en su dirección, reformulando la ecuación (2.41) tenemos lo siguiente.

$$\Delta P = \varphi \frac{\rho v^2}{2} \quad (2.86)$$

Donde:

- ΔP = Pérdida de presión, N/m².
- v = Velocidad del fluido, m/s.
- ρ = Densidad del fluido, kg/m³.
- φ = Coeficiente de pérdidas locales.

En flujo laminar, el efecto de las pérdidas locales son prácticamente insignificantes comparadas con las pérdidas por fricción. En el caso de flujo turbulento, las pérdidas locales son más representativas, entonces el coeficiente (φ) es determinado exclusivamente por la geometría local. Los siguientes elementos proveen la mayor cantidad de pérdidas locales al sistema.

- Canal de expansión, gradual o abrupto.
- Canal de contracción, gradual o abrupto.
- Conectores

Los valores del coeficiente (φ) se han obtenido experimentalmente para los siguientes elementos.

Tabla 2. 4

Geometría Local	φ
Conector para línea flexible	0,3
Conector codo 90°	1,2 – 1,3
Conector tipo "T"	3,5
Entrada de la línea rígida	0,5 – 1
Salida de la línea rígida	1

2.3.2.9 Accesorios

Se ha visto anteriormente las cuatro funciones principales del aceite en los sistemas oleo hidráulicos, tales como:

1. Transmitir Potencia.
2. Lubricar.
3. Sellar.
4. Enfriar.

Como el aceite es un lubricante, cumple con esta función siempre y cuando se controle sus propiedades físicas, la más importante es la viscosidad,

la cual depende directamente de la temperatura, si no se tiene un cuidado con este parámetro, el aceite perderá propiedades de lubricación, por otro lado es inevitable el incremento de temperatura en el sistema, debido a las ineficiencias del mismo, este calor generado es extraído hasta cierto punto por el mismo aceite. Entonces es necesario e importante controlar la temperatura del aceite en el sistema por lo ya expuesto.

El sellado que realiza el aceite es gracias a su capacidad de formar capas, las cuales se ubican en las tolerancias de las partes móviles, es muy importante tener en cuenta que por más hermético sea el sistema oleo hidráulico, es inevitable tener suciedad en partículas tan pequeñas (imperceptible al ojo humano) estas partículas se generan por el desgaste de las partes metálicas y el ingreso de agentes externos como polvo y demás a través de los actuadores en operación. La suciedad en el aceite influye en la vida útil de los componentes, generando desgaste abrasivo y reduciéndola considerablemente si no se tiene un control adecuado.

Estas situaciones no se pueden evitar, sin embargo se pueden controlar con el uso de componentes dedicados a resolver cada uno de estos problemas.

2.3.2.9.1 Control de la temperatura

Los accesorios que ayudan a controlar la temperatura, son los intercambiadores de calor, los cuales ayudan a disipar el calor generado por las ineficiencias del sistema, previniendo así el cambio de las propiedades del aceite a causa de las altas temperaturas, se recomienda una temperatura máxima de 70° C en el aceite para todo el sistema.

Los efectos por exceder el límite máximo están mencionados a continuación:

1. Oxidación del aceite.
2. Formación de gomas insolubles, barnices, y ácidos.
3. Envejecimiento de los sellos de caucho de los componentes del sistema.
4. Pérdida de lubricación.
5. Cambios de viscosidad.

La transferencia de calor entre dos fluidos a distintas temperaturas está dada por la siguiente expresión:

$$\dot{q} = U A (T_1 - T_2) \quad (2.87)$$

Donde:

- \dot{q} = Calor transferido, kW.
- U = Coeficiente total de transferencia de calor, kW/m².°C.
- A = Área de transferencia de calor, m².
- T_1 = Temperatura del fluido 1, °C.
- T_2 = Temperatura del fluido 2, °C.

Dado que, las pérdidas de potencia en el sistema se convierten en calor, se transfiere este del aceite al aire o agua obtenida del medio ambiente, instalando un intercambiador. Entonces empleando la ecuación (2.87), se cuantifica la cantidad de calor.

$$N = \dot{q} = U_{int} A_{int} (T_f - T_a) \quad (2.88)$$

Donde:

- N = Pérdidas de potencia transformadas en calor, kW.
- U_{int} = Coeficiente total de transferencia de calor del intercambiador a ser usado, kW/m².°C.
- A_{int} = Área total de transferencia de calor del intercambiador a ser usado, m².
- T_f = Temperatura deseada del aceite, °C.
- T_a = Temperatura del aire o agua obtenida del medio ambiente, °C.

CAPITULO 3

IDENTIFICACION DEL PROBLEMA

3.1. Antecedentes.

Las empresas y talleres de mantenimiento y reparación de las bombas oleo hidráulicas requieren de banco de pruebas, el cual valide el estado del componente reparado, dando confiabilidad al componente y disponibilidad a la máquina que lo usa, beneficiando a sus clientes y usuarios en general.

3.2. Planteamiento del diseño.

Se necesita el diseño de un sistema oleo hidráulico para un banco de pruebas que pueda adaptarse a los requerimientos de carga y velocidad de rotación de los tipos bombas más usadas en la industria, las cuales son:

- *Bombas de Paletas.* Donde el rotor está compuesto de paletas, ver figura 3.1.
- *Bombas de Engranajes.* Donde el rotor está compuesto de engranajes, ver figura 3.2.
- *Bombas de Pistones.* Donde el rotor está compuesto de pistones, ver figura 3.3.

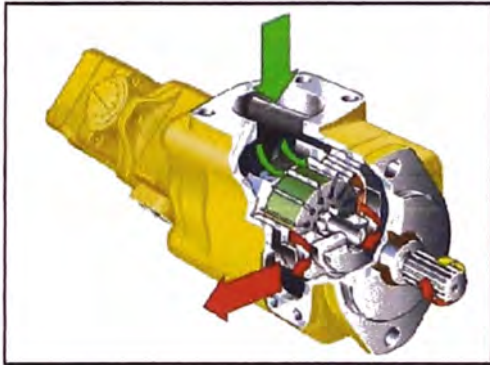


Figura 3. 1: Bomba de paletas

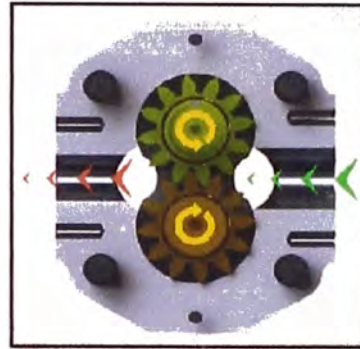


Figura 3. 2: Bomba de engranajes

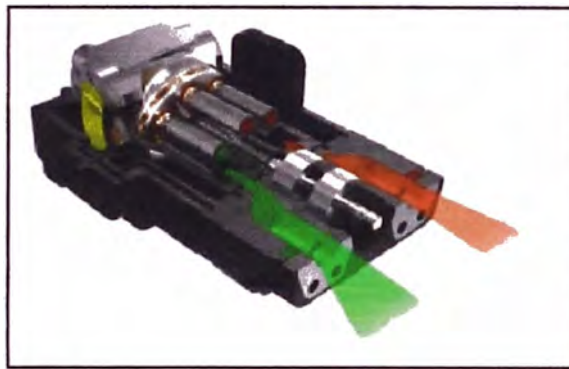


Figura 3. 3: Bomba de pistones

La figura 3.4, muestra los sub sistemas de un banco disponible en el mercado.

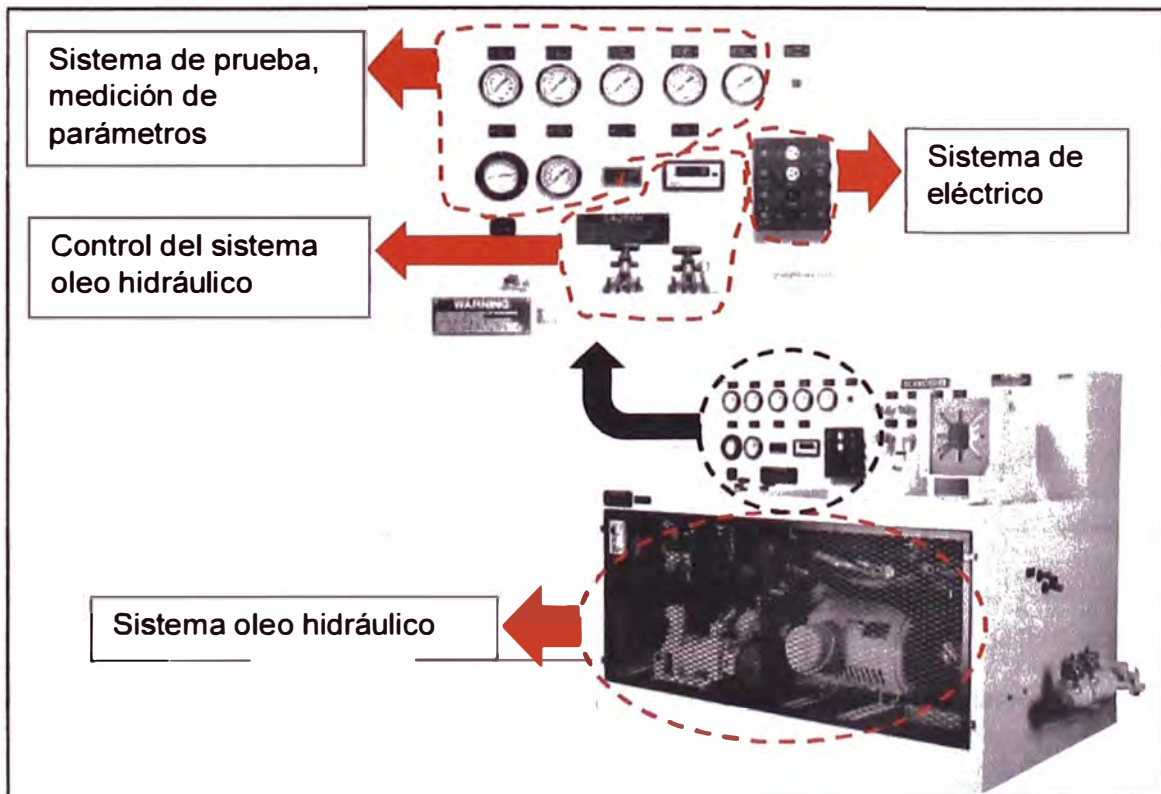


Figura 3. 4: Sub sistemas de una banco de pruebas comercial, SCHROEDER INDUSTRIES LLC.

3.3. Definición de carga requerida.

El diseño del sistema oleo hidráulico, indicado en la figura 3.4, debe permitir realizar ensayos para bombas de 5 a 200 cm³/rev de desplazamiento positivo, y 345 bar de presión de operación como máximo (figura 3.5).

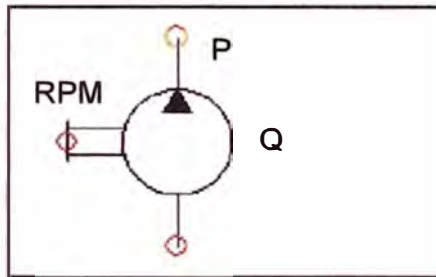


Figura 3. 5: Símbolo de Bomba a probar

Dependiendo del tipo de motor que usan en operación, por lo general las bombas más usadas en la industria operan según lo valores de la tabla 3.1.

Tabla 3. 1: Velocidades de rotación más usadas

Tipo de Motor	RPM
Motores eléctricos a 60 Hz	1800
Motores de combustión interna	2100 - 2300

Los valores de desplazamiento positivo, presión de operación máxima y velocidad de rotación de las bombas a probar, definen el rango de carga de trabajo del sistema.

Las siguientes ecuaciones serán usadas para los cálculos respectivos de potencia y torque necesarios para conducir la carga.

$$Q = \frac{V_p \times n}{1000} \quad (3.1)$$

$$Pot = \frac{PQ}{600} \quad (3.2)$$

$$T = 50 \frac{PQ}{\pi n} \quad (3.3)$$

Donde:

- P** = Presión máxima de la bomba a probar, bar.
 Q = Flujo de la bomba a probar, LPM.
 n = Velocidad de rotación de la bomba a probar, RPM.
 V_p = Desplazamiento positivo de la bomba a probar, cm^3/rev
 Pot = Potencia requerida por la bomba a probar, kW.
 T = Torque requerido por la bomba a probar, N - m

3.3.1. Carga máxima requerida.

Para determinar la carga máxima, se considera los valores máximos de presión de operación (P), desplazamiento positivo (V_p) y velocidad de rotación (n) de las bombas a probar, comprendidas en el rango mencionado en el objetivo del informe.

Tabla 3. 2: Calculo de carga máxima del sistema.

Datos de entrada	Ecuación	Datos de salida
$V_p = 200 \text{ cm}^3/\text{rev}$ $n = 2\ 300 \text{ RPM}$	$Q = \frac{200 \times 2\ 300}{1\ 000}$	$Q = 460 \text{ LPM}$
$Q = 460 \text{ LPM}$ $P = 345 \text{ bar}$	$Pot = \frac{345 \times 460}{600}$	$Pot = 264,5 \text{ kW}$
$Q = 460 \text{ LPM}$ $P = 345 \text{ bar}$ $n = 2\ 300 \text{ RPM}$	$T = 50 \times \frac{345 \times 460}{\pi \times 2\ 300}$	$T = 1\ 098,17 \text{ N - m}$

3.3.2. Carga mínima requerida.

Del rango mencionado en el objetivo del informe, la bomba de menor desplazamiento positivo es de 5 cm^3 por revolución, la cual consideraremos que trabaja a la mínima velocidad de rotación usada con motores eléctricos, la cual es 1 800. Las bombas de engranajes operan a menor presión en la industria, estas no superan los 200 bar.

Se toman estos datos mínimos para determinar la mínima carga de trabajo.

Tabla 3. 3: Calculo de carga mínima del sistema.

Datos de entrada	Ecuación	Datos de salida
$V_p = 5 \text{ cm}^3/\text{rev}$ $n = 1\,800 \text{ RPM}$	$Q = \frac{5 \times 1\,800}{1\,000}$	$Q = 9 \text{ LPM}$
$Q = 9 \text{ LPM}$ $P = 200 \text{ bar}$	$Pot = \frac{200 \times 9}{600}$	$Pot = 3 \text{ kW}$
$Q = 9 \text{ LPM}$ $P = 200 \text{ bar}$ $n = 1\,800 \text{ RPM}$	$T = 50 \times \frac{200 \times 9}{\pi \times 1\,800}$	$T = 15,92 \text{ N-m}$

3.4. Requerimientos del sistema.

La tabla 3.4, resume los parámetros de diseño del sistema.

Tabla 3. 4: Parámetros de diseño

Parámetro	Valor	
Torque	Mínimo	15,92 N-m
	Máximo	1 098,17 N-m
Potencia	Mínima	3 kW
	Máxima	264.5 kW
Velocidad de rotación de bomba de prueba	Mínima	1 800 RPM
	Máxima	2 300 RPM
Desplazamiento positivo de bomba de prueba	Mínimo	5 cm ³ /rev.
	Máximo	200 cm ³ /rev.
Presión de bomba de prueba	Mínima	200 bar
	Máxima	345 bar

Adicionalmente, se requiere un sistema que permita al banco de pruebas adaptarse al rango de cargas detallado, y un circuito de prueba que permita monitorear la presión, flujo, potencia y velocidad de rotación de las bombas a prueba, con el fin de obtener las curvas de operación del componente.

Finalmente, la tabla 3.5, detalla los componentes de los sub sistemas que el sistema oleo hidráulico del banco de pruebas debe tener como mínimo.

Tabla 3. 5: Relación de componentes mínimos requeridos.

	Componente	Función
Sistema principal	Bomba	Para la entrega de flujo y potencia al sistema principal.
	Motor	Para la entrega de torque y velocidad de rotación a la bomba de prueba.
	Dispositivo de control	Para la variación la velocidad de rotación entregada por el motor oleo hidráulico
	Enfriador	Para disipar el calor del sistema.
	Filtro	Para evitar contaminación del aceite por partículas sólidas en el sistema.
Sistema de prueba	Válvula de carga	Para la simulación de la carga y generación de presión para la bomba de prueba.
	Manómetro	Para la medición de la presión a la cual se someterá la bomba a prueba
	Caudalímetro	Para la medición del flujo entregado por la bomba a prueba
	Tacómetro	Para la medición de la velocidad de rotación de la bomba a prueba
Sistema principal y de prueba	Tanque de aceite	Para la bomba principal y la bomba a prueba.
Accesorios	Líneas de conducción de aceite	Para el transporte del aceite de un componente a otro.

CAPITULO 4

DISEÑO DEL SISTEMA OLEO HIDRAULICO

4.1. Generalidades.

El circuito básico para el sistema debe cumplir los requerimientos expuestos en el capítulo 3, para ello es necesario usar una bomba que provea de flujo a un motor, con el cual se obtendrá torque y velocidad.

4.2. Sistema principal.

Es aquel sistema que entrega velocidad de rotación y torque a la bomba sometida a prueba, de esta manera es posible simular distintas condiciones de operación.

4.2.1. Determinación del circuito oleo hidráulico

En el circuito mostrado en las figuras 4.1 y 4.2, el motor eléctrico mueve a revoluciones constantes a la bomba, la cual entrega un flujo constante al motor, obteniendo así revoluciones constantes, en consecuencia este primer diseño no permite la variabilidad de las revoluciones obtenidas.

Dado que las revoluciones del motor dependen del flujo que recibe, es necesario variar este flujo, pero ello no se podrá lograr con una bomba con

desplazamiento positivo constante. El cambio de este aspecto dará el efecto requerido.

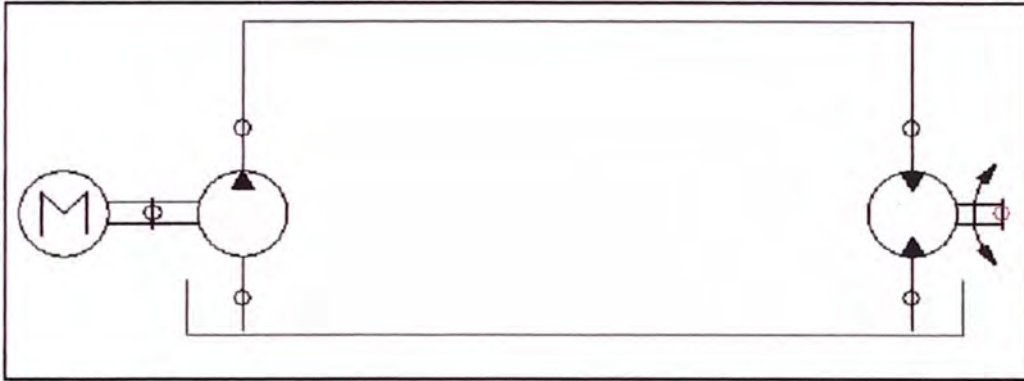


Figura 4. 1: Diseño básico

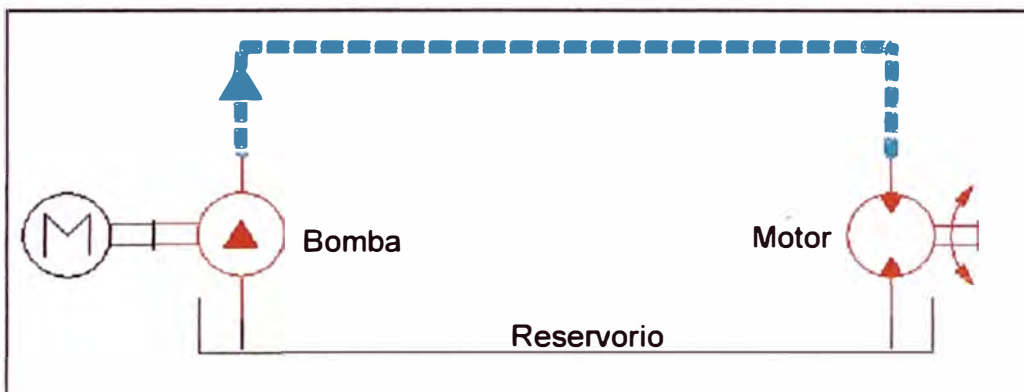


Figura 4. 2: Dirección del flujo

En la figura 4.3, haciendo el cambio del tipo de bomba, se muestra una que permite variar su desplazamiento en un rango, por ende se tiene variación de flujo a las mismas revoluciones de conducción.

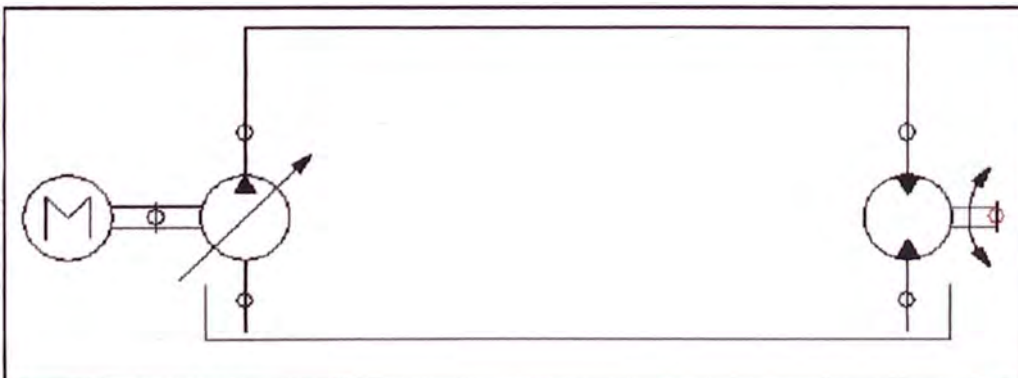


Figura 4. 3: Diseño básico con bomba variable

El detalle que se observa en este último diseño es el sentido de giro del motor, el cual será el mismo. La bomba manda flujo por una solo sentido, impidiendo así la variación del sentido de giro obtenido del sistema. Este detalle impide probar las bombas que operan a un sentido contrario al del banco.

Haciendo el cambio de bomba, por una que permita enviar el flujo en las dos direcciones, se tendrá el efecto deseado.



Figura 4. 4: Diseño básico con bomba variable y birotacional en circuito cerrado

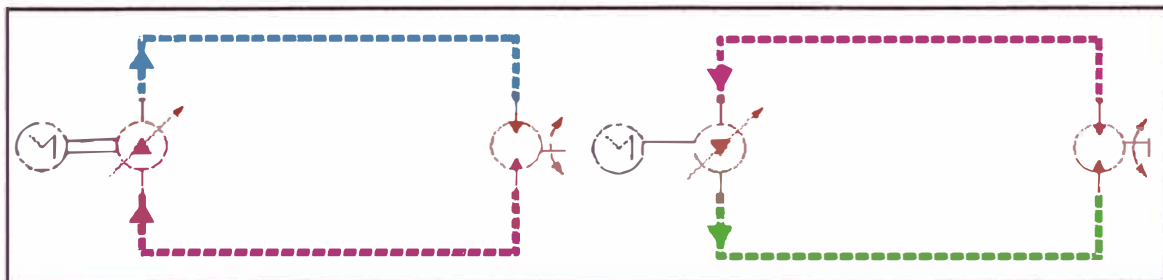


Figura 4. 5: Dirección del flujo

4.2.2. Selección de componentes

El circuito de la figura 4.4, cumple con los requisitos para operar el banco de pruebas teóricamente, el detalle más resaltante encontrado es la no utilización de un reservorio para el aceite. Teóricamente, no habría ningún problema, la

potencia transformada por la bomba es transportada por el aceite al motor, una vez convertida esta potencia en trabajo, el aceite retorna a la bomba para cerrar el ciclo.

Basándose en esta suposición teórica, se selecciona los componentes que se usará en el circuito.

4.2.2.1. Selección de motor.

De los datos de carga, seleccionamos un motor que pueda entregar como mínimo un torque de 1098,17 N-m y operar a 2 300 RPM.

El motor elegido es el modelo M14 de la serie Denison GOLD CUP® del fabricante Parker Hannifin, cuya especificaciones técnicas están resumidas en la tabla 4.1

Tabla 4. 1

Torque (N – m)	: 1 250	
Desplazamiento (cm ³ /rev)	: 229,5	
Presión máxima (bar)	: 350	
Velocidad máxima (RPM)	: 2 400	

Conociendo la máxima velocidad del motor y su desplazamiento, se puede conocer cuánto flujo (Q) necesita para operar a esta máxima condición.

$$Q = \frac{2\,400 \times 229,5}{1\,000} \text{ LPM} \quad (4.1)$$


$$Q = 550,8 \text{ LPM} \quad (4.2)$$

4.2.2.2. Selección de bomba.

La selección de la bomba se hace a partir de la cantidad de flujo que necesita el motor para operar a máxima condición, dado que la bomba es conducida por un motor eléctrico, se considera una velocidad de 1800 RPM en la bomba, la cual debe ser capaz de proveer a esta velocidad de rotación, como mínimo, el flujo que necesita el motor para operar en máxima condición.

Bajo estas condiciones, la bomba elegida es el modelo P24 de la serie Denison GOLD CUP® del fabricante Parker Hannifin, cuya especificaciones técnicas están resumidas en la tabla 4.2.

Tabla 4. 2

Desplazamiento (cm ³ /rev)	: 403,2	
Presión máxima (bar)	: 350	
Velocidad máxima (RPM)	: 2 100	

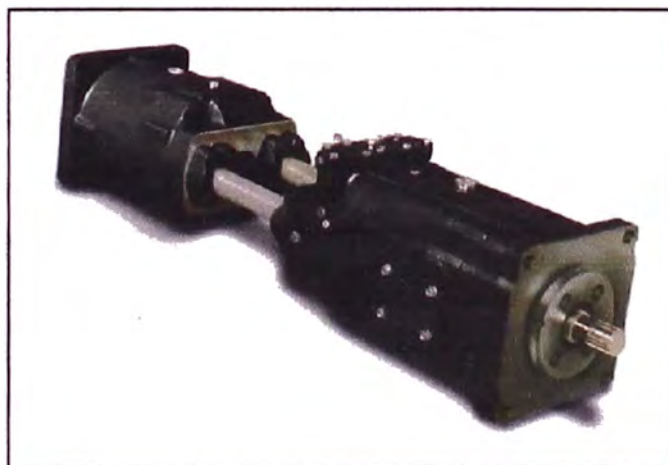


Figura 4. 6: Ensamble bomba - motor

4.2.3. Cálculo de pérdidas.

Las suposiciones teóricas tienen que ser corregidas para determinar los parámetros de operación del sistema. En el siguiente análisis se considerarán las pérdidas de flujo y potencia, las cuales modificarán el circuito oleo hidráulico. Para ello usaremos las gráficas provistas por el fabricante, donde se observa la variación de las eficiencias con la presión y velocidad rotación.

Las pérdidas máximas se obtienen considerando la condición crítica, la cual es cuando la presión del sistema P_s , alcanza 345 bar (Esta información se ha obtenido del catálogo de operación del fabricante).

4.2.3.1. Primer Caso

Se analiza la operación cuando, la velocidad de salida del sistema es 1 800 revoluciones por minuto.

Con los datos obtenidos de la figura 4.7, se calcula el flujo Q necesario para mover el motor a 1 800 RPM a 345 bar de presión de sistema. Usando la siguiente ecuación.

$$Q = \frac{V_m \times n}{1\,000 \times \eta_v} \quad (4.3)$$

Donde:

- n = Velocidad de giro del motor, RPM.
- V_m = Desplazamiento positivo del motor, cm^3/rev

Efc. Volumétrica:
 $\eta_v = 0,945$

Efc. Total:
 $\eta_T = 0,9$

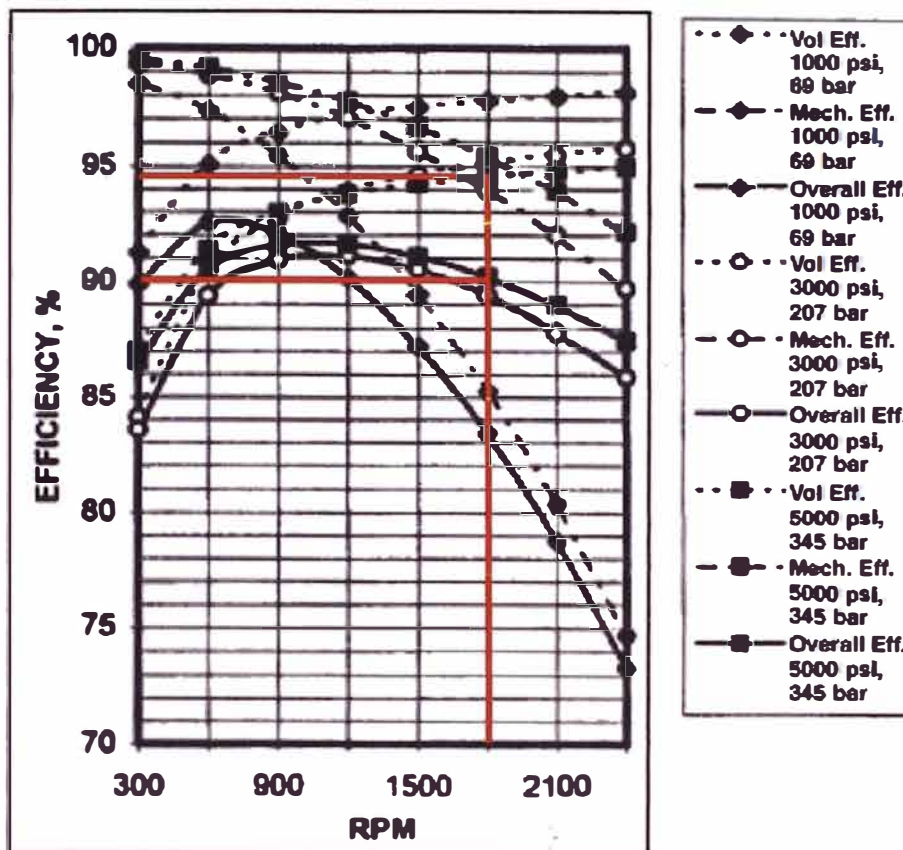


Figura 4. 7

La tabla 4.3 muestra el resultando. Este valor se interpreta como la cantidad de flujo que la bomba tiene que proveer para garantizar la condición de operación detallada anteriormente.

Tabla 4. 3

Datos de entrada	Ecuación	Datos de salida
$V_m = 229,5 \text{ cm}^3/\text{rev}$ $n = 1800 \text{ RPM}$ $\eta_v = 0,945$	$Q = \frac{1800 \times 229,5}{1000 \times 0,945}$	$Q = 437,14 \text{ LPM}$

Sin embargo la cantidad de flujo que el motor usa para girar está dado por:

$$Q_m = V_m \times n \tag{4.4}$$

Tabla 4. 4

Datos de entrada	Ecuación	Datos de salida
$V_m = 229,5 \text{ cm}^3/\text{rev}$ $n = 1\,800 \text{ RPM}$	$Q_m = \frac{1\,800 \times 229,5}{1\,000}$	$Q_m = 413,1 \text{ LPM}$

Entonces la cantidad de flujo que se pierde en el motor es:

$$Q_{mpd} = Q - Q_m \quad (4.5)$$

Tabla 4. 5

Datos de entrada	Ecuación	Datos de salida
$Q_m = 413,1 \text{ LPM}$ $Q = 437,14 \text{ LPM}$	$Q_{mpd} = 437,14 - 413,1$	$Q_{mpd} = 24,04 \text{ LPM}$

Con los datos de flujo y presión actuando en el motor, es posible el cálculo de la potencia que este entrega, siguiendo la ecuación:

$$Pot_m = \frac{Q \times P}{600} \times \eta_T \quad (4.6)$$

Tabla 4. 6

Datos de entrada	Ecuación	Datos de salida
$Q = 437,14 \text{ LPM}$ $P_S = 345 \text{ bar}$ $\eta_T = 0,9$	$Pot_m = \frac{437,14 \times 345}{600} \times 0,9$	$Pot_m = 226,22 \text{ kW}$

Entonces el torque entregado por el motor a estas condiciones está definido por:

$$T = 30\,000 \times \frac{Pot_m}{\pi \times n} \quad (4.7)$$

Tabla 4. 7

Datos de entrada	Ecuación	Datos de salida
$Pot_m = 226,22 \text{ kW}$ $n = 1\ 800 \text{ RPM}$	$T = 30\ 000 \times \frac{226,22}{\pi \times 1\ 800}$	$T = 1\ 200,14 \text{ N} - m$

Se observa que el torque resultante es mayor que el requerido por la carga (1098.17 N – m), por lo tanto se tiene la seguridad que para la máxima condición de operación demandada, el sistema podrá responder sin problemas.

La bomba, al ser de desplazamiento variable tiene un rango de operación con un mínimo y máximo valor. El mínimo desplazamiento es cuando la bomba no envía flujo, pero mantiene presión, esto sucede cuando la inclinación del plato es perpendicular al eje de rotación. La máxima inclinación constructivamente posible es el máximo desplazamiento de la bomba, este dato se encuentra en los catálogos de fabricantes. Entonces la siguiente expresión se define para el desplazamiento variable.

$$V_{(\varepsilon)} = \varepsilon \times V_p \quad (4.8)$$

Donde:

- ε = Coeficiente de inclinación de plato.
- V_p = Máximo desplazamiento positivo de la bomba, cm^3/rev

De la ecuación (4.8) el coeficiente ε puede tomar valores en el rango de 0 a 1. El cálculo de este valor permitirá obtener las eficiencias de las gráficas de operación provistas por el fabricante.

El análisis se empieza asumiendo un estado sin pérdidas, analizando las ecuaciones conocidas, el valor del coeficiente ε esta dado por:

$$\varepsilon = \frac{Q}{V_p \times n_p} \times 1\,000 \quad (4.9)$$

Donde:

- Q = Flujo demandado por el sistema, LPM.
 n_p = Velocidad de rotación de la bomba provista por el motor eléctrico, RPM.

Tabla 4. 8

Datos de entrada	Ecuación	Datos de salida
$Q = 437,14 \text{ LPM}$ $n_p = 1\,800 \text{ RPM}$ $V_p = 403,2 \text{ cm}^3/\text{rev}$	$\varepsilon = \frac{437,14}{403,2 \times 1\,800} \times 1\,000$	$\varepsilon = 0,602324$

El flujo entregado por la bomba está sujeto a pérdidas volumétricas, a fin de compensar este flujo que no es usado, es necesario aumentar el desplazamiento de la bomba, por ende se deduce que el coeficiente de inclinación de plato de la bomba real es mayor que el obtenido suponiendo un estado sin pérdidas.

De las curvas de operación provistas por el fabricante, se tiene las gráficas para los casos cuando $\varepsilon = 0,5$ y $\varepsilon = 0,75$, entonces se asume que el valor real del coeficiente se encuentra en este rango, luego se verificará y se realizarán las correcciones necesarias.

La figura 4.9 muestra las curvas cuando $\varepsilon = 0,5$, y la figura 4.8 muestra las curvas cuando $\varepsilon = 0,75$.

De los datos obtenidos en cada gráfica, se hace la interpolación de la eficiencia volumétrica, para un valor de ε , que se encuentra en ese rango. Siguiendo la ecuación:

$$\frac{0,75 - \varepsilon}{0,75 - 0,5} = \frac{\eta_v^{\varepsilon=0,75} - \eta_v}{\eta_v^{\varepsilon=0,75} - \eta_v^{\varepsilon=0,5}} \quad (4.10)$$

El proceso de iteración empieza con un valor de ε , luego se calcula η_v , con la ecuación (4.10), finalmente se verifica el resultado con la expresión:

$$Q \approx Q_p = \frac{\varepsilon \times V_p \times n_p}{1.000} \times \eta_v \quad (4.11)$$

Finalmente se corrige el valor de ε , hasta dar con el que aproxima el flujo entregado por la bomba (Q_p) con el flujo demandado por el sistema (Q).

Efc. Volumétrica:
 $\eta_v^{\varepsilon=0,75} = 0,929$

Efc. Total:
 $\eta_T^{\varepsilon=0,75} = 0,86$

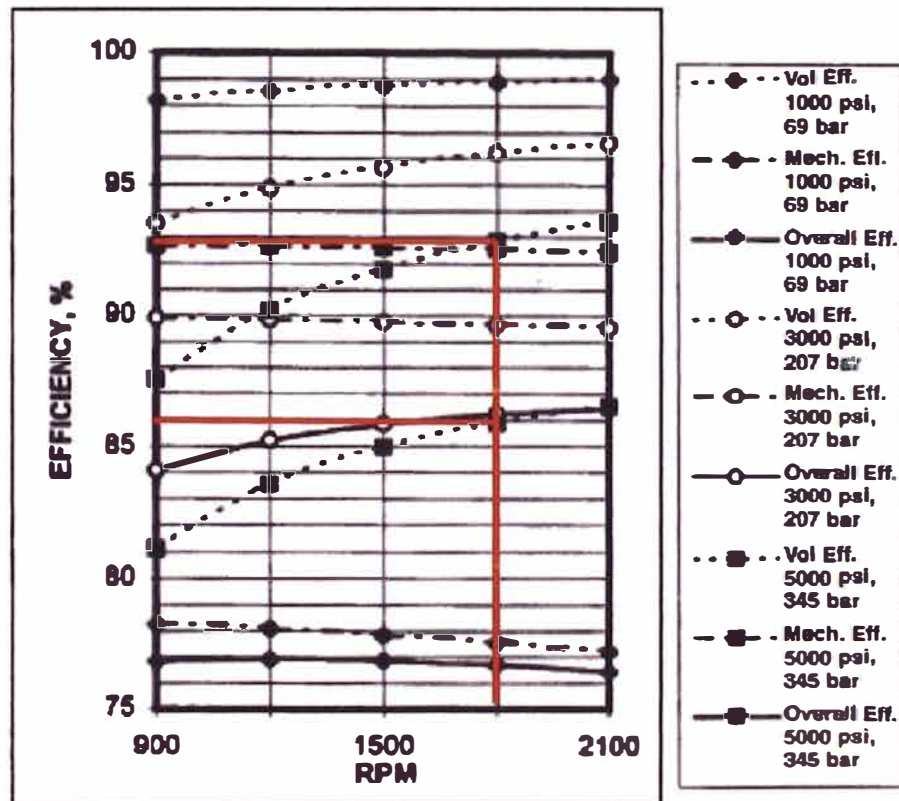


Figura 4. 8

Efc. Volumétrica:
 $\eta_v^{\epsilon=0,5} = 0,89$

Efc. Total:
 $\eta_T^{\epsilon=0,5} = 0,809$

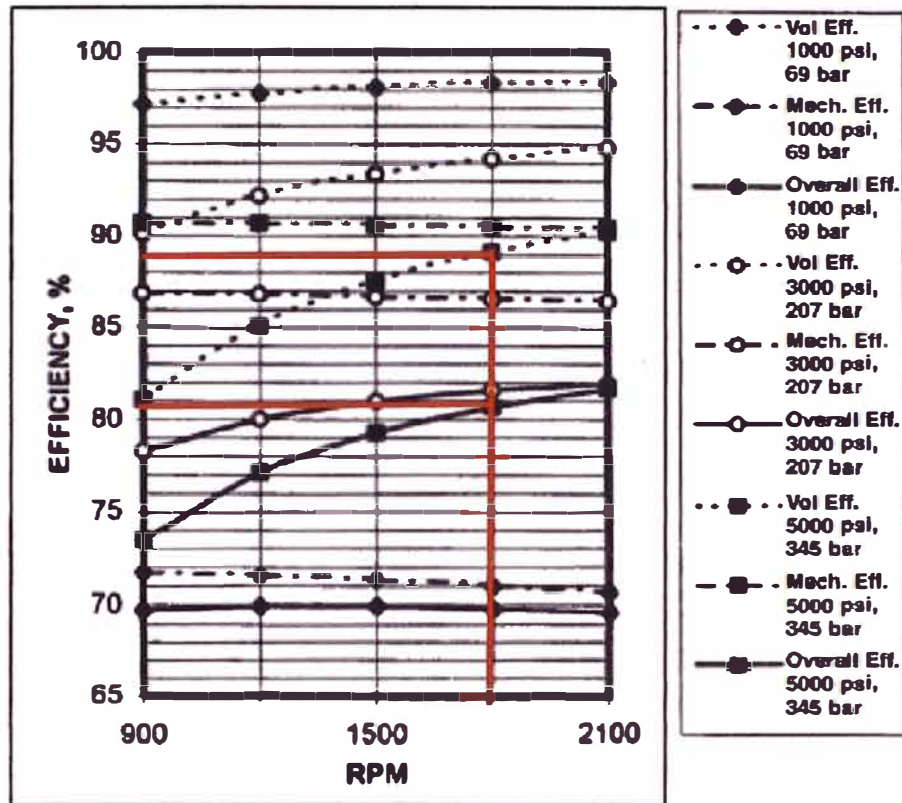


Figura 4. 9

Luego de haber iterado, el valor que aproxima la ecuación (4.11), es cuando $\epsilon = 0,659$, el cual tiene la siguiente eficiencia volumétrica, $\eta_v = 0,915$

Tabla 4. 9

Datos de entrada	Ecuación	Datos de salida
$V_P = 403,2 \text{ cm}^3/\text{rev}$ $n_P = 1800 \text{ RPM}$ $\eta_v = 0,915$ $\epsilon = 0,659$	$Q_P = \frac{1800 \times 403,2 \times 0,659}{1000} \times 0,915$	$Q_P = 437,53 \text{ LPM}$

Con este resultado se puede determinar cuánto flujo se pierde en la bomba, siguiendo la ecuación:

$$Q_{ppd} = \frac{\epsilon \times V_P \times n_P}{1.000} \times (1 - \eta_v) \tag{4.12}$$

Tabla 4. 10

Datos de entrada	Ecuación	Datos de salida
V_P $= 403,2 \text{ cm}^3/\text{rev}$ $n_P = 1800 \text{ RPM}$ $\eta_v = 0,915$ $\varepsilon = 0,659$	$Q_{pd} = \frac{1800 \times 403,2 \times 0,659}{1000} \times (1 - 0,915)$	$Q_{ppd} = 40,75 \text{ LPM}$

A continuación, la potencia entregada por la bomba queda definida como.

$$Pot_p = \frac{Q_p \times P_s}{600} \quad (4.13)$$

Tabla 4. 11

Datos de entrada	Ecuación	Datos de salida
$Q_p = 437,53 \text{ LPM}$ $P_s = 345 \text{ bar}$	$Pot_p = \frac{437,53 \times 345}{600}$	$Pot_p = 251,58 \text{ kW}$

Análogamente se calcula la eficiencia total para el valor del coeficiente hallado.

$$\frac{0,75 - \varepsilon}{0,75 - 0,5} = \frac{\eta_T^{\varepsilon=0,75} - \eta_T}{\eta_T^{\varepsilon=0,75} - \eta_T^{\varepsilon=0,5}} \quad (4.14)$$

Reemplazando los datos conocidos en la ecuación (4.14), $\eta_T = 0,841$

Luego la potencia necesaria que se debe aplicar al sistema queda determinado

por:

$$Pot_T = \frac{Pot_p}{\eta_T} \quad (4.15)$$

Tabla 4. 12

Datos de entrada	Ecuación	Datos de salida
$Pot_p = 251,58 \text{ kW}$ $\eta_T = 0,841$	$Pot_T = \frac{251,58}{0,841}$	$Pot_T = 298,99 \text{ kW}$

De los datos obtenidos, se puede calcular la eficiencia del sistema.

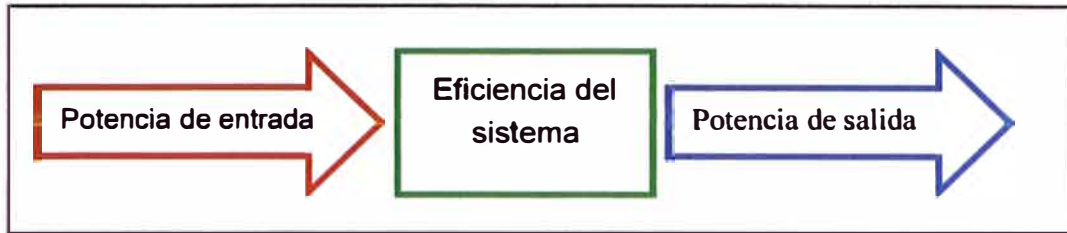


Figura 4. 10: Esquema de transferencia de potencia

De la figura 4.10, la potencia de salida es la potencia útil obtenida del sistema, la cual es la que el motor provee para este primer caso. La potencia de entrada es la potencia que se debe aplicar al sistema para obtener este efecto. Entonces la eficiencia del sistema queda determinada por:

$$\% \eta_s = \frac{Pot_m}{Pot_T} \times 100 \quad (4.16)$$

El resultado de la tabla 4.13 muestra que aproximadamente el 75 % de la potencia invertida en el sistema se transforma en potencia útil, el resto se disipa en forma de calor incrementando la temperatura del sistema.

$$Pot_{pd} = Pot_T - Pot_m \quad (4.17)$$

Tabla 4. 13

Datos de entrada	Ecuación	Datos de salida
$Pot_T = 298,99 \text{ kW}$ $Pot_m = 226,22 \text{ kW}$	$\% \eta_s = \frac{226,22}{298,99} \times 100$	$\% \eta_s = 75,66 \%$

Finalmente, existen pérdidas en el sistema, tanto de potencia, cuyo valor es mostrado por la tabla 4.14, como de flujo, tabla 4.15.

Tabla 4. 14

Datos de entrada	Ecuación	Datos de salida
$Pot_T = 298,99 \text{ kW}$ $Pot_m = 226,22 \text{ kW}$	$Pot_{pd} = 298,99 - 226,22$	$Pot_{pd} = 72,77 \text{ kW}$

Se obtiene las pérdidas de flujo del sistema, sumando las pérdidas de flujo encontradas en la bomba como en el motor.

$$Q_{spd} = Q_{mpd} + Q_{ppd} \quad (4.18)$$

Tabla 4. 15

Datos de entrada	Ecuación	Datos de salida
$Q_{mpd} = 24,04 \text{ LPM}$ $Q_{ppd} = 40,75 \text{ LPM}$	$Q_{spd} = 24,04 + 40,75$	$Q_{spd} = 64,79 \text{ LPM}$

4.2.3.2. Segundo Caso

A continuación se analizará cuando las revoluciones del motor son 2 300 por minuto, el cual es el segundo límite del rango de operación del sistema.

La figura 4.11, muestra la gráfica de operación, la misma que se usó para el caso anterior. De los datos obtenidos de ella, se calculará el flujo que se debe aplicar en el motor para lograr la condición buscada, la tabla 4.16 muestra la evaluación de la ecuación (4.3) para este caso.

Tabla 4. 16

Datos de entrada	Ecuación	Datos de salida
$V_m = 229,5 \text{ cm}^3/\text{rev}$ $n = 2\,300 \text{ RPM}$ $\eta_v = 0,95$	$Q = \frac{2\,300 \times 229,5}{1\,000 \times 0,95}$	$Q = 555,63 \text{ LPM}$

La presión del sistema será la misma que el primer caso, dado que es la máxima permisible por los componentes. El procedimiento de cálculo es el mismo detallado anteriormente, ver la tabla 4.17 con el resume de este proceso.

Tabla 4. 17

Datos de entrada	Ecuación	Datos de salida
$V_m = 229,5 \text{ cm}^3/\text{rev}$ $n = 2\ 300 \text{ RPM}$	$Q_m = \frac{2\ 300 \times 229,5}{1\ 000}$	$Q_m = 527,85 \text{ LPM}$
$Q_m = 527,85 \text{ LPM}$ $Q = 555,63 \text{ LPM}$	$Q_{mpd} = 555,63 - 527,85$	$Q_{mpd} = 27,78 \text{ LPM}$
$Q = 555,63 \text{ LPM}$ $P_s = 345 \text{ bar}$ $\eta_T = 0,88$	$Pot_m = \frac{555,63 \times 345}{600} \times 0,88$	$Pot_m = 281,15 \text{ kW}$
$Pot_m = 281,15 \text{ kW}$ $n = 2\ 300 \text{ RPM}$	$T = 30\ 000 \times \frac{281,15}{\pi \times 2\ 300}$	$T = 1\ 167,3 \text{ N} - \text{m}$

Efc. Volumétrica:
 $\eta_v = 0,95$

Efc. Total:
 $\eta_T = 0,88$

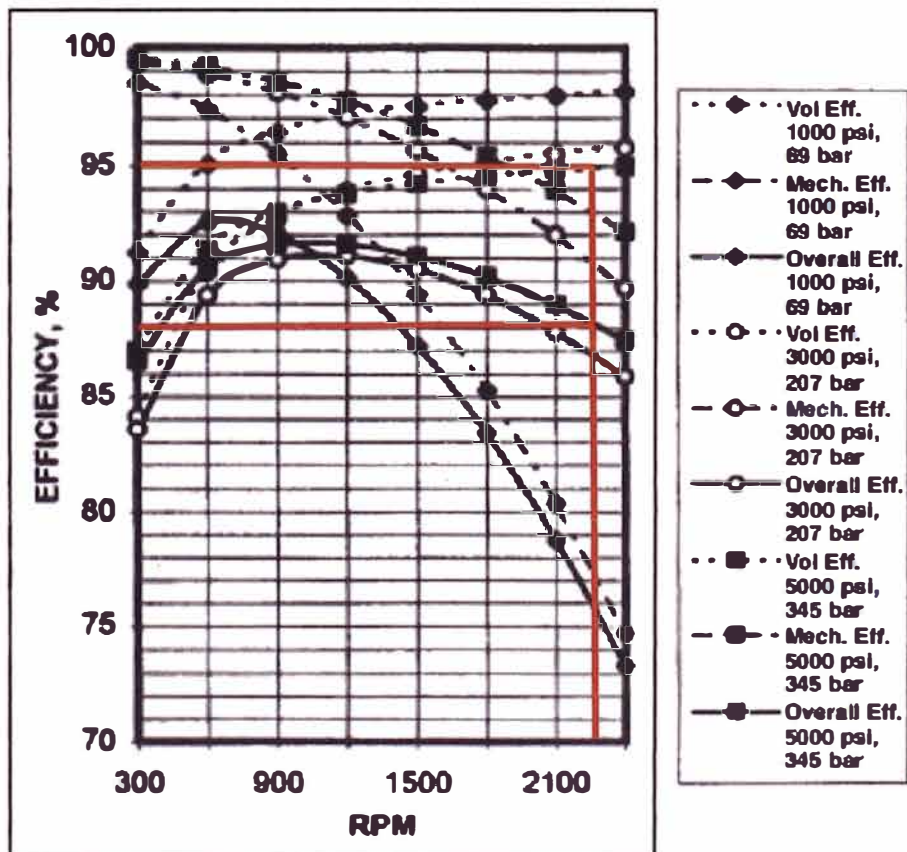


Figura 4. 11

De la misma forma que el caso anterior se observa que el torque resultante es mayor que el requerido por la carga (1098,17 N – m), por lo tanto se tiene la seguridad que para la máxima condición de operación demandada, el sistema podrá responder sin problemas. Se calcula análogamente el valor del coeficiente de inclinación (ϵ).

Tabla 4. 18

Datos de entrada	Ecuación	Datos de salida
$Q = 555,63 \text{ LPM}$ $n_p = 1800 \text{ RPM}$ $V_p = 403,2 \text{ cm}^3/\text{rev}$	$\epsilon = \frac{555,63}{403,2 \times 1800} \times 1000$	$\epsilon = 0,765586$

Para el cálculo del valor de real del coeficiente, se asume que se encuentra en el rango de $\epsilon = 0,75$ y $\epsilon = 1$.

Efc. Volumétrica:
 $\eta_v^{\epsilon=1} = 0,948$

Efc. Total:
 $\eta_T^{\epsilon=1} = 0,886$

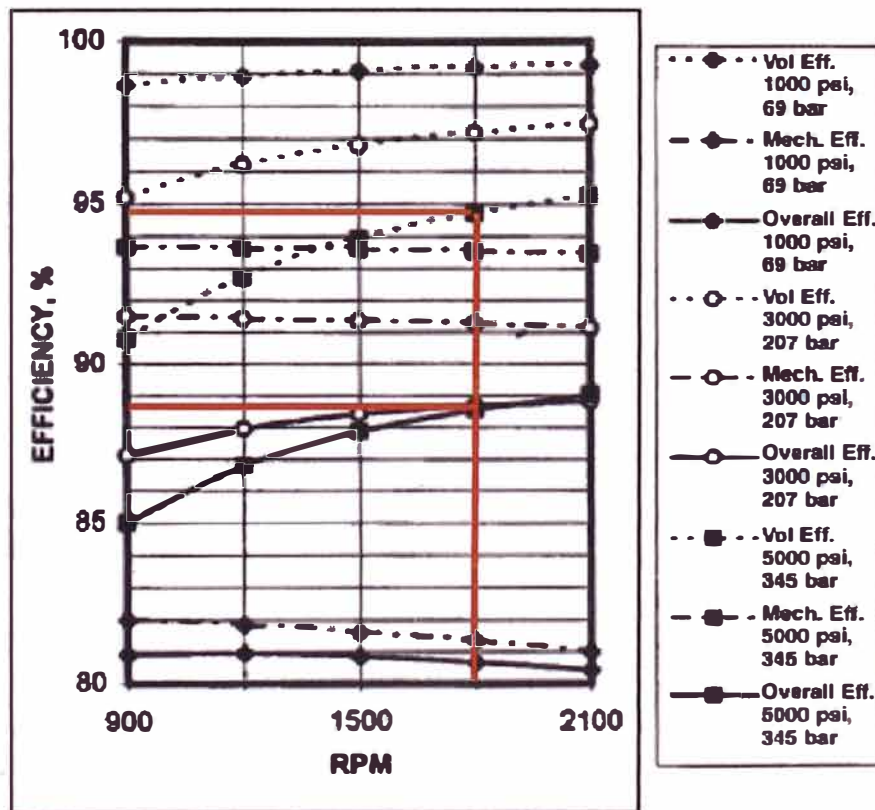


Figura 4. 12

Con los datos obtenidos de las gráficas para $\varepsilon = 0,75$ (ver figura 4.8) y $\varepsilon = 1$, se itera los valores reales de ε , de la misma forma que el caso anterior, dando como resultado, $\varepsilon = 0,819$, el cual tiene la siguiente eficiencia volumétrica, $\eta_v = 0,934$.

Siguiendo la misma línea de cálculo previamente detallada, la tabla 4.19 muestra los resultados, el valor de la eficiencia total (η_T), se determina de la misma manera que el caso anterior, dando como resultado, $\eta_T = 0,867$. Luego, los resultados son mostrados por la tabla 4.19.

Finalmente se tiene las pérdidas de flujo y potencia para el segundo caso, tabla 4.20.

Tabla 4. 19

Datos de entrada	Ecuación	Datos de salida
$V_P = 403,2 \text{ cm}^3/\text{rev}$ $n_P = 1\,800 \text{ RPM}$ $\eta_v = 0,934$ $\varepsilon = 0,819$	$Q_P = \frac{1\,800 \times 403,2 \times 0,819}{1\,000} \times 0,934$	$Q_P = 555,31 \text{ LPM}$
$V_P = 403,2 \text{ cm}^3/\text{rev}$ $n_P = 1\,800 \text{ RPM}$ $\eta_v = 0,934$ $\varepsilon = 0,819$	$Q_{pd} = \frac{1\,800 \times 403,2 \times 0,819}{1\,000} \times (1 - 0,934)$	$Q_{ppd} = 39,08 \text{ LPM}$
$Q_P = 555,31 \text{ LPM}$ $P_S = 345 \text{ bar}$	$Pot_p = \frac{555,31 \times 345}{600}$	$Pot_p = 319,3 \text{ kW}$

Tabla 4. 20

Datos de entrada	Ecuación	Datos de salida
$Pot_p = 319,3 \text{ kW}$ $\eta_T = 0,867$	$Pot_T = \frac{319,3}{0,867}$	$Pot_T = 368,21 \text{ kW}$
$Pot_T = 368,21 \text{ kW}$ $Pot_m = 281,15 \text{ kW}$	$\% \eta_S = \frac{281,15}{368,21} \times 100$	$\% \eta_S = 76,35 \%$

$Pot_T = 368,21 \text{ kW}$ $Pot_m = 281,15 \text{ kW}$	$Pot_{pd} = 368,21 - 281,15$	$Pot_{pd} = 87,06 \text{ kW}$
$Q_{mpd} = 27,78 \text{ LPM}$ $Q_{ppd} = 39,08 \text{ LPM}$	$Q_{spd} = 27,78 + 39,08$	$Q_{spd} = 66,86 \text{ LPM}$

4.2.3.3. Pérdidas de potencia y flujo.

De los dos casos límites analizados, se seleccionan las mayores pérdidas, las cuales serán las del sistema.

Tabla 4. 21

	Primer Caso	Segundo Caso
Perdidas de potencia (kW)	72,77	87,06
Perdidas de flujo (LPM)	64,79	66,86

De la tabla 4.21, el segundo caso es el que representa los mayores valores. A continuación se analizará el efecto de cada una de estas pérdidas en el sistema, y se seleccionarán los componentes que disminuyan estos efectos nocivos.

4.2.4. Selección de enfriador.

La cantidad de potencia que no es usada para generar trabajo útil son pérdidas que se transforman en calor incrementado la temperatura del sistema. Es necesario disipar este calor, ya que por encima de los 70°C de temperatura, el aceite empieza a degradarse y pierde sus propiedades físicas necesarias para el cumplimiento de sus funciones.

Se usará un enfriador a fin de bajar la temperatura del aceite caliente del sistema, para ello extraeremos una parte del flujo, la cual pasará a través del

enfriador disipando de esta manera el calor generado por las pérdidas de potencia presentes en el sistema. Siguiendo la ecuación de transferencia de calor.

$$\dot{q} = U_{int} A_{int} (T_f - T_a) \quad (4.19)$$

Donde:

- \dot{q} = Pérdidas de potencia transformadas en calor, BTU/hr.
- U_{int} = Coeficiente total de transferencia de calor del intercambiador a ser usado, BTU/hr.m².°F.
- A_{int} = Área total de transferencia de calor del intercambiador a ser usado, m².
- T_f = Temperatura deseada del aceite, °F.
- T_a = Temperatura del aire o agua obtenida del medio ambiente, °F.

El factor $U_{int} A_{int}$, es un valor que depende de la fabricación y del tipo de enfriador que se esté usando; los fabricantes de estos enfriadores llaman a este valor, capacidad de enfriamiento.

La figura 4.14 muestra las curvas para los enfriadores de la serie ULAC, del fabricante Parker Hannifin (División de Acumuladores & Enfriadores), en ella se observa que para cada modelo se tiene una relación entre el flujo que pasa a través del enfriador y su capacidad de enfriamiento. Entonces reformulando la ecuación (4.19), se tiene:

$$U_{int} A_{int} = \frac{\dot{q}}{(T_f - T_a)} \quad (4.20)$$

Se asume una temperatura máxima del ambiente de 82,4 °F (28°C) y una temperatura deseada de 140°F (60°C). Se evalúa la ecuación (4.20) para las pérdidas de potencia obtenidas del sistema 297 885,32 BTU/hr (87,06 kW).

Tabla 4. 22

Datos de entrada	Ecuación	Datos de salida
$\dot{q} = 297\,885,32 \text{ BTU/hr}$ $T_f = 140 \text{ }^\circ\text{F}$ $T_a = 82,4 \text{ }^\circ\text{F}$	$U_{int} A_{int} = \frac{297\,885,32}{(140 - 82,4)}$	$U_{int} A_{int} = 5171,62 \text{ BTU/hr.}^\circ\text{F}$

De la figura 4.14, se selecciona el enfriador más adecuado y se obtiene la cantidad de flujo necesaria a pasar a través de él. Aproximadamente 43 GPM (163 LPM) es el valor que resulta del análisis. El modelo seleccionado es, ULAC-112H.



Figura 4. 13

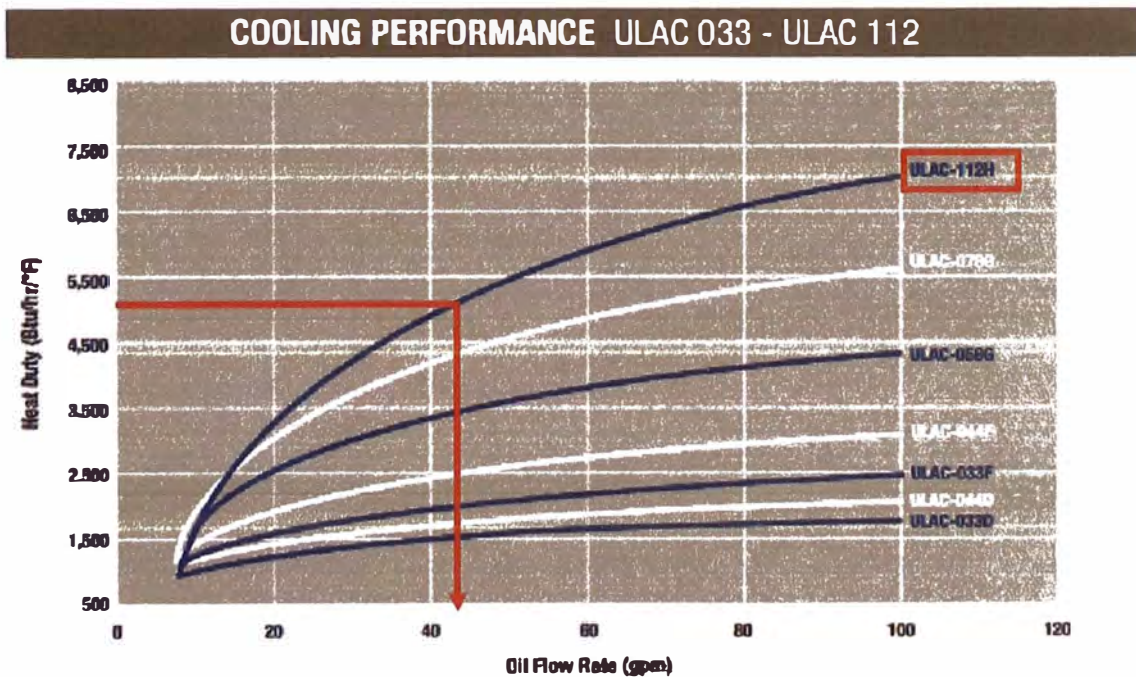


Figura 4. 14

4.2.5. Cálculo de reposición de pérdidas de flujo.

Las pérdidas de flujo del sistema, los cuales son drenados, en primer lugar internamente hacia las carcasas de la bomba y motor, para luego mediante sus puertos de drenaje respectivos, al tanque o reservorio, debe ser repuesta, o de lo contrario el sistema se quedará sin fluido de trabajo.

Es por ello que se le añadirá al sistema una bomba adicional de menor capacidad, la cual envíe flujo a la línea de baja presión, reponiendo así el fluido faltante.

Se debe tener en cuenta también, el flujo que se está extrayendo del sistema con fines de enfriamiento.

El modelo de bomba escogido, P24 de la serie Denison GOLD CUP®, tiene la opción de incluir internamente una segunda bomba para ser usada en el reemplazo del flujo perdido y/o extraído del sistema.

Como la cantidad de flujo usado para enfriar el sistema (163 LPM) es mayor que las pérdidas máximas de flujo del sistema (67 LPM), se usará para el cálculo de la capacidad mínima de la bomba adicional, para luego seleccionar del catálogo del fabricante la más adecuada.

$$V_{PR} = \frac{Q_R}{n_p} \times 1\,000 \quad (4.21)$$

Tabla 4. 23

Datos de entrada	Ecuación	Datos de salida
$Q_R = 163 \text{ LPM}$ $n_p = 1\,800 \text{ RPM}$	$V_{PR} = \frac{Q_R}{n_p} \times 1\,000$	$V_{PR} = 90,55 \text{ cm}^3/\text{rev}$

Según catálogo de fabricante, la bomba que está por encima de esta capacidad es de $100 \text{ cm}^3/\text{rev}$, a $1\ 800 \text{ RPM}$, entregando 180 LPM . El circuito oleo hidráulico de la bomba escogida queda representado por la figura 4.15.

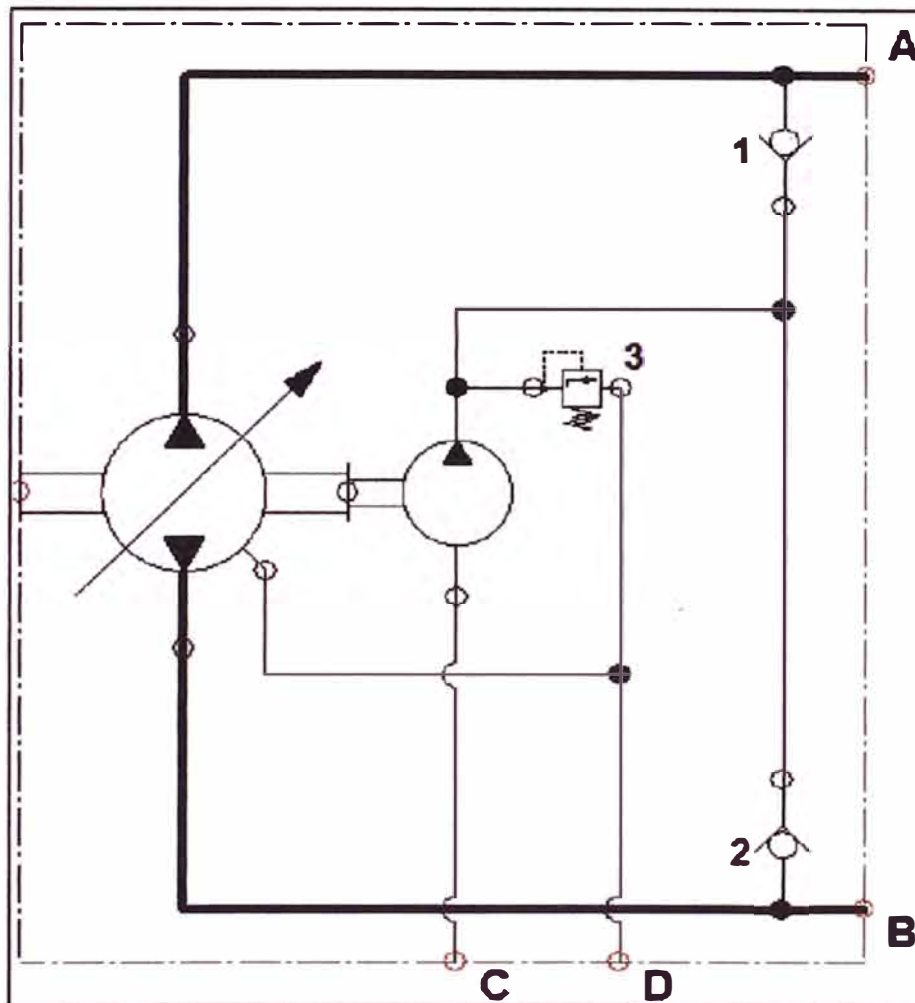


Figura 4. 15: Esquema oleo hidráulico de la bomba P24P.

Internamente la bomba ya viene equipada con el circuito que permite el ingreso correcto de flujo a la línea de baja presión. Las válvulas anti retorno (check), ítems 1 y 2 del circuito, permiten el paso del flujo hacia las líneas de trabajo pero no viceversa. La válvula de alivio, ítem número 3 del circuito, eleva la presión del flujo entregado por la bomba auxiliar lo suficiente para vencer la resistencia de la línea de baja presión, pero sin la fuerza para vencer la resistencia

de la línea de trabajo (alta presión), garantizando así el ingreso del flujo a la línea adecuada. En el caso que el flujo sea más de lo que se requiera, se incrementara la presión en la línea de baja hasta llegar a igualar a la presión de apertura de la válvula de alivio, de esta manera se drenara el excedente al tanque mediante el puerto D, el cual drena también la perdidas de flujo de la bomba.

El puerto C, es el puerto de succión de la bomba auxiliar conectado al reservorio o tanque de aceite, mientras que los puertos A y B son los de trabajo que irán conectados a los puertos de admisión del motor. Entonces el balance de flujos queda según la figura 4.16.

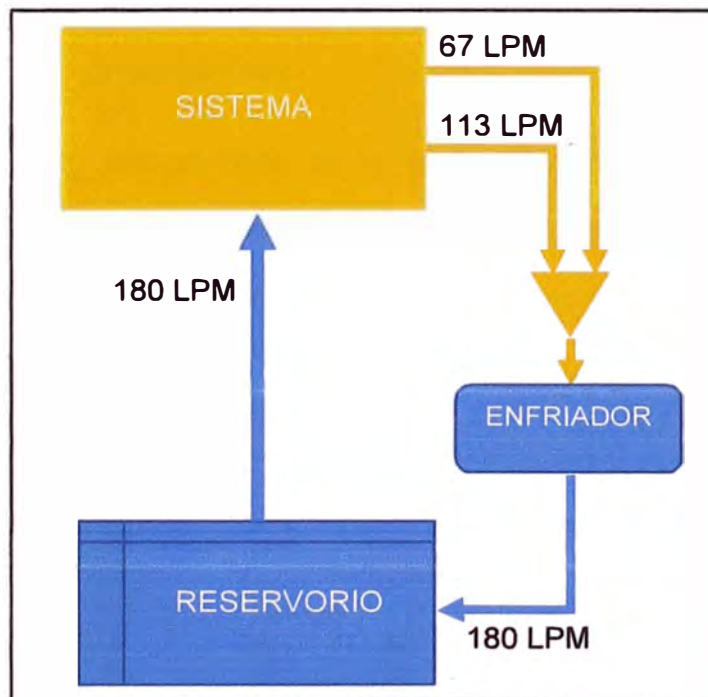


Figura 4. 16: Modelo de entrada y salida de flujos en el banco

4.2.6. Selección de válvula y orificio de derivación.

En la figura 4.16 se ha redondeado el valor de las pérdidas de flujo a 67 LPM, dando un total de 113 LPM a ser extraído del sistema, finalmente se pasara por el enfriador 180 LPM, aumentando su capacidad de enfriamiento.

Esta cantidad de flujo se consigue drenado lo fuera del sistema, para ello es necesario extraerlo de la línea de baja presión, de lo contrario se perdería potencia y sería difícil de controlar.

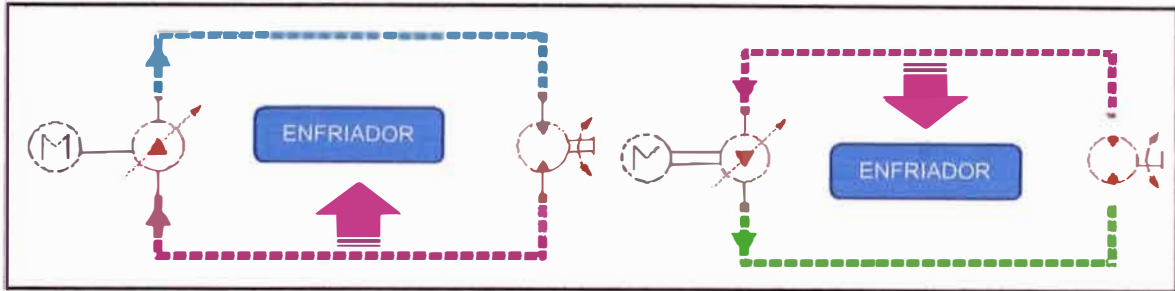


Figura 4. 17: Paso del flujo de aceite caliente de la línea de baja presión hacia el enfriador.

La figura 4.17 muestra la línea de baja presión para las dos direcciones posibles del flujo de trabajo. La derivación del flujo se hará a través de una válvula que permita este comportamiento.

La válvula seleccionada es la serie K3A125, del fabricante Parker Hannifin. En el catálogo se encuentran las gráficas de operación de la válvula como su representación simbólica para el circuito oleo hidráulico.



Figura 4. 18: Cartucho

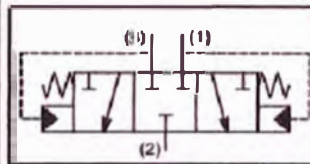


Figura 4. 20: Símbolo

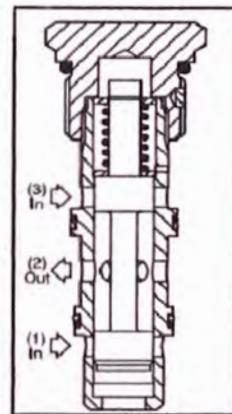


Figura 4. 19: Vista de corte

La configuración de esta válvula permite el "paso" de la presión más baja de entre dos presiones de entrada. Siguiendo la secuencia lógica.

Si $P_{(3)} > P_{(1)}$, entonces (1) se conecta con (2).

Si $P_{(3)} < P_{(1)}$, entonces (3) se conecta con (2).

Obtenemos de la gráfica, la caída de presión para la cantidad de flujo que se necesita pasar.

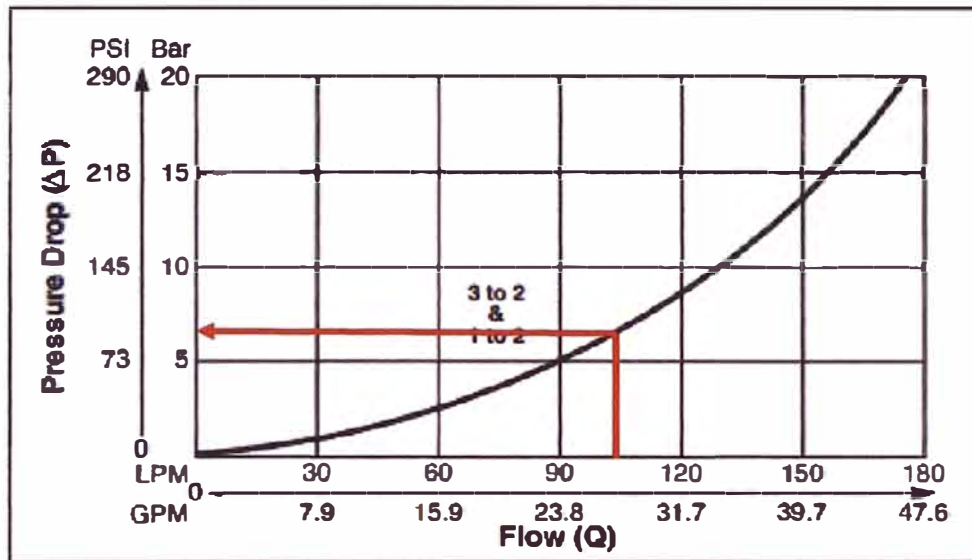


Figura 4. 21: Gráfico de caída de presión por flujo de la válvula de derivación

Aproximadamente la caída es 7 bar para 113 LPM. Conectando este nuevo elemento en el sistema, el circuito queda modificado de la siguiente forma:

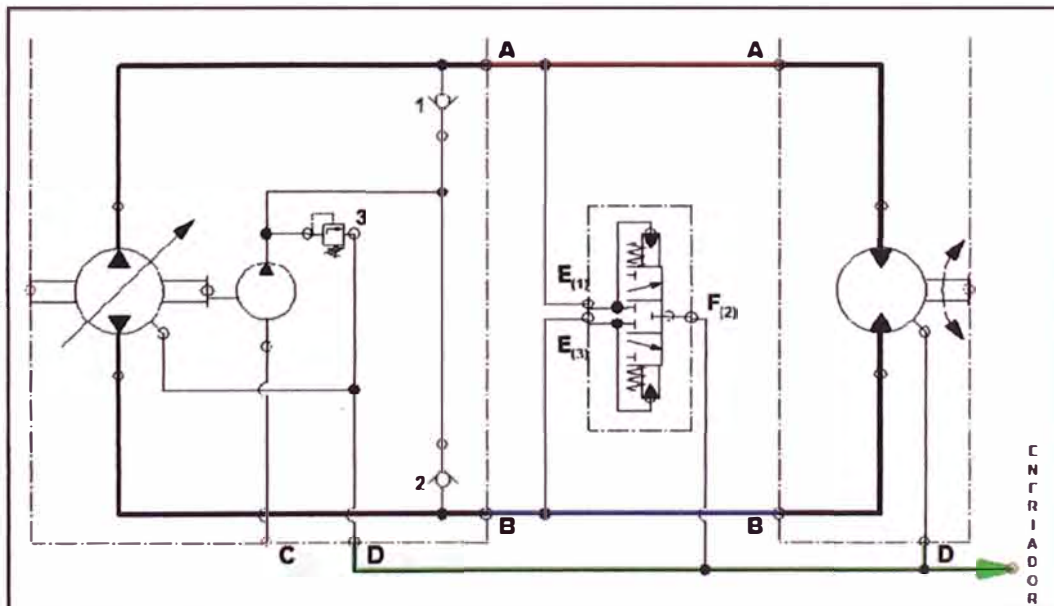


Figura 4. 22: Circuito modificado del diseño básico usando bomba y motor Denison GOLD CUP®

En la figura 4.22, los puertos A, B y D del motor cumplen la misma función que en la bomba. Los puertos $E_{(1)}$ y $E_{(3)}$ de la válvula son conectados a las líneas que conectan los puertos de trabajo A y B del motor y la bomba, mientras que el puerto $F_{(2)}$, también de la válvula, es conectado a la línea que une los puertos D de la bomba y el motor. Se observa también que la válvula se encuentra entre dos puntos a presiones distintas.

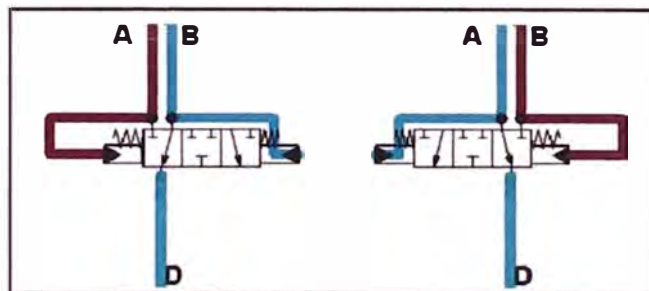


Figura 4. 23: Derivación de flujo de baja presión

Para ambas posiciones de la válvula, siempre se tendrá presión de la línea reemplazada con flujo de la bomba auxiliar, conectada a la presión de drenaje, la cual es la misma que la de la carcasa de la bomba y el motor. De acuerdo al catálogo de operación de la bomba, esta diferencia de presión es aceptable cuando se encuentra entre 12.4 a 15.2 bar, para este diseño se considerará una presión de 14 bar, la cual es posible obtener mediante el ajuste de la válvula de alivio, ítem 3 de la bomba.

Si se ingresa a la figura 4.21 con esta presión, se obtendrá un flujo mayor al requerido a través de la válvula. Para ello, se colocará un orificio a la entrada de la válvula, de tal manera que con la caída de presión restante se pueda tener un flujo de 113 LPM.

$$\Delta P_o = 14 - 7 \quad (4.22)$$

$$\Delta P_o = 7 \text{ bar} \quad (4.23)$$

Entonces siguiendo la ecuación de flujo a través de un orificio.

$$A_o = \frac{Q_o}{6 \times C_d \sqrt{\frac{20}{\rho} (\Delta P_o)}} \quad (4.24)$$

Donde:

- Q_o = Flujo requerido a través del orificio, LPM.
 ΔP_o = Diferencia de presión a través del orificio, bar.
 C_d = Coeficiente de descarga.
 ρ = Densidad del aceite usado, kg/m³.
 A_o = Área del orificio, mm².

Tabla 4. 24

Datos de entrada	Ecuación	Datos de salida
$Q_o = 113 \text{ LPM}$ $\Delta P_o = 7 \text{ bar}$ $C_d = 0,6$ $\rho = 800 \text{ kg/m}^3$	$A_o = \frac{113}{6 \times 0,6 \sqrt{\frac{20}{800} (7)}}$	$A_o = 75,03 \text{ mm}^2$

Para el cálculo del área del orificio, se asumió la densidad del aceite de acuerdo a la densidad estándar de los aceites usados para componentes oleo hidráulicos en el mercado. El valor del coeficiente de descarga asumido se encuentra dentro del rango de valores comunes para orificios con filos. Del resultado obtenido, es posible saber el diámetro del orificio en cuestión.

$$D_o = \sqrt{\frac{4 \times A_o}{\pi}} \quad (4.25)$$

Tabla 4. 25

Datos de entrada	Ecuación	Datos de salida
$A_o = 75,03 \text{ mm}^2$	$D_o = \sqrt{\frac{4 \times A_o}{\pi}}$	$D_o = 9,77 \text{ mm}$

Se selecciona 3/8" (9,525 mm) como dimensión estándar para el orificio.

Entonces con esta última modificación, el circuito oleo hidráulico tiene la siguiente estructura.

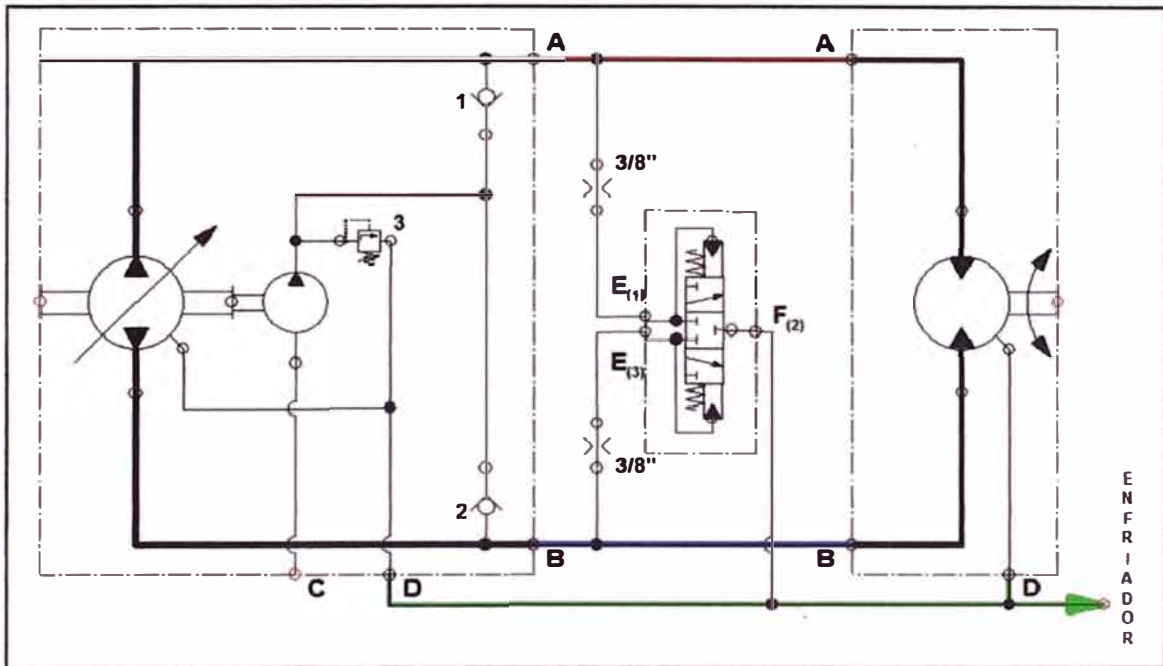


Figura 4. 24: Esquema preliminar del sistema oleo hidráulico del banco de pruebas.

4.2.7. Selección de dispositivo de control

Durante el proceso de cálculo de pérdidas, se determinó los coeficientes de inclinación de plato ε (el cual dependiendo del valor que tome varía el flujo entregado de la bomba) que generan 1 800 y 2 300 revoluciones por minuto en el motor. Este coeficiente puede ser interpretado como una señal de comando a ser mandada a la bomba para que modifique su desplazamiento por revolución.

Según la tecnología manejada por el fabricante de la bomba, esta señal puede ser eléctrica, de presión oleo hidráulica, o manual, cualquiera de las tres hace posible variar las revoluciones por minuto que entrega el motor, que a su vez varía las revoluciones de la bomba a prueba, permitiendo así probar las bombas a distintas velocidades.

Se elige usar señal eléctrica para variar el coeficiente de inclinación de plato de la bomba, debido a que tiene más precisión y es más accesible de ajustar. De la figura 4.25, usando un potenciómetro 10k, variamos el amperaje a las bobinas que controla la inclinación del plato de la bomba principal, obteniendo diferentes valores del coeficiente ϵ .

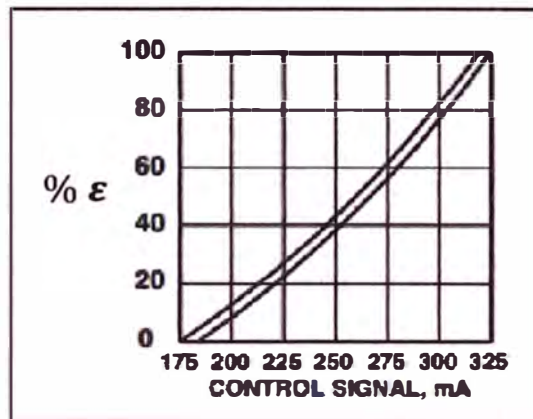


Figura 4. 25: Grafico de variación de inclinación de plato con la corriente

4.2.8. Selección filtro.

Este sistema es auto lubricante, ya que todas las partes en movimiento tanto en el motor como la bomba y las válvulas, están inmersas en aceite, entonces es necesario mantener la limpieza del aceite en los niveles permitidos por el fabricante los cuales son:


- Clase 8 (NAS 1638)
- 17/14 (ISO 4406)

Siguiendo las recomendaciones, este nivel de limpieza se consigue incorporando al sistema un filtro de 10 micras.

Siendo el sistema principal de circuito cerrado, los contaminantes externos ingresan por la línea de reposición de flujo, succionados desde el tanque de almacenamiento del sistema principal, por la bomba ubicada internamente en la bomba principal, a través del puerto C, ver figura 4.24.

Por lo antes expuesto, el filtro debe ser ubicado en la línea de descarga de la bomba de reposición de fluido interna, ver esquema oleo hidráulico en la sección planos página 106. Del balance de flujos, ver figura 4.16, el filtro debe ser capaz de filtrar 180 LPM. Considerando los datos de flujo y micronaje para el filtro, se selecciona la serie 50CS, del fabricante Parker Hannifin.

Tabla 4. 26

Flujo nominal (LPM) : 190	
Presión nominal (Bar) : 34.5	

4.2.9. Dimensionamiento de tanque de almacenamiento de aceite.

Del balance de flujos, ver figura 4.16. Si la cantidad de aceite succionado del reservorio por minuto es 180 litros, la capacidad del tanque de almacenamiento debe ser 1.5 veces este valor, dando 270 litros. A fin de compensar el volumen de aceite en las líneas de conducción, como también, asegurar aceite en reposo en el tanque el cual pueda permitir a los contaminantes depositarse en el fondo, de esta forma se evita cualquier incursión extraña al sistema.

4.3. Sistema de prueba.

El circuito oleo hidráulico del sistema de prueba, es aquel necesario para poder obtener las medidas de presión, flujo y revoluciones por minuto de la bomba a prueba.

Tanto para las bombas de desplazamiento fijo como variable, los fabricantes proveen al usuario las gráficas de performance, los cuales tienen como datos, el flujo entregado a una revolución o presión determinada.

La figura 4.26 muestra el comportamiento de una bomba de engranajes de desplazamiento fijo.

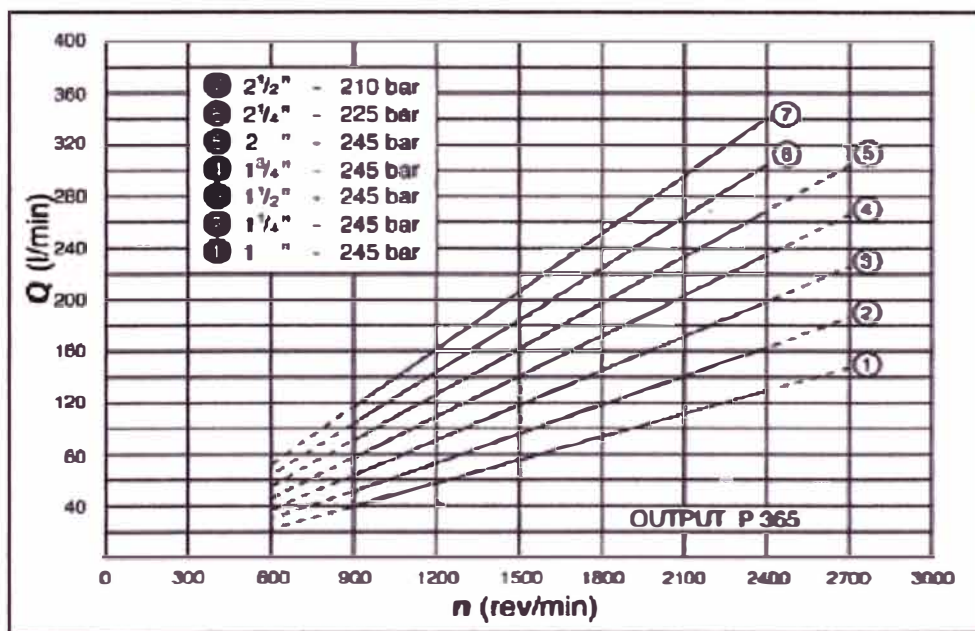


Figura 4. 26: Grafico de operación para bomba de engranajes serie P365

Para este caso, el fabricante compara el flujo con las revoluciones para la máxima presión operativa de la bomba.

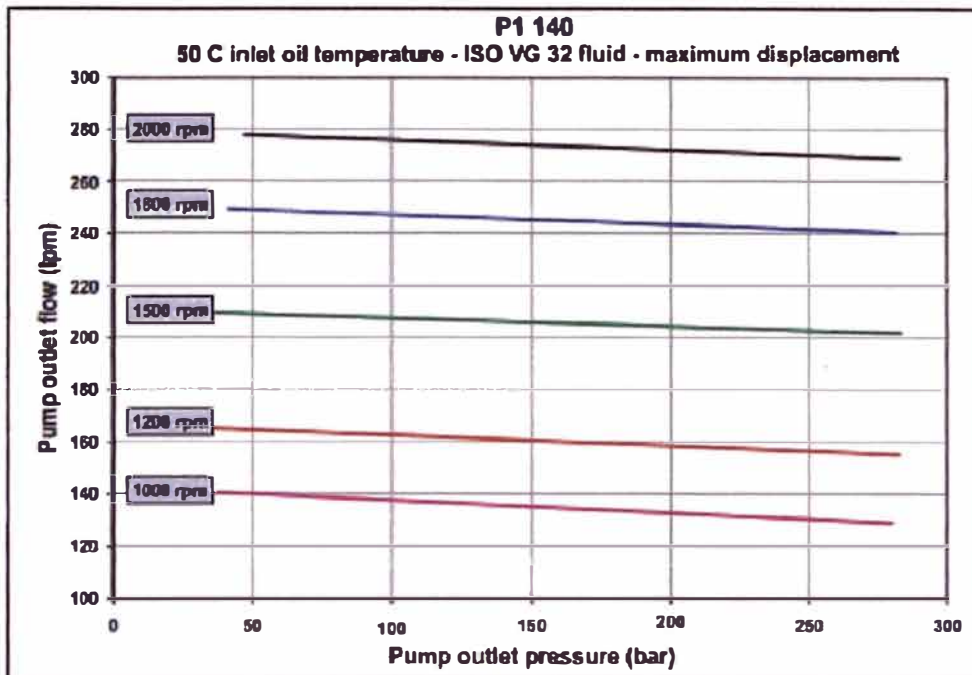


Figura 4. 27: Grafico de operación para bomba variable de pistones serie P1 140

En el caso de las bombas de desplazamiento variable, la figura 4.27 muestra su comportamiento.

Como se puede observar, el fabricante compara el flujo entregado de la bomba con la presión construida por ella, a una revolución determinada.


4.3.1. Selección de válvula de carga.

Para que la bomba a prueba pueda construir presión, tiene que encontrar resistencia al paso del flujo entregado, se usara una válvula de reguladora de presión para conseguir esta resistencia necesaria.

En la figura 2.18, las válvulas de reguladoras de presión necesitan de una presión de ruptura P_r , la cual abre la válvula, según la ecuación 2.74, esta presión puede variar conforme varia la distancia de compresión del resorte x_0 , esto se consigue ajustando el perno número 5.

Se selecciona la válvula de carga a partir del flujo entregado por la bomba a prueba. Siendo el desplazamiento de esta como máximo 200 cm³/rev, a una velocidad de prueba de 2300 RPM, se puede esperar 460 LPM de flujo entregado. Con estos datos la serie R6V06, del fabricante Parker Hannifin, cumple con los requerimientos.

Tabla 4. 27

Flujo Nominal (LPM) : 500	
Presión máxima (bar) : 350	

4.3.2. Selección de instrumentos de medición.

Los manuales de reparación de bombas oleo hidráulicas recomiendan llevar control de los siguientes parámetros, a fin de determinar el estado operativo del componente.

- ✓ *Presión de línea*, es la presión de prueba a la cual será sometida la bomba, es simulada por la válvula de carga.
- ✓ *Presión de drenaje*, es la presión del aceite drenado por la carcasa de la bomba, permite saber si existen pérdidas de presión por encima de los parámetros normales que manda el fabricante del componente.
- ✓ *Flujo de descarga*, es el flujo entregado por la bomba a prueba a la presión de simulada por la válvula de carga.
- ✓ *Flujo de drenaje*, es el flujo drenado por la carcasa de la bomba, producido por las pérdidas volumétricas internas, esta información nos permite saber si existe desgaste interno.

Adicionalmente, se debe medir también, la velocidad de rotación a la cual la bomba a prueba está siendo conducida por el banco. Esta información permite ajustar el sistema principal a los requerimientos de la prueba.

Finalmente, con la finalidad de no exceder la temperatura máxima de trabajo del aceite en el sistema de prueba, se tomara medida de este parámetro a manera de alerta temprana o precaución en la operación.

Los instrumentos que se usaran en los puntos de medición deben ser seleccionados de acuerdo a la capacidad de la bomba a probar. Es necesario tener más de un instrumento de distinto rango de medición, de esta forma se tiene flexibilidad en la medición de los parámetros de las distintas bombas comprendidas en el rango de capacidad admisible para probar en el banco.

En las figuras 4.27, 4.28 y 4.29, se muestran los tipos de instrumentos seleccionados.

✓ Manómetro.

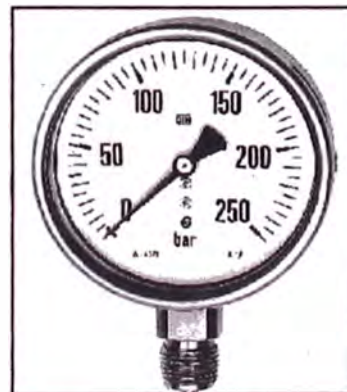


Figura 4. 28: Manómetro de Bourdon

- ✓ Caudalímetro y termómetro.



Figura 4. 29: Caudalímetro con termómetro en línea

- ✓ Tacómetro.



Figura 4. 30: Tacómetro tipo laser y de contacto

4.3.3. Dimensionamiento de tanque de almacenamiento de aceite.

Si el aceite hace todo el recorrido en un minuto, entonces el tamaño del reservorio queda definido por la cantidad de flujo transportado por la bomba más grande posible a probar en el banco a la máxima velocidad de giro, en un minuto, el cual es 460 litros. Luego la capacidad máxima del tanque debe ser 1.5 veces este valor, dando 690 litros. A fin de compensar el volumen de aceite en las líneas de conducción, como también, asegurar aceite en reposo en el tanque el cual pueda permitir a los contaminantes depositarse en el fondo, de esta forma se evita cualquier incursión extraña a la bomba a prueba.

4.3.4. Disposición final y listado de componentes.

El esquema del sistema de prueba queda establecido de la siguiente manera, ver figura 4.31.

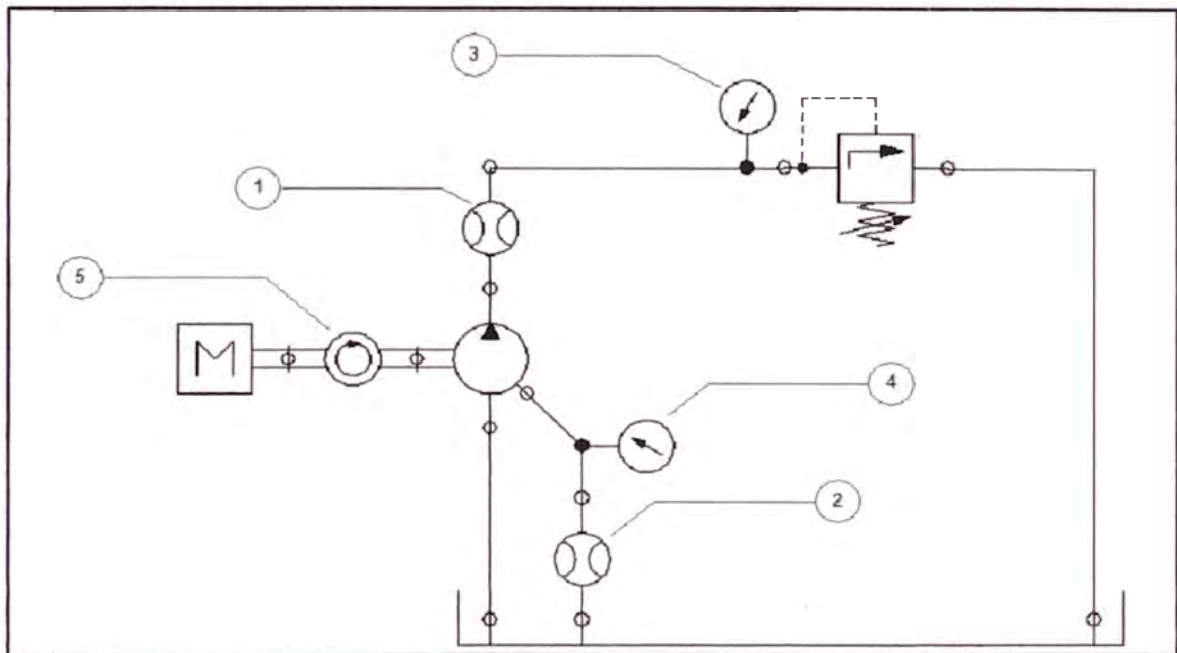


Figura 4. 31: Esquema oleo hidráulico del sistema de prueba.

El listado final es presentado en la tabla 4.28.

Tabla 4. 28: Listado de componentes del esquema preliminar del sistema oleo hidráulico de prueba

Ítem	Descripción	Escalas	Cantidad Total
1	Caudalímetro de flujo de descarga	2 – 16 LPM. 10 – 200 LPM. 30 – 500 LPM.	3
2	Caudalímetro de flujo de drenaje	2 – 16 LPM. 10 – 200 LPM.	2
3	Manómetro de presión de línea	0 – 250 Bar. 0 – 600 Bar.	2
4	Manómetro de presión de drenaje	0 – 16 Bar.	1
5	Tacómetro	0 – 3 000 RPM.	1

6	Válvula de carga	0 – 350 Bar.	1
7	Tanque de almacenamiento	460 Litros.	1

En la sección Planos, pagina 106, se presenta el esquema oleo hidráulico final del sistema de prueba.

4.4. Calculo de líneas de conducción de aceite.

Son los componentes del circuito que trasladan el flujo de un punto a otro, su selección depende del diámetro interior adecuado para obtener flujo laminar en las líneas. Siguiendo la expresión.

$$d = 10 \times \sqrt{\frac{2 \times Q_{max}}{3 \times \pi v}} \quad (4.26)$$

Donde:

- d = Diámetro interno de la línea, mm.
- Q_{max} = Máximo flujo, LPM.
- v = Velocidad promedio en la línea, m/s.

Dependiendo del tipo de la línea (alta presión o baja presión), la velocidad del flujo a considerar son.

- Líneas de alta presión, 4,6 m/s.
- Líneas de baja presión, 1 m/s.

Finalmente, considerando una distribución compacta de los componentes, con espacio suficiente para la operación y mantenimiento, se dimensionan las longitudes de mangueras usadas, ver tabla 4.29.

Tabla 4. 29: Diámetros y longitudes de mangueras seleccionadas por línea.

Sistema	Línea	Presión	Flujo (LPM)	Diám. (mm)	Diám. Com.	Long. T. (m)
Principal	Conexión A y B Bomba y Motor.	Alta	555	50,61	2"	4
	Succión puerto C, drenaje bomba y motor (puerto D) y conexión de filtro (puerto G y H).	Baja	180	61,8	2 ½"	2
	Conexión Líneas de trabajo y drenaje con puertos E y F.	Alta	113	22,85	1"	1,5
De Prueba	Conexión línea de presión de bomba de prueba para distintas capacidades	Alta	460	46	2"	3
		Alta	315	38,12	1 ½"	3
		Alta	140	25,41	1"	3
		Alta	35	12,7	½"	3
		Alta	9	6,44	¼"	3
	Conexión línea de succión bomba de prueba para distintas capacidades	Baja	460	98,88	4"	0.5
		Baja	315	81,75	3"	0.5
		Baja	140	54,5	2"	0.5
		Baja	35	27,25	1"	0.5
		Baja	9	13,82	½"	0.5
	Conexión línea de drenaje bomba de prueba	Baja	30	25.3	1"	0.5

4.5. Operación y seguridad.

Antes de operar el sistema, asegurarse que el reservorio de aceite tanto del sistema principal como el de prueba tenga aceite suficiente.

Luego verificar que la válvula de carga esta liberada, es decir desajustada totalmente, ya que puede romper el eje de la bomba a prueba si la presión excede el límite permitido por el fabricante.

A continuación ajustar el potenciómetro de control al mínimo, de esta manera se garantiza que la bomba principal arranque en neutro.

Seguir los siguientes pasos para el arranque y operación.

- 1) Encender el sistema eléctrico, energizando el motor eléctrico y el potenciómetro de control.
- 2) Con la válvula de carga desajustada al mínimo, empezar a regular el potenciómetro hasta obtener las RPM de prueba medidas por el tacómetro.
- 3) Ajustar la válvula de carga hasta obtener la presión deseada de prueba.
- 4) Variar las RPM y presión cuanto sea necesario para graficar las curvas de performance del componente.

La bomba principal tiene un sistema de seguridad integrado el cual le permite limitar la presión del sistema al máximo permisible por el fabricante, dicha presión es de 350 Bar. En la figura 4.32, lo resaltado muestra la ubicación de la válvula de seguridad integrada.

El funcionamiento de este sistema integrado de la bomba, es mediante el control de la inclinación del plato por medio de pilotajes internos, los cuales captan la presión del sistema y mantienen esta inclinación al mínimo impidiendo que la bomba

mande flujo cuando la presión sobrepasa lo permitido, evitando así el aumento de la misma. Por lo tanto no es necesario colocar un sistema bypass.

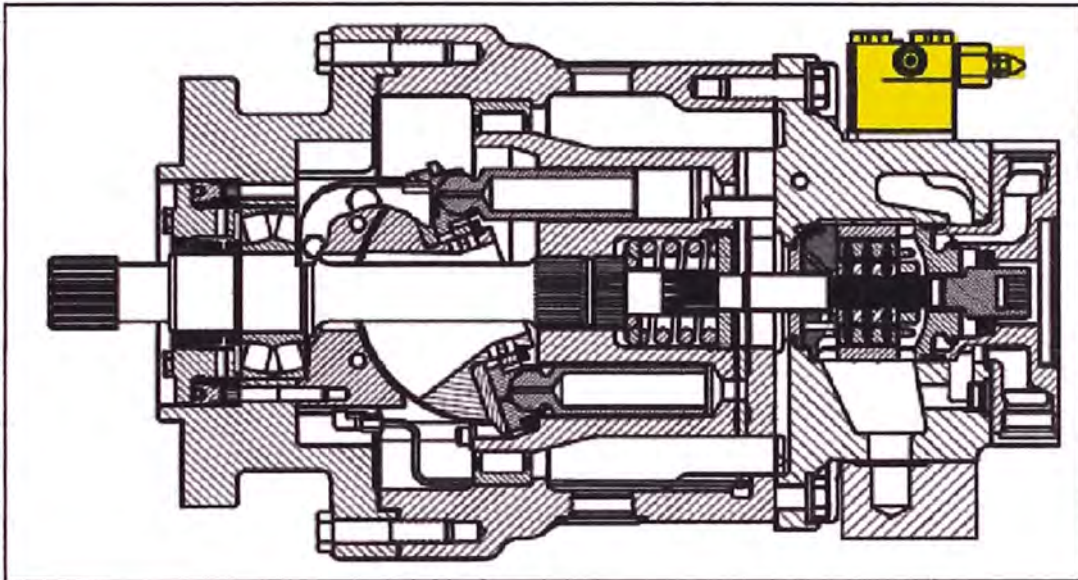


Figura 4. 32: Vista de corte de la bomba principal.

CAPITULO 5

ESTRUCTURA DE COSTOS

5.1. Introducción

En el presente capítulo se estructurará los costos de los materiales del sistema oleo hidráulico del banco de pruebas, dividiéndolos en directos e indirectos de acuerdo a su influencia en el proceso de ensamble. La finalidad es dar una noción del tamaño de inversión involucrado.

5.2. Costos directos

Los costos tangibles relacionados directamente con el ensamble del sistema, son de los materiales a usar como mínimo, los cuales son detallados a continuación.

Tabla 5. 1

Descripción	Marca	Modelo	Costo
Bomba Hidrostática de 24 pulgadas cubicas por revolución	PARKER (DENISON)	P24P3R1E9A2B006 023-80033-0	\$ 53 662,00
Motor Hidrostático de 14 pulgadas cubicas por revolución.	PARKER (DENISON)	M14G3N1A 013-44188-0	\$ 17 829,00
Potenciómetro 10k de control	Genérica	Genérico	\$ 5,00
Enfriador de aire oleo Hidráulico	PARKER (OLAER)	ULAC112HM000SA	\$ 5 928,00

Filtro	PARKER	50CS 10 micras	\$ 450,00
Válvula de derivación de flujo caliente	PARKER	K3A125-1.0N	\$ 162,00
Cuerpo de válvula de derivación de flujo caliente	PARKER	LB100935	\$ 652,00
Válvula de reguladora de presión usada como carga para el circuito de prueba	PARKER (DENISON)	R6V06-59512B1	\$ 905,00
Instrumentos de medición	Varias Marcas	Varios modelos	\$ 800,00
Tanques de almacenamiento	Fabricación	Sin modelo	\$ 600,00
Mangueras, conectores y adaptadores.	PARKER	Varios modelos	\$ 750,00

Todos los costos detallados en la tabla 5.1 son referenciales y pertenecen al mercado local, la suma es, \$ 81 743,00.

5.3. Costos indirectos

Los costos que no tienen injerencia directa en el presupuesto del sistema oleo hidráulico o pueden ser variables como por ejemplo:

- ✓ Costos de transporte de materiales, administrativos y logísticos.
- ✓ Costos de la mano de obra del personal involucrado en la fabricación de los tanques de almacenamiento.
- ✓ Costos de la mano de obra para el presando de las mangueras con los conectores.
- ✓ Costos de la mano de obra del personal a cargo de las conexiones y montajes de los componentes del sistema oleo hidráulico.

[100]

Finalmente la suma total aproximada de los costos (directos más indirectos) antes expuestos es, \$100 000,00.

CONCLUSIONES

El diseño oleo hidráulico presentado para el banco, tiene la versatilidad suficiente para probar bombas de diferentes capacidades, comprendidas en el rango de 5 cm³ hasta 200 cm³ por revolución, usando cargas que pueden llegar hasta 345 bar o 5000 libras por pulgada cuadrada.

Asimismo, el diseño facilita la extracción de datos de operación como flujo, presión, potencia y revoluciones por minuto, los cuales sirven para determinar las curvas de operación y validar el estado de las bombas a prueba.

El sistema de prueba cuenta con una válvula reguladora de presión, con lo cual se logra probar las bombas a diferentes cargas. Estas cargas incrementan la presión del sistema de prueba, la cual es transmitida al motor oleo hidráulico del sistema principal, como un torque resistivo a vencer, este torque incrementa la presión del sistema principal siendo asimilado por la bomba principal de acuerdo a los requerimientos máximos y mínimos presentados.

El uso de un potenciómetro 10k para controlar la inclinación del plato de la bomba, permite variar el flujo entregado al sistema principal, de esta manera se consigue variar la velocidad de rotación del motor el cual conduce a la bomba a probar, logrando así simular distintas condiciones de operación con el banco de pruebas.

El sistema permitirá a las empresas y talleres de reparación tener accesibilidad a un diseño flexible que se adapte a cualquier requerimiento de la industria en general, mejorando la calidad de su servicio y dando garantía a las reparaciones efectuadas como también, seguridad a sus clientes y usuarios en general en el componente probado, incrementando la disponibilidad de los equipos y maquinas involucradas.

El sistema extiende su utilidad hacia la simulación de circuitos oleo hidráulicos, los cuales pueden servir para el diseño de nuevas máquinas mineras e industriales, generando investigación en esta rama de la mecánica, necesaria para el desarrollo de nuestro país.

Por ultimo comparando los costos del diseño presentado con los costos de una fabricante americano el cual vale aproximadamente, \$ 200 000,00 (Aidco Hydraulic Test Center Modelo 900C), se logra tener un diseño económico para la misma potencia usada.

BIBLIOGRAFIA

Accumulator & Cooler Division - Americas. (2013). *Oil coolers for temperature optimization in hydraulic systems*. Rockford, IL: Parker Hannifin Corporation.

Cundiff, J. S. (2002). *Fluid power circuits and controls: fundamentals and applications*. Blacksburg, VA: CRC Press.

Doddannavar. R. & Bamard, A. (2005). *Hydraulic systems: operation and trouble shooting for engineers and technicians*. United Kingdom: Elsevier Science & Technology Books.

Hydraulic Pump Division and Denison Hydraulics. (2013). *Denison GOLD CUP® application handbook piston pumps & motors: for open & closed circuits*. Marysville, OH: Parker Hannifin Corporation.

Hydraulic Pump Division and Denison Hydraulics. (2013). *Denison GOLD CUP® product catalog piston pumps & motors: for open & closed circuits*. Marysville, OH: Parker Hannifin Corporation.

Hydraulic Cartridge Systems. (2010). *Hydraulic cartridge systems: threaded cartridge valves and integrated hydraulic products*. Lincolnshire, IL: Parker Hannifin Corporation.

Hydraulic Valve Division. (2011). *Industrial Hydraulic Valves: directional control, pressure control, sandwich, subplates & manifolds, accessories*. Elyria, OH: Parker Hannifin Corporation.

Hydraulic Filter Division. (2012). *Hydraulic and lube filtration products*. Metamora, OH: Parker Hannifin Corporation.

Hydraulic Valve Division. (2012). *Colorflow® and Ball Valves: Industrial flow control, check, gauge control*. Elyria, OH: Parker Hannifin Corporation.

McGovern, J. (2012). *Applied Energy Systems - Hydrostatic Fluid Power Transmission and Flow in Pipes*. Dublin: Institute of Technology.

Pettersson, K. (2013). *Design automation of complex hydro mechanical transmissions*. Linköping: Division of Fluid and Mechatronic Systems Department of Management and Engineering Linköping University.

Rabie, M. G. (2009). *Fluid power engineering*. Cairo: McGraw-Hill.

Rydberg, K. E. (1997). *Hydrostatic drives in heavy mobile machinery - new concepts and development trends*. Linköping: Society of Automotive Engineers, Inc.

Totten, G. E. (2000). *Handbook of hydraulic fluid technology*. Tarrytown, NY: Marcel Dekker, Inc.

United States, Naval Education and Training Professional Development and Technology Center. (2003). *Fluid power*. Florida: United States Navy Printing Office.

eBay 2014, Aidco Hydraulic Test Center, Model 900 - Bought in 2006, Never Used!, obtenido el 6 de junio del 2014 de http://www.ebay.com/itm/Aidco-Hydraulic-Test-Center-Model-900-Bought-in-2006-Never-Used-/221439578592?pt=LH_DefaultDomain_0&hash=item338ed3d1e0

PLANOS

PLANO 1

PLANO2

PLANO3

ANEXOS

Series	Terms	P6	P7	P8	P11	P14	P24	P30	
Displacement	<i>Max. displacement</i>	in ³ /rev. 6.00	7.25	8.00	11.00	14.00	24.60	30.60	
		cm ³ /rev. 98,3	118,8	131,1	180,3	229,5	403,2	501,5	
Pressure	<i>Continuous</i>	psi	5000	5000	5000	5000	5000 ¹⁾	5000 ¹⁾	
		bar	350	350	250	350	350	350 ¹⁾	350 ¹⁾
	<i>Intermittent</i>	psi	6000 ⁷⁾	6000 ⁷⁾	5000	6000 ⁷⁾	6000 ⁷⁾	5500 ¹⁾⁷⁾	5500 ¹⁾⁷⁾
		bar	420 ⁷⁾	420 ⁷⁾	310 ⁷⁾	420 ⁷⁾	420 ⁷⁾	370 ¹⁾⁷⁾	370 ¹⁾⁷⁾
Speed (Pump)	<i>max. @ full stroke</i>	rpm	3000	3000	2100	2400	2400	2100 ²⁾	1800
	<i>(Motor) max. @ full stroke</i>	rpm	3000	3000	NA	2400	2400	2100 ²⁾	1800
	<i>(Motor) max. @ 50% stroke</i>	rpm	3600	3600	NA	2800	2800	2100 ²⁾	1800
Mounting	<i>Flange -2 bolt</i>	SAE	127-2 (C)	127-2 (C)	127-2 (C)	-	-	-	
	<i>Flange -4 bolt (opt. on 6,7 & 8)</i>	SAE	152-4 (D)	152-4 (D)	152-4 (D)	165-4 (E)	165-4 (E)	177-4 (F)	177-4 (F)
	<i>Shaft - keyed</i>	SAE	32-1 (C)	32-1 (C)	32-1 (C)	44-1 (E)	44-1 (E)	50-1 (F)	50-1 (F)
		SAE	44-1 (D)	44-1 (D)	44-1 (D)	-	-	-	-
	<i>Shaft - splined</i>	SAE	32-4 (C)	32-4 (C)	32-4 (C)	44-4 (E)	44-4 (E)	50-4(F)	50-4 (F)
	SAE	44-4 (D)	44-4 (D)	44-4 (D)	-	-	-	-	
Weight (Pump) less controls		lbs	175-300	175-300	175-300	325-530	325-530	750-835	750-835
	<i>Mass</i>	kg.	80-135	80-135	80-135	145-240	145-240	340-375	340-375
Weight (Motor Fixed)		lbs	110	110	N/A	250	250	510	600
	<i>Mass</i>	kg.	50	50	N/A	110	110	230	270
Weight (Motor Variable) less controls		lbs	110	110	N/A	300	300	650	670
	<i>Mass</i>	kg.	50	50	N/A	135	135	290	300
Rotating inertia		lbs-in ²	92	92	92	290	290	821	977
		kg.m ²	0,027	0,027	0,027	0,085	0,085	0,240	0,286
Torque (Motor) theo. max.	<i>per 100 psi</i>	lbs-in	95,5	115,4	NA	175	222	392	487
	<i>per 100 bar</i>	Nm	157	189	NA	287	362	623	797
	<i>at 5000 psi</i>	lbs-in	4774	5769	NA	8750	11100	19576	24351
	<i>at 350 bar</i>	Nm	539,5	651,9	NA	990	1250	2158	2752
Power (Motor) theo. max.at 5000 psi, 350 bar	<i>per 100 rpm</i>	hp	7.6	9.2	NA	13.8	17.6	31.1	38.6
		kW	5,7	6,8	NA	10,3	13,1	23,1	28,8
	<i>at 2000 rpm</i>	hp	151.5	183.1	NA	277.8	353.5	621.3	695
		kW	113,0	136,6	NA	207,0	263,7	463,5	518,2
Torque (Motor) efficiency - approx. stalled	<i>running</i>	% theo.	81	81	NA	81	81	81	81
		% theo.	93	93	NA	93	93	93	93
Case pressure: max. allowable continuous		psi	75	75	75	75	75	75	
		bar	5,2	5,2	5,2	5,2	5,2	5,2	
	<i>intermittent</i>	psi	125	125	125	125	125	125	
		bar	8,6	8,6	8,6	8,6	8,6	8,6	
<i>(Not to exceed 25 psi, 1,7 bar above inlet in open circuit units)</i>									
Flow (Pump) theo.at max.displ.@ 1500 rpm		gpm	39	47	52	71	91	160	199
		lpm	148	178	197	269	344	606	753
	<i>@ 1800 rpm</i>	gpm	47	57	62	86	109	192	238
		lpm	178	216	235	326	413	727	901
Displacement (Internal aux. pump)			P6,7,8P,S,V	P11,14P,S	P11,14V	P24P	P24S³⁾	P30P	P30S³⁾
		in ³ /rev.	1.07	(2) 1.07 ⁴⁾	1.07 ⁵⁾	2.81 ⁶⁾	2.81 ⁶⁾	2.81 ⁶⁾	2.81 ⁶⁾
Flow (Internal aux. pump)	<i>@ 1500 rpm</i>	gpm	6.9	(2) 6.9	6.9	18.2	6.5	18.2	6.5
		lpm	26,1	(2) 26,1	26,1	68,9	24,6	69,1	24,6
	<i>@ 1800 rpm</i>	gpm	8.3	(2) 8.3	8.3	21.9	7.8	21.9	7.8
		lpm	31,4	(2) 31,4	31,4	82,9	29,5	82,9	29,5

1) Max. pressure 5000 psi, (350 bar) for M24 and 30 series variable motors. Higher servo pressure may be required - consult Parker.

2) On HF-1 fluids, 1800 RPM Max. on HF-0 fluids.

3) Internal cartridge provides servo flow and must be supercharged from external replenishing flow, from external auxiliary pump.

4) One servo cartridge and one replenishing cartridge.

5) Servo cartridge only.

6) Standard, other sizes available, see ordering code.

7) 10% of operation time, not exceeding 6 successive seconds.



		P6,7,8,11,14,24P	P6,7,8,11,14,24S	P30P	P30S
Replenishing pressure (Internal aux. pump) Replenish pressure minus case pressure	psi	180-220	*180-220	180-220	*180-220
	bar	12,4-15,2	12,4-15,2	12,4-15,2	12,4-15,2
Servo pressure (Internal aux. pump) Servo pressure minus case pressure at 0 psi, 0 bar discharge pressure	psi	308-420	308-420	308-420	308-420
	bar	21,2-29,0	21,2-29,0	21,2-29,0	21,2-29,0
Servo pressure (Internal aux. pump) ^(Absolve repl.) for HI-IQ control units. Servo pressure minus case pressure at 5000 psi, 350 bar discharge pressure - at system pressure range 0 to 5000 psi, 350 bar.	psi	500-650	500-650	500-650	500-650
	bar	34,5-44,8	34,5-44,8	34,5-44,8	34,5-44,8

*Note: Nominal setting, may be increased if required.

Series	Terms	P6	P7	P8	P11	P14	P24	P30	
Controls									
Compensator response (per SAE J497 @ 5000 psi, 350 bar)	off-stroke	sec.	0.05	0.05	0.05	0.07	0.07	0.10	0.10
	on-stroke	sec.	0.9	0.9	0.9	1.5	1.5	1.8	1.8
Compensator adjustment		psi/turn	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000
		bar/turn	138	138	138	138	138	138	138
Torque to turn rotary servo shaft		in.-lbs	20	20	20	20	20	20	20
		Nm	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3

The maximum inlet at the auxiliary pump inlet is 200 psi. (13,8 bar)

Minimum compensating pressure will always be 100-200 psi. (6,9-13,8 bar) over servo pressure.

Any inlet pressures above atmospheric will increase noise levels and decrease efficiencies noted in this literature. Exact measurements depend on each application and operating conditions. Please consult your nearest Parker Office for further details.

*Standard factory compensating pressure is 1,000 psi. (69,0 bar).

REAR DRIVE TORQUE CAPACITY

SERIES	FRONT INPUT SHAFT		REAR MOUNTINGS SAE						REAR OUTPUT SHAFT TORQUE CAPACITY
	TYPE	TORQUE CAPACITY	A	B	C	D	E	F	
P6,7,8 P,S,V,X	Keyed SAE 32-1(C) Spline SAE 32-4(C)	6920 in-lbs. (780 Nm)	●	●					1750 in-lbs. (195 Nm)
P6,7,8 P,S,V,X	Keyed SAE 44-1(D) Spline SAE 44-4(D)	6920 in-lbs. (780 Nm)	●	●					1750 in-lbs. (195 Nm)
P6,7,8 R,L,D only	Keyed SAE 32-1(C)* Spline SAE 32-4C	13,845 in-lbs. (1565 Nm)	●	●	●				6920 in-lbs. (780 Nm)
P11,14 P,S,V,X	Keyed SAE 44-1(E) Spline SAE 44-4(E)	13,370 in-lbs. (1510 Nm)	●	●	●				2400 in-lbs. (270 Nm)
P11,14 R,L only	Keyed SAE 44-1(E)* Spline SAE 44-4(E)	26735 in-lbs. (3020 Nm)	●	●	●	●	●		13,370 in-lbs. (1510 Nm)
P24,30 P,S,X	Keyed SAE 50-1(F) Spline SAE 50-4(F)	24350 in-lbs. (2750 Nm)		●	●				2700 in-lbs. (305 Nm)
P24,30 R,L only	Keyed SAE 50-1(F) Spline SAE 50-4(F)	48,700* in-lbs. (5,500 Nm)		●	●	●	●	●	24,350 in-lbs. (2750 Nm)

* Coupling for keyed shaft must be pressed fit for full torque capability.

P6/7/8 SAE 127-2 Mtg., 32-1, 4 Shaft Bearing 230-82140 (6007)

Speed (rpm)	1000	1000	1000	1000	1200	1200	1200	1200	1500	1500	1500	1500	1800	1800	1800	1800
Shaft Load (lbs) *	0	0	1000	1000	0	0	1000	1000	0	0	1000	1000	0	0	1000	1000
Shaft Load (N) *	0	0	4448	4448	0	0	4448	4448	0	0	4448	4448	0	0	4448	4448
Case Pressure (psi)	0	25	0	25	0	25	0	25	0	25	0	25	0	25	0	25
Case Pressure (bar)	0.0	1.7	0.0	1.7	0.0	1.7	0.0	1.7	0.0	1.7	0.0	1.7	0.0	1.7	0.0	1.7
B-10 Life (hours x 1000)	8E+08	1833	0.778	0.778	6E+08	1528	0.648	0.648	5E+08	1222	0.518	0.518	4E+08	1018	0.432	0.432

P6/7/8 SAE 152-4 Mtg., 44-1, 4 Shaft Bearing 230-00207-0 (6207)

Speed (rpm)	1000	1000	1000	1000	1200	1200	1200	1200	1500	1500	1500	1500	1800	1800	1800	1800
Shaft Load (lbs) *	0	0	1000	1000	0	0	1000	1000	0	0	1000	1000	0	0	1000	1000
Shaft Load (N) *	0	0	4448	4448	0	0	4448	4448	0	0	4448	4448	0	0	4448	4448
Case Pressure (psi)	0	25	0	25	0	25	0	25	0	25	0	25	0	25	0	25
Case Pressure (bar)	0.0	1.7	0.0	1.7	0.0	1.7	0.0	1.7	0.0	1.7	0.0	1.7	0.0	1.7	0.0	1.7
B-10 Life (hours x 1000)	3E+09	7394	3.136	3.136	3E+09	6161	2.613	2.613	2E+09	4929	2.09	2.09	2E+09	4170	1.742	1.742

P11/14 SAE 165-4 Mtg., 44-1, 4 Radial Shaft Bearing 230-82148-0 (6010) (2 & 3 Shaft Codes)

Speed (rpm)	1000	1000	1000	1000	1200	1200	1200	1200	1500	1500	1500	1500	1800	1800	1800	1800
Shaft Load (lbs) *	0	0	1000	1000	0	0	1000	1000	0	0	1000	1000	0	0	1000	1000
Shaft Load (N) *	0	0	4448	4448	0	0	4448	4448	0	0	4448	4448	0	0	4448	4448
Case Pressure (psi)	0	25	0	25	0	25	0	25	0	25	0	25	0	25	0	25
Case Pressure (bar)	0.0	1.7	0.0	1.7	0.0	1.7	0.0	1.7	0.0	1.7	0.0	1.7	0.0	1.7	0.0	1.7
B-10 Life (hours x 1000)	2E+09	535	1.907	1.907	2E+09	448	1.589	1.589	1E+09	358	1.272	1.272	1E+09	297	1.08	1.08

P11/14 SAE 165-4 Mtg., 44-1, 4 Spherical Roller Shaft Bearing 230-82214-0 (22208) (7 & 8 Shaft Codes)

Speed (rpm)	1000	1000	1000	1000	1200	1200	1200	1200	1500	1500	1500	1500	1800	1800	1800	1800
Shaft Load (lbs) *	0	0	1000	1000	0	0	1000	1000	0	0	1000	1000	0	0	1000	1000
Shaft Load (N) *	0	0	4448	4448	0	0	4448	4448	0	0	4448	4448	0	0	4448	4448
Case Pressure (psi)	0	25	0	25	0	25	0	25	0	25	0	25	0	25	0	25
Case Pressure (bar)	0.0	1.7	0.0	1.7	0.0	1.7	0.0	1.7	0.0	1.7	0.0	1.7	0.0	1.7	0.0	1.7
B-10 Life (hours x 1000)	16856	2452	275	172	14046	2043	230	143	11237	1635	184	114.8		1363	153	95.7

P24 SAE 177-4 Mtg., 50-1, 4 Shaft Bearing 230-82213-0 (22311)

Speed (rpm)	1000	1000	1000	1000	1200	1200	1200	1200	1500	1500	1500	1500	1800	1800	1800	1800
Shaft Load (lbs) *	0	0	1000	1000	0	0	1000	1000	0	0	1000	1000	0	0	1000	1000
Shaft Load (N) *	0	0	4448	4448	0	0	4448	4448	0	0	4448	4448	0	0	4448	4448
Case Pressure (psi)	0	25	0	25	0	25	0	25	0	25	0	25	0	25	0	25
Case Pressure (bar)	0.0	1.7	0.0	1.7	0.0	1.7	0.0	1.7	0.0	1.7	0.0	1.7	0.0	1.7	0.0	1.7
B-10 Life (hours x 1000)	591.6	428.5	276.7	213.5	493	357	230.5	178	394.4	991.6	184.4	142.8	328.7	238	163.7	118.6

P30 SAE 177-4 Mtg., 50-1, 4 Shaft Bearing 230-82213-0 (22311)

Speed (rpm)	1000	1000	1000	1000	1200	1200	1200	1200	1500	1500	1500	1500	1800	1800	1800	1800
Shaft Load (lbs) *	0	0	1000	1000	0	0	1000	1000	0	0	1000	1000	0	0	1000	1000
Shaft Load (N) *	0	0	4448	4448	0	0	4448	4448	0	0	4448	4448	0	0	4448	4448
Case Pressure (psi)	0	25	0	25	0	25	0	25	0	25	0	25	0	25	0	25
Case Pressure (bar)	0.0	1.7	0.0	1.7	0.0	1.7	0.0	1.7	0.0	1.7	0.0	1.7	0.0	1.7	0.0	1.7
B-10 Life (hours x 1000)	227	177.7	126.4	102.8	189.2	148	105.3	85.6	151.3	118.4	84.2	68.5	126.1	98.7	70.2	57.1

*radial load at center of key or spline

Note: Variation in life is due to variations in tolerances within the pump.
 Contact Parker Hydraulics for B-10 with other operating conditions and with other case pressure values.
 Consult Parker Hydraulics for shaft side loads of P/R units.

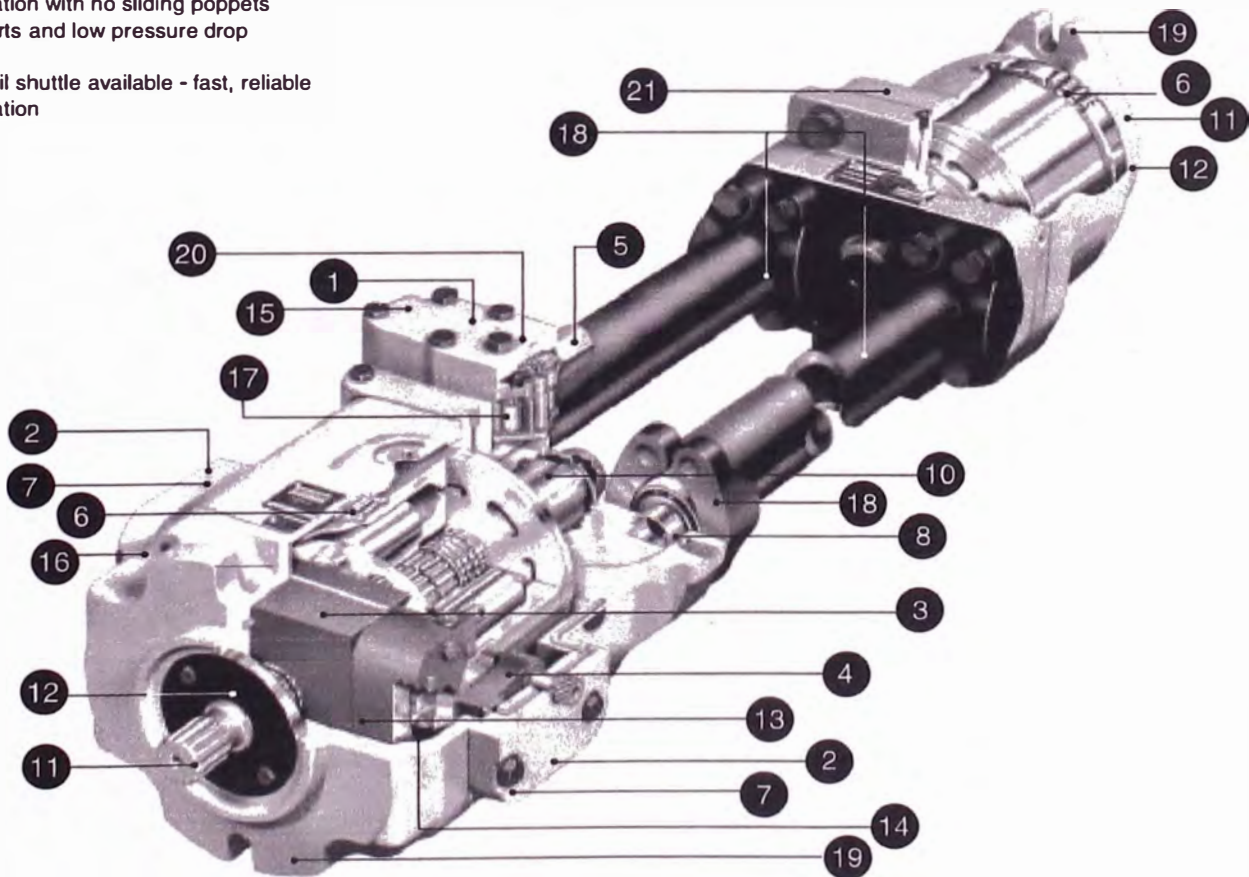


Features

**Hydrostatic Transmission Piston Pumps
GOLD CUP® Series - Open & Closed Circuits**

- 1 Quick change valve block - easy to service or replace
- 2 Quick change controls - easy to service and change
- 3 Dampened low inertia rocker cam - more stable, quieter and faster than other designs
- 4 Exclusive zero-backlash rotary servo design - lifetime accuracy
- 5 Field adjustable compensator override - easily adjusted without removing from machinery
- 6 Precision barrel bearing, a distinctive Denison Hydraulics feature for over 30 years - permits high speeds, high pressure and provides long life
- 7 Versatile controls - can be located on either side of pump or motor for maximum freedom of design
- 8 Ring style replenishing checks fastest operation with no sliding poppets or parts and low pressure drop
- 9 Hot oil shuttle available - fast, reliable operation
- 10 Auxiliary pump can be changed without disassembling the transmission
- 11 Standard SAE keyed or splined drive shafts are available
- 12 High pressure mechanical shaft seals can be changed without disassembling the transmission. Double lip seals are also available
- 13 One piece stroking vane/cam means no lost motion, zero backlash, better control, and no linkages to wear out
- 14 Stroking vane seals are pressure loaded for longer life
- 15 Standard compensator vent ports allow for a wide variety of controls (See Applications Manual)
- 16 Rocker cam displacement indicator helps troubleshoot the system
- 17 Modulated servo pressure saves power
- 18 Standard Code 62 SAE split flange connections
- 19 Conforms to SAE mounting standards.
- 20 Fast compensator response. See page 5
- 21 Variable motors available for multiple speed ranges or constant power

Note: 1. These products, with exception of 8 cubic inch units, are qualified to meet Military specifications MIL-P-17869A and MIL-S-901-C Grade A.
 2. All GOLD CUP® Pumps and Motors* have ATEX approval.
 *See ordering code for availability.
 3. Consult factory for other approvals such as ABS and Lloyd's Registry.



CLOSED HYDRAULIC CIRCUIT

Variable Pump/Fixed Motor. This combination provides for a constant torque output at a fixed maximum pressure over the full speed range. Speed and direction are controlled with a variable displacement over-center pump. Power from overhauling loads is regenerated back into the pump prime mover. Motor speed is limited to the maximum speed permitted by full pump displacement. System is capable of full power only at maximum pump displacement.

POWER CHARACTERISTICS OF HYDROSTATIC TRANSMISSIONS

Variable Pump/Variable Motor. This combination provides for an extended range of motor speeds. The motor, at full displacement, delivers maximum torque while its speed and direction respond to displacement changes of the crossover center pump. Power is proportional to motor speed.

This transmission system has the capability of constant torque and rising power until the pump reaches full displacement and full power at elevated speeds as motor displacement and torque are reduced.

PACKAGE PUMP

The package pump contains the circuit elements shown in the hydraulic schematic on pgs. 72-74. These include the axial piston over-center variable displacement pump which controls the speed and direction of the motor, the auxiliary pump which supplies servo pressure (for controlling the displacement of the variable pump) and replenishment pressure, the servo pressure relief valve, the replenishment pressure relief valve and the replenishment check valves for ports A and B. The pump package also includes the displacement control valves as well as an external arm which shows actual displacement. The various control features are described below.

PACKAGE MOTOR

The package motor, shown in schematic pgs. 72-74, contains the axial piston fluid motor, the shuttle valve that continuously removes hot oil from the low pressure side of the loop and a relief valve to establish minimum hydraulic loop pressure at the motor. The fluid motor is available with fixed displacement or with the variable displacement option. The standard variable motors include an external indicator which shows displacement.

OPEN CIRCUIT PUMP

The open circuit pump contains the circuit elements shown on pages 75,76. These include a cross-center variable displacement pump which is normally limited to one side of center. The auxiliary pump supplies only servo pressure to control the main pump displacement and inlet porting is enlarged to improve the pump's inlet characteristics. As the open loop pump operates on one side of center only, not all controls are available.

AUXILIARY REAR DRIVE

Additional auxiliary flow is available with the rear drive pump option. The rear drive may also be utilized for servo and other purposes. See ordering code for additional detail.

"R" & "L" style pumps have no rear shaft seal, so any pump driven must be able to withstand case pressure of the pump driving it.

AUXILIARY PUMP

Integral to the package pump's envelope is the gerotor auxiliary pump. (P24P, P24S, P30P & P30S have vane integral pump). It provides servo and replenishing pressure. See page 5 for factory settings.
NOTE: Auxiliary pump inlet must be connected directly to the reservoir. Customer must supply external line from integral auxiliary pump back into main pump for filtering servo and/or replenishing oil. (see installation drawings starting on pg 10.)

MOUNTING

The pump or motor is designed to operate in any position. For vertical mounting it is recommended that the shaft bearing be drained via the drain port provided. The mounting hub and mounting flange are in full conformance with SAE standard. The shaft must be in alignment with the shaft of the driven load and should be checked with a dial indicator. The mounting pad or adapter into which the fluid pump pilots must be concentric with the pump shaft within 0.006 in., 0,152 mm to prevent bearing failure. This concentricity is particularly important if the shaft is rigidly connected to the driving load without a flexible coupling. The shaft-coupling interface must be lubricated with lithium molydisulfide or similar grease.

**INLET PRESSURES,
PORTS A & B**

In a closed hydraulic loop the pump inlet or the fluid motor inlet (during dynamic braking) are supercharged by the integral replenishment system. Consult Parker in cases where fluid viscosity or dynamics or line size may cause inlet pressure at either port A or B to be less than the 150 psi, 10,3 bar maintained by the integral replenishment system. For operation in open loop or combination open-closed loops, consult Parker.

DRAIN PORT

Drain the package pump from the higher drain port. If drain port is above the fluid level in the tank install a 5 psi, 0,3 bar relief of suitable size in the drain line to tank. For vertical mounting it is recommended that the shaft bearing be drained via the drain port provided.

For pump speeds intermittently below 1000 rpm, install a back pressure relief 40 psi, 2,8 bar of suitable size in the drain line from the higher port to tank. Motor case drain must be connected to pump case.

Motor: Drain the motor from the higher drain ports into the lower pump drain port or tank. Make provision that the motor drain port pressure will not exceed the maximum limits specified above.

RETURN LINE FILTER

Relatively inexpensive low pressure filters are recommended for installation in the return lines and drain lines from circuits using these pumps or motors. Consider the possibility of decompression surges and intensified flow in cylinder circuits as well as the factors above in selecting return line filters.

AUXILIARY FLOW FILTERS

It is recommended the auxiliary pump fluid be filtered to aid in maintaining acceptable cleanliness levels. For good filtration and reasonable maintenance intervals the filter capacity must be at least twice the auxiliary pump flow. To use this feature, install the isolation plug and connect the filter between ports G&H, (P6,P7,P8,P24,P30), or J&K (P11,P14). See detailed schematics and drawings pages 10-22 for location of these ports.

RECOMMENDED FLUIDS

The fluid recommended for use in these pumps and motors has a petroleum base and contains agents which provide oxidation inhibition and anti-rust, antifoam and de-aerating properties as described in Parker Denison standard HF-1. These preferred fluids do not contain anti-wear additives. Fluids containing anti-wear additives that meet Parker Denison standard HF-0 are acceptable.

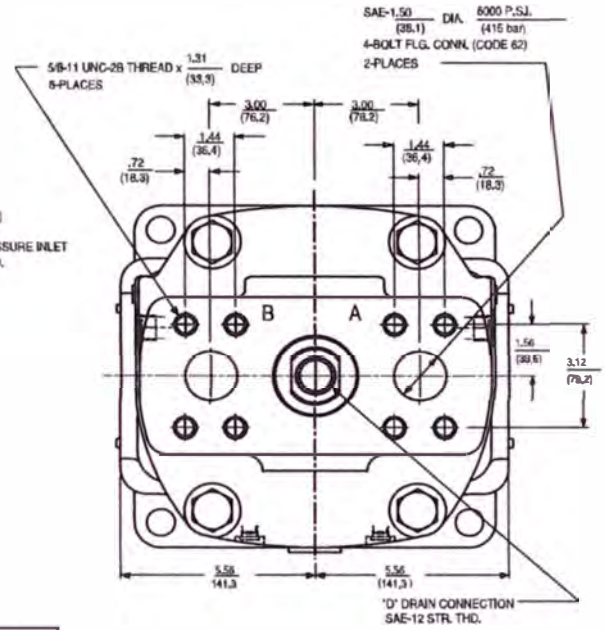
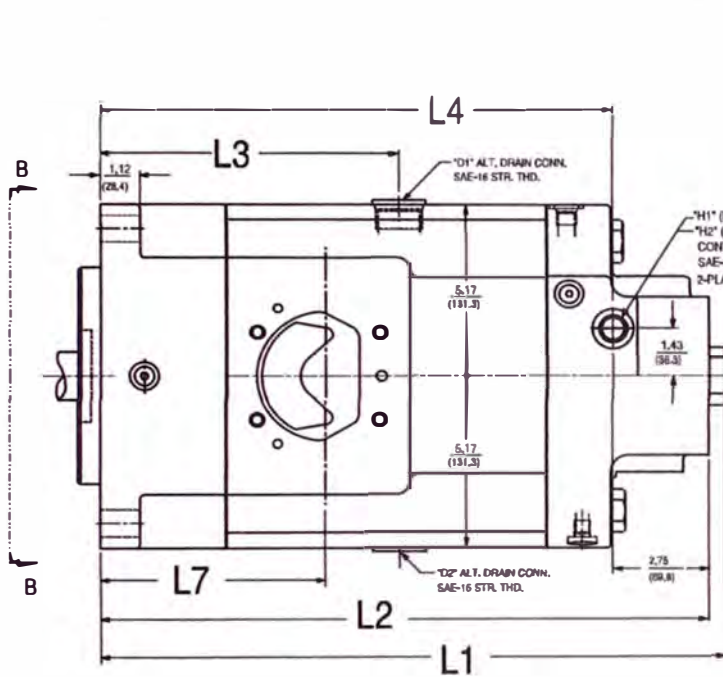
VISCOSITY

Max. at cold start	7500 SUS, 1600 cSt
at low pressure, low flow and if possible, low speed	
Max. at full power	750 SUS, 160 cSt
Optimum for max. life	140 SUS, 30 cSt
Minimum at full power	60 SUS, 10cSt

CLEANLINESS

Particle contamination to meet ISO 20/17/14 or better. Water content < 500 ppm for mineral based fluids. For detail on fluid recommendations see bulletin SPO-AM305.

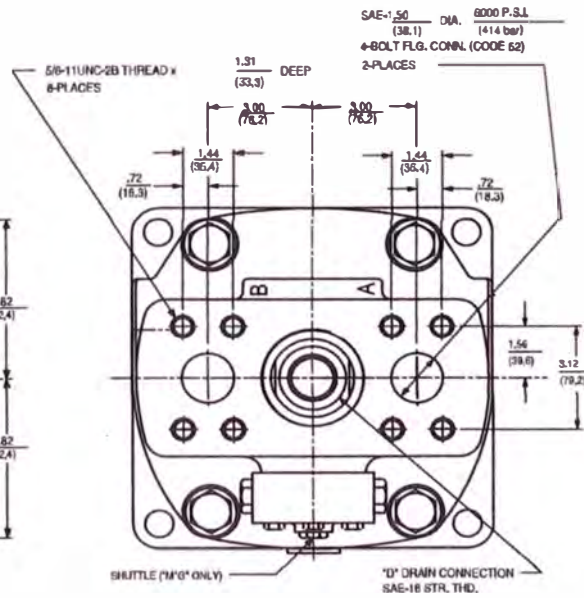
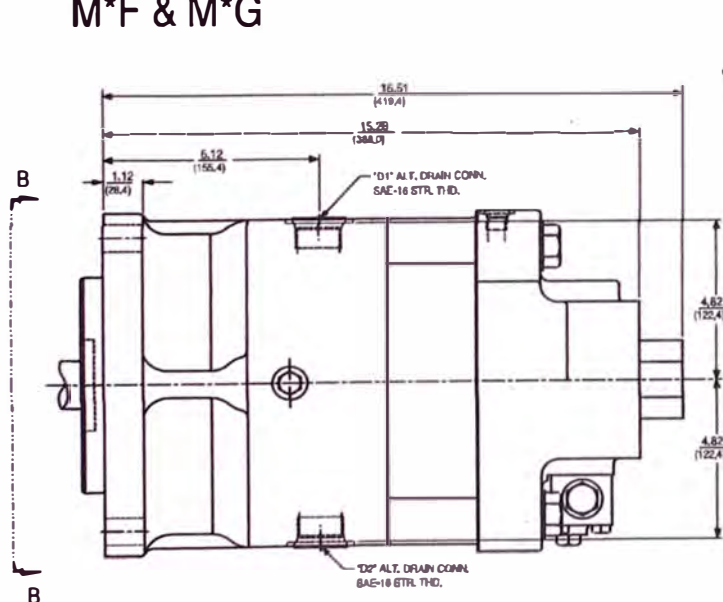
11-14 MOTOR DIMENSIONS



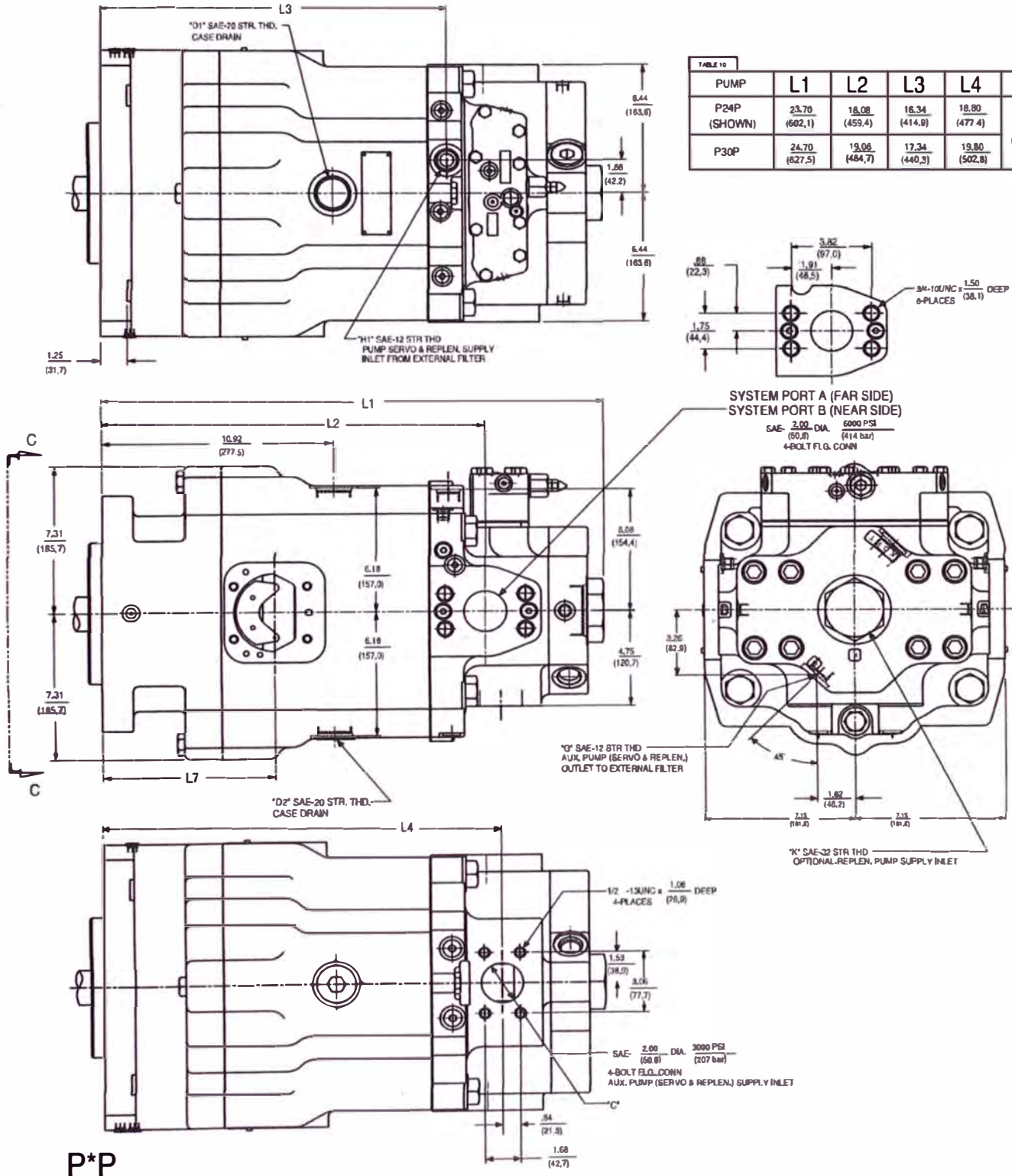
MOTOR	L1	L2	L3	L4	L7
M11H, M11V & M14H, M14V	17.79 (451.9)	17.32 (439.9)	8.48 (215.3)	14.56 (369.9)	6.38 (162.0)

M*H & M*V

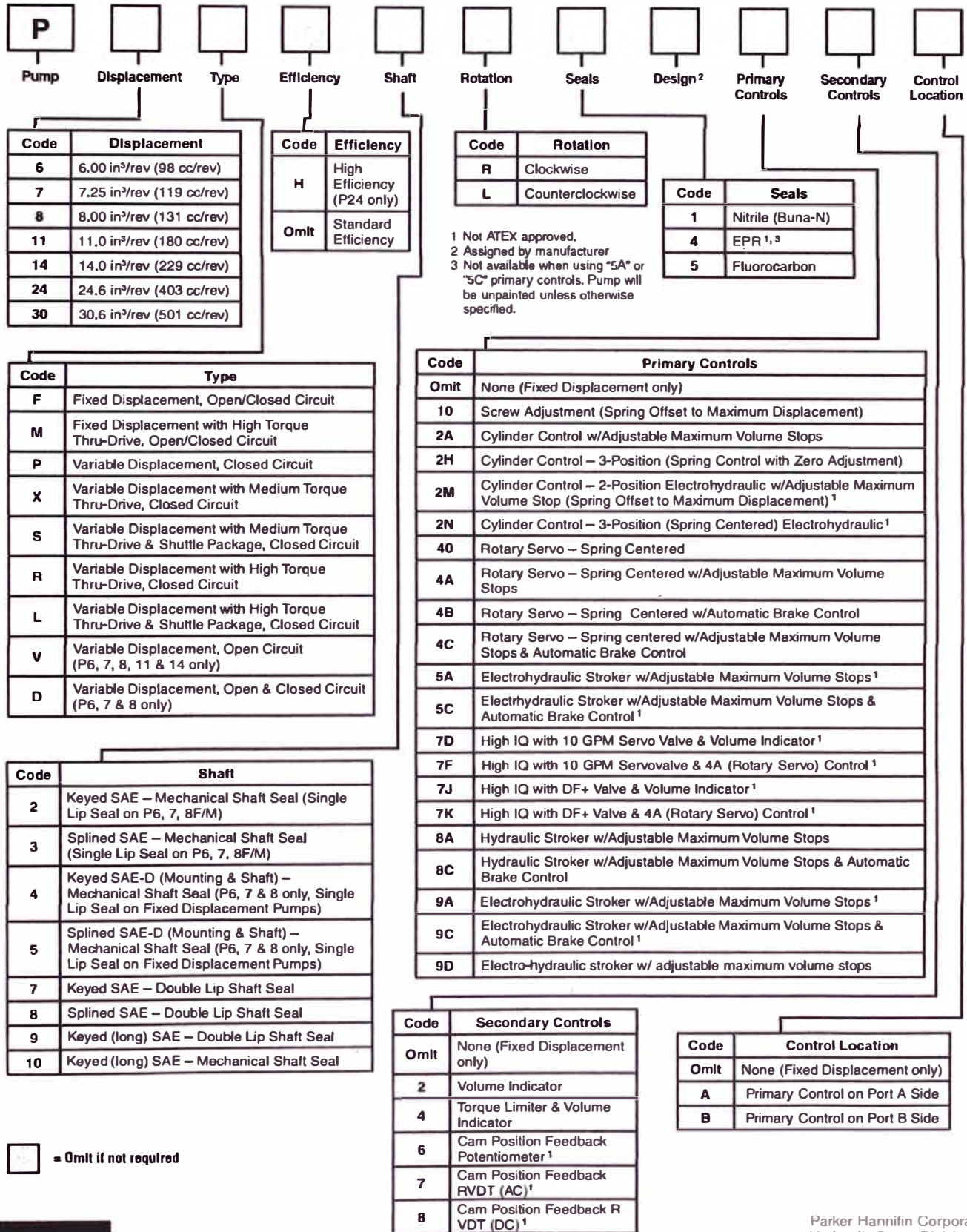
M*F & M*G



NOTE: See page 23 for shaft information.
 See appropriate controls mounting starting on page 34.

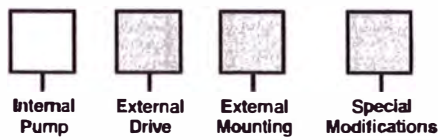


NOTE: See page 32 for shaft information.
See appropriate controls mounting starting on page 34.



Control	Code	Control Feature
2M* & 2N*	00	CETOP3, NG6 Valve, 110AC/60Hz with Hirschmann Connector ¹
	01	CETOP3, NG6 Valve, 12VDC with Hirschmann Connector ¹
	02	CETOP3, NG6 Valve, 240VAC/50Hz with Hirschmann Connector ¹
	03	CETOP3, NG6 Valve, 110VAC/60Hz, Wiring Box ¹
	04	CETOP3, NG6 Valve, 12VDC, Wiring Box ¹
	05	CETOP3 (D03, NG6) Interface, No Valve ¹
	06	CETOP3, NG6 Valve, 24VDC with Hirschmann Connector ¹
	07	CETOP3, NG6 Valve, 110VAC/50Hz with Hirschmann Connector ¹
5**	00	With Deadband ¹
	01	Without Deadband ¹
7**	00	Without Manual Override Shutoff ¹
	01	With Manual Override Shutoff ¹ (required for F & K primary options)
8**	00	75-350 PSI (5-24 Bar)
	01	75-435 PSI (5-30 Bar)
	02	100-300 PSI (7-26 Bar)
	03	150-400 PSI (10-28 Bar)
	04	75-250 PSI (5-17 Bar)
9**	00	24VDC
	01	12VDC
All Other	00	None ¹
Pump	Code	Reduced Displacement
P**F & P**M	00	Standard Cam (18°)
	10	P6 with 17° Cam – 5.3 in ³ /rev (87cc/rev) P7 with 17° Cam – 6.4 in ³ /rev (105 cc/rev) P8 with 17° Cam – 7.1 in ³ /rev (116 cc/rev) P11 with 17° Cam – 9.7 in ³ /rev (160 cc/rev) P14 with 17° Cam – 12.5 in ³ /rev (205 cc/rev) P24 with 17° Cam – 22.0 in ³ /rev (360 cc/rev) P30 with 17° Cam – 27.2 in ³ /rev (446 cc/rev)
	20	P6 with 15° Cam – 4.6 in ³ /rev (76 cc/rev) P7 with 15° Cam – 5.6 in ³ /rev (92 cc/rev) P8 with 15° Cam – 6.2 in ³ /rev (102 cc/rev) P11 with 15° Cam – 8.5 in ³ /rev (140 cc/rev) P14 with 15° Cam – 10.9 in ³ /rev (179 cc/rev)
	30	P6 with 13° Cam – 4.0 in ³ /rev (66 cc/rev) P7 with 13° Cam – 4.8 in ³ /rev (79 cc/rev) P8 with 13° Cam – 5.3 in ³ /rev (88 cc/rev)

 = Omit if not required



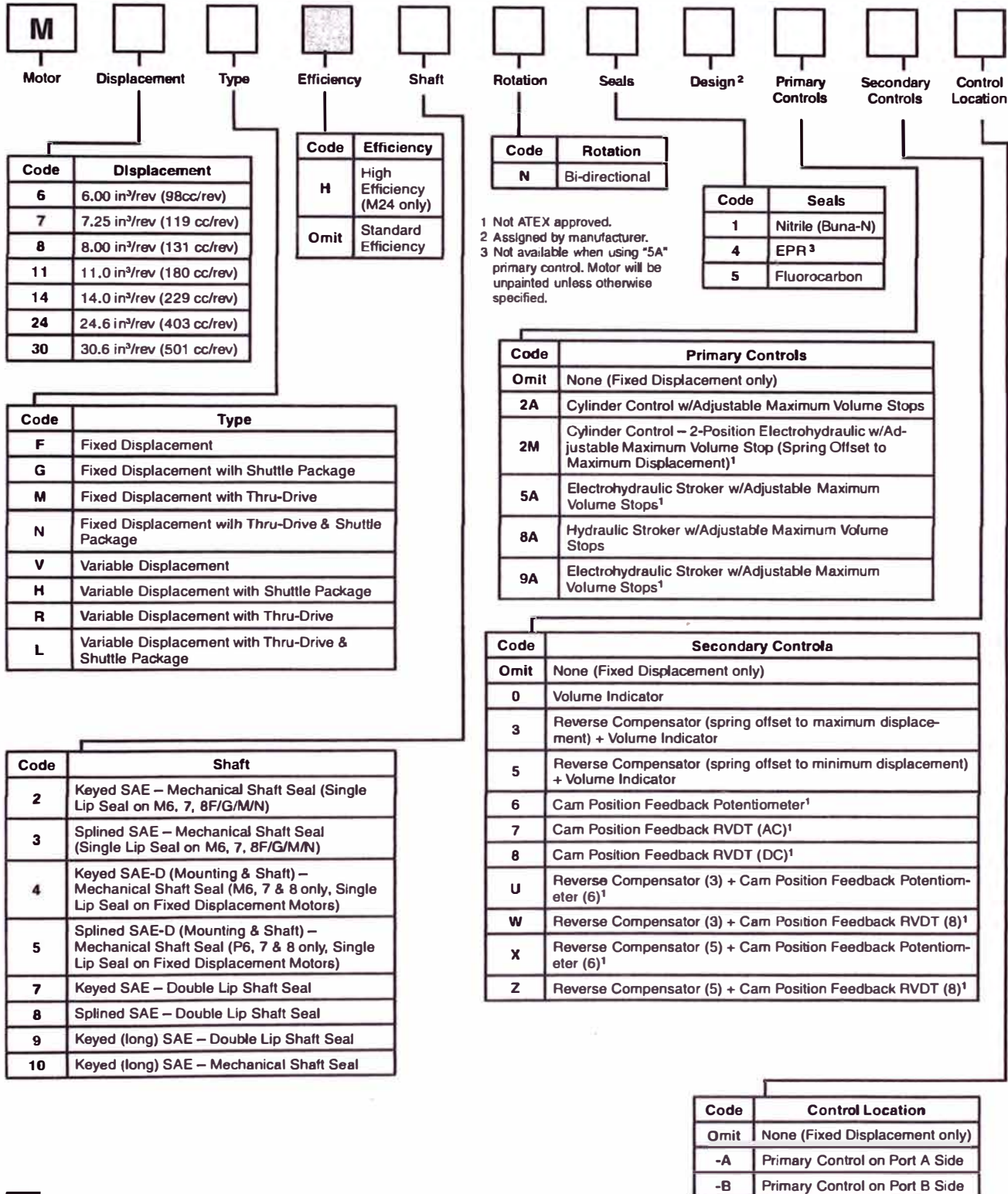
Code	Special Modifications
Omit	None
NP	No Paint ¹
EX	ATEX APPROVED PUMP (May contain additional modifications. Contact tech support.)
M2	Other Special Modification (example: bronze caged barrel bearing for low viscosity fluids, tandem pumps, etc.) ¹

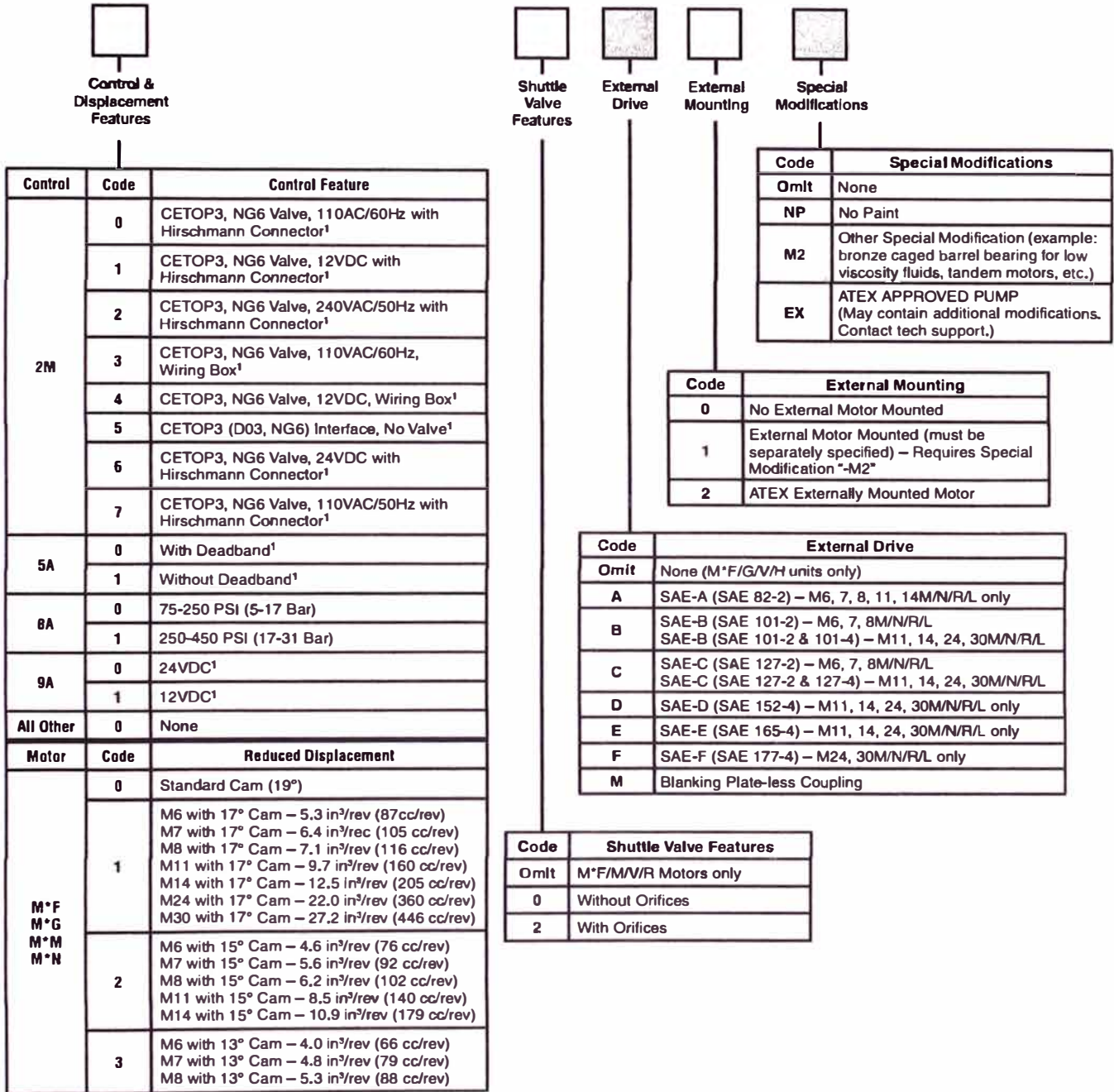
Code	External Mounting
Omit	No External Drive Required
0	No External Pump Mounted
1	External Pump Mounted (must be separately specified) – Requires Special Modification *-M2* ¹
2	ATEX Externally Mounted Pump

Code	External Drive
Omit	None ¹
M	Blanking plate – for P6, 7, 8, 11, 14S/X only
A	SAE-A (SAE 82-2) – P6, 7, 8, 11, 14S/X/R/L/M only
B	SAE-B (SAE 101-2) – P6, 7, 8, 11, 14, 24, 30S/X/R/L/M SAE-B (SAE 101-4) – P11, 14, 24, 30R/L/M
C	SAE-C (SAE 127-2) – P6, 7, 8, 11, 14, 24, 30R/L/M & P24, 30S/X SAE-C (SAE 127-4) – P11, 14, 24, 30R/L/M
D	SAE-D (SAE 152-4) – P11, 14, 24, 30R/L/M only
E	SAE-E (SAE 165-4) – P11, 14, 24, 30R/L/M only
F	SAE-F (SAE 177-4) – P24, 30R/L/M only

Code	Internal Pump
0	1.07 in ³ /rev (17.5 cc/rev) – P6, 7, 8P/S/X/N/D & P11, 14V only** 2.14 in ³ /rev (35 cc/rev) – P11, 14P/S/X only** 2.81 in ³ /rev (46 cc/rev) – P24, 30P/S/X only (standard)**
1	1.61 in ³ /rev (26.4 cc/rev) – P24, 30P/S/X only (auxiliary external replenishing flow required)
2	1.05 in ³ /rev (17.2 cc/rev) – P24, 30P/S/X only (auxiliary external replenishing flow required)
3	3.56 in ³ /rev (58.3 cc/rev) – P24, 30P/S/X only
4	4.84 in ³ /rev (79.3 cc/rev) – P24, 30P/S/X only
5	5.42 in ³ /rev (88.8 cc/rev) – P24, 30P/S/X only
6	6.10 in ³ /rev (100.0 cc/rev) – P24, 30P/S/X only
X	No Internal Pump (standard on P*RL/FM)

** Omit code if no external drive is required.





 = Omit if not required

Technical Information

General Description

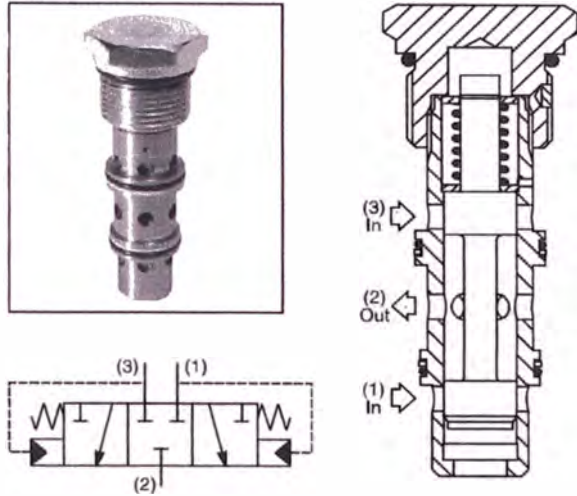
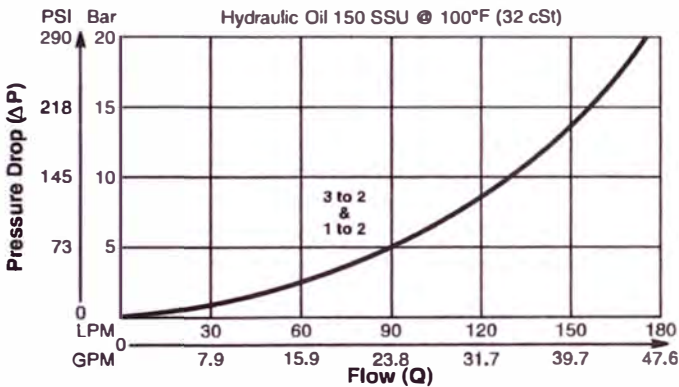
Two Position, Three Way, Spring Centered Shuttle Valve. For additional information see Technical Tips on pages SH1-SH2.

Features

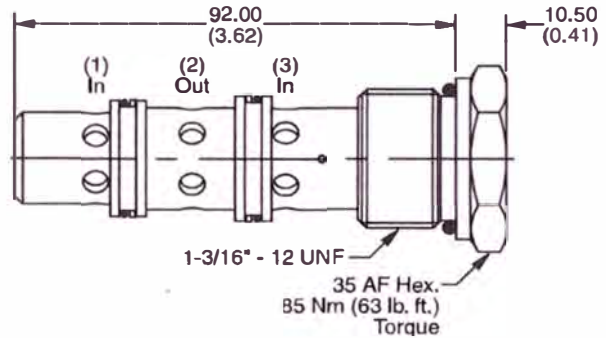
- High flow capacity
- Compact cost effective design
- Various spring options available
- Used in transmission systems as purge valve where hydraulic parking brake is necessary
- Hardened working parts for maximum durability
- All external parts zinc plated

Performance Curve

Pressure Drop vs. Flow (Through cartridge only)



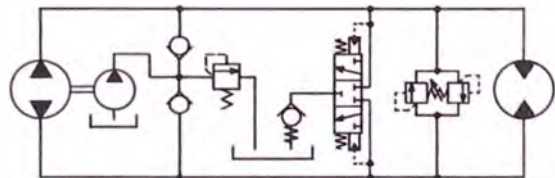
Dimensions Millimeters (Inches)



Specifications

Rated Flow	175 LPM (46 GPM)
Nominal Flow @ 7 Bar (100 PSI)	105 LPM (28 GPM)
Maximum Inlet Pressure	350 Bar (5000 PSI)
Cartridge Material	Steel operating parts, hardened steel poppet.
Operating Temp. Range/Seals	-40°C to +93.3°C (Nitrile, Buna-N) (-40°F to +200°F) -31.7°C to +121.1°C (Fluorocarbon) (-25°F to +250°F)
Fluid Compatibility/Viscosity	Mineral-based or synthetic with lubricating properties at viscosities of 45 to 2000 SSU (6 to 420 cSt)
Filtration	ISO code 16/13, SAE Class 4 or better
Approx. Weight	.32 kg (.70 lbs.)
Cavity	3U (See BC Section for more details)

Application



Purge valve in transmissions with hydraulic parking brake

Ordering Information

K3A125 —
Shuttle Valve Switching Pressure Seals

Code	Switching Pressure
1.0	1.0 Bar (15 PSI) Std.
9.0	9.0 Bar (130 PSI)

Code	Seals / Kit No.
N	Nitrile, Buna-N / (SK30040N-1)
V	Fluorocarbon / (SK30040V-1)

Order Bodies Separately

LB10
Line Body Porting Body Material

Code	Porting
092	3/4" BSP
093	1" SAE

Code	Body Material
A	Aluminum
S	Steel



GV

Check Valves

SH

Shuttle Valves

LM

Load/Motor Controls

FC

Flow Controls

PC

Pressure Controls

LE

Logic Elements

DC

Directional Controls

MV

Manual Valves

SV

Solenoid Valves

PV

Proportional Valves

CE

Coils & Electronics

BC

Bodies & Cavities

TD

Technical Data

ULAC with AC Motor

For industrial use – cooling capacity up to 400 HP



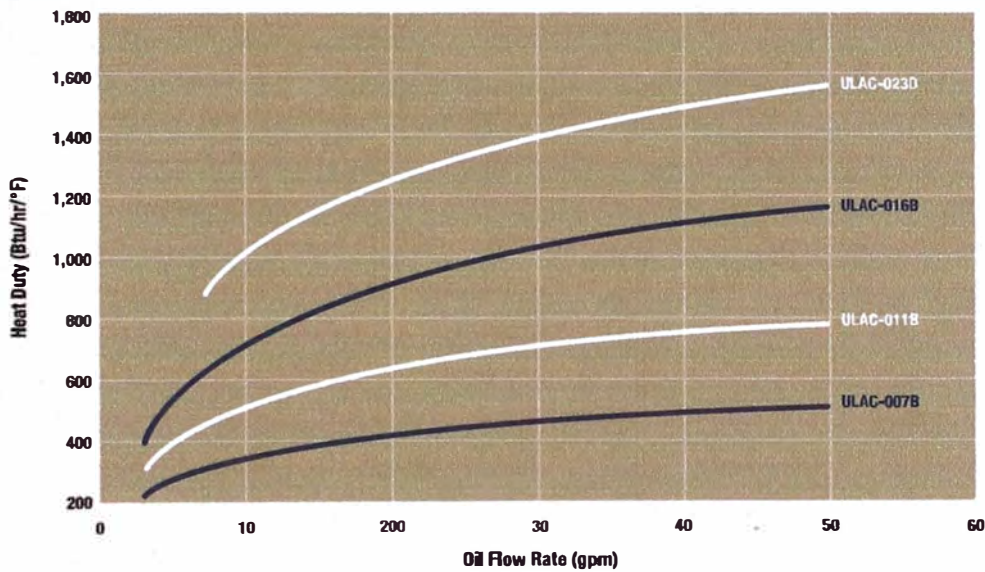
The ULAC oil cooler with AC motor is optimized for use in the industrial sector. Together with a wide range of accessories, the ULAC cooler is suitable for installation in most applications and environments.

- **Optimized design with right choice of materials and components ensures a reliable and long lasting cooler with low service and maintenance costs.**
- **Compact design resulting in lighter weight unit yet with higher cooling capacity and lower pressure drop.**
- **Easy to maintain and easy to retrofit into many applications.**
- **Quiet fan design due to optimization of material and blade design.**
- **AC motor – NEMA three phase motors are standard. Wide range of operating voltages and frequencies available.**
- **Cooler core with low pressure drop and high cooling capacity.**

ULAC Cooling Performance

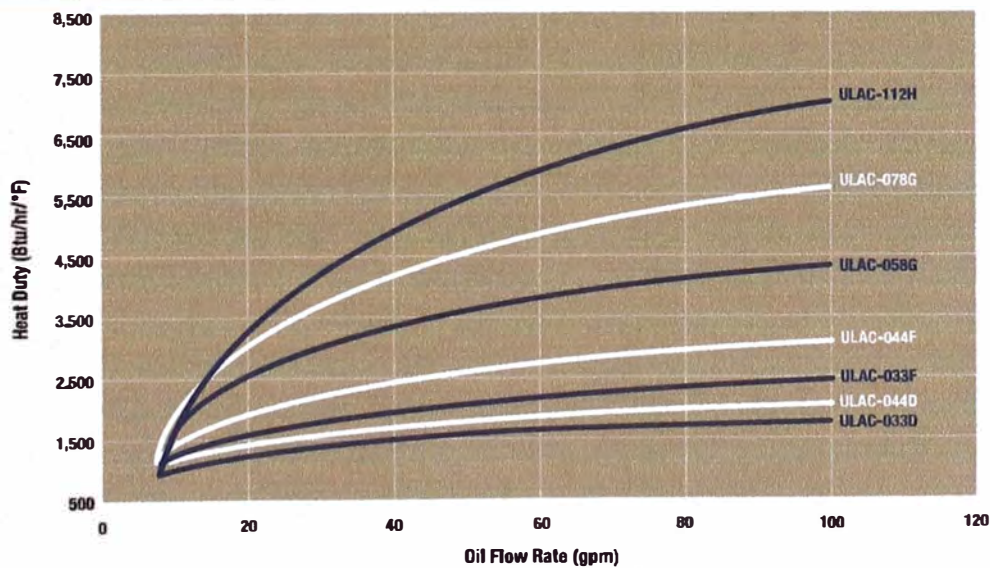
The cooling capacity curves are based on an ETD (Entering Temperature Difference) of 1 °F. For example, oil temperature of 140 °F and air temperature of 70 °F yields a temperature difference of 70 °F. Multiply the number from the cooling graphs corresponding to the specific flow rate by the ETD for the particular application to get the total heat duty.

COOLING PERFORMANCE ULAC 007 - ULAC 023

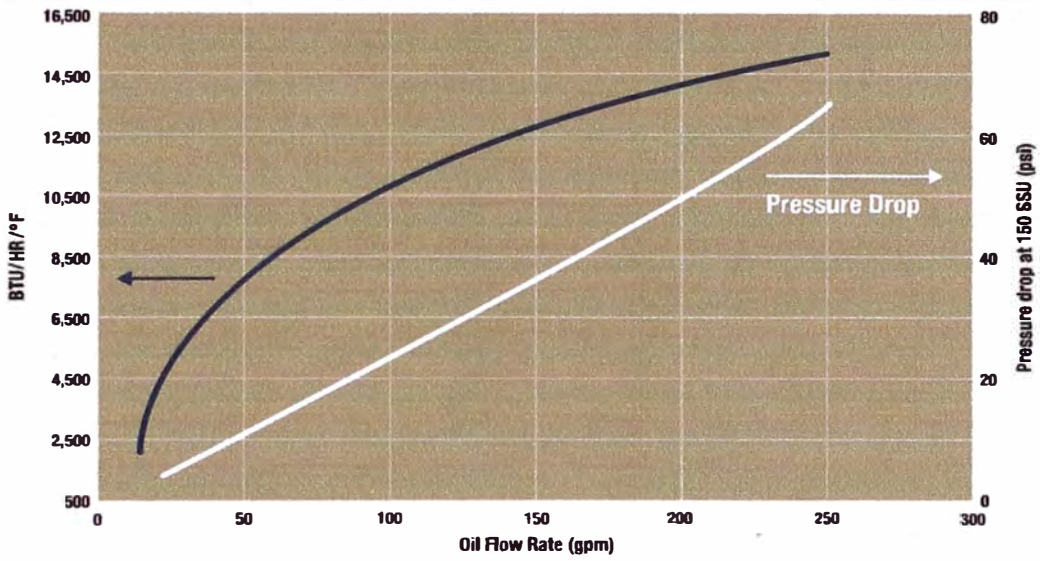


Cooling capacity tolerance ± 10%.

COOLING PERFORMANCE ULAC 033 - ULAC 112

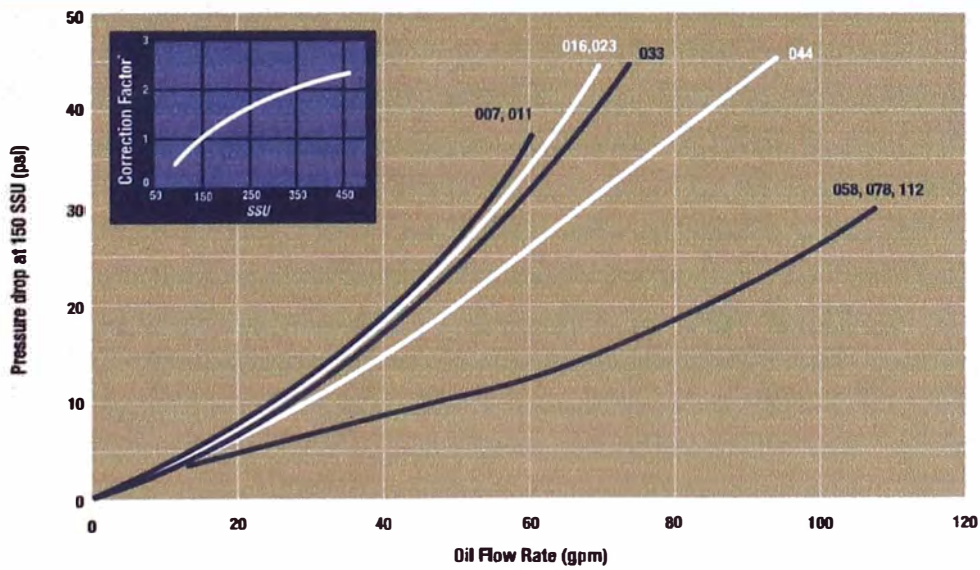


COOLING PERFORMANCE & PRESSURE DROP ULAC 200 K

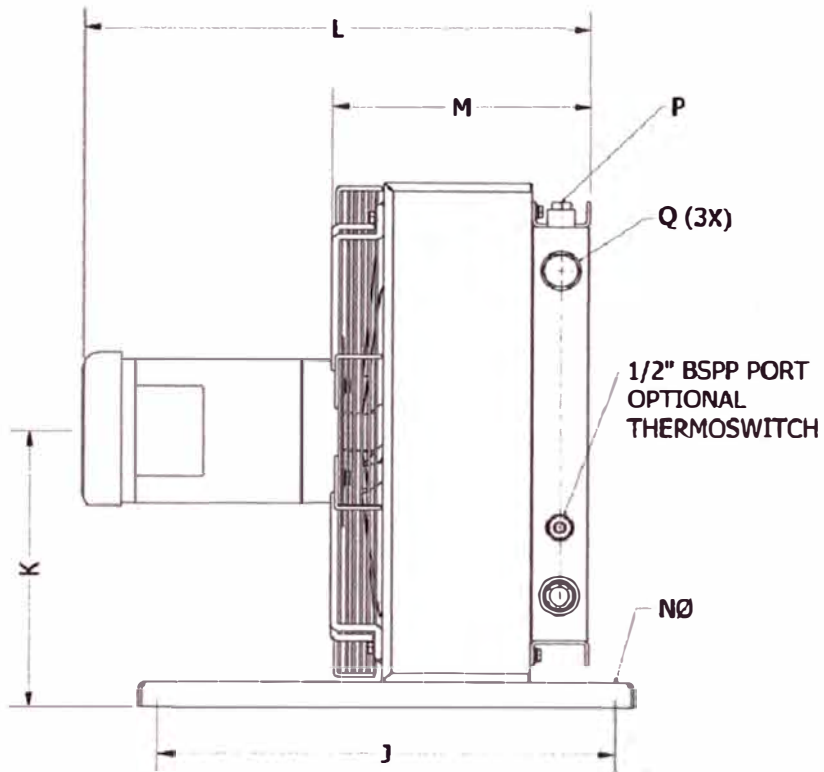


Cooling capacity tolerance $\pm 10\%$.

PRESSURE DROP ULAC 007-ULAC 112

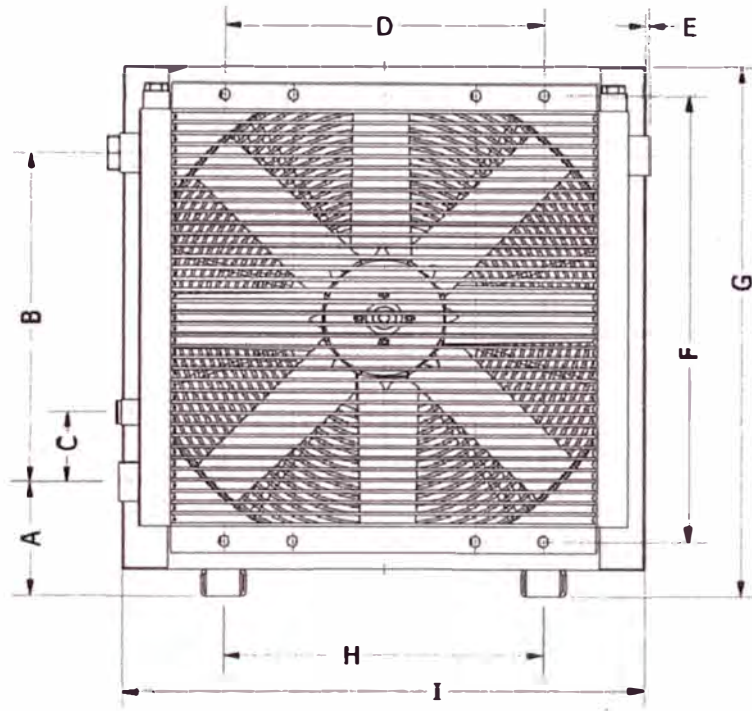


* Pressure Drop Correction Factor for other viscosities.



TYPE	Acoustic Pressure Level <i>L_{pA} dB(A) 3 Ft.*</i>	No. Of Poles/ Capacity <i>HP</i>	Weight <i>Lbs. (Approx.)</i>	P <i>SAE O-Ring</i>	Q <i>SAE O-Ring Boss</i>
ULAC 007B	69	4/0.5	33	½" (#8)	1" (#16)
ULAC 011B	71	4/0.5	44	½" (#8)	1" (#16)
ULAC 016B	74	4/0.5	53	½" (#8)	1" (#16)
ULAC 023D	81	4/1	79	½" (#8)	1" (#16)
ULAC 033D	82	4/1	115	½" (#8)	1¼" (#20)
ULAC 033F	86	4/3	170	½" (#8)	1¼" (#20)
ULAC 044D	83	4/1	143	½" (#8)	1¼" (#20)
ULAC 044F	87	4/3	197	½" (#8)	1¼" (#20)
ULAC 058G	90	4/5	264	¾" (#12)	1½" (#24)
ULAC 078G	92	4/5	434	¾" (#12)	1½" (#24)
ULAC 112H	96	4/7.5	542	¾" (#12)	1½" (#24)
ULAC 200K	93	6/15	1,030	NA	CODE 61 SAE 2" FLANGE

*Noise level tolerance ± 3 dB(A).



TYPE	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	No
ULAC 007B	5.2	6.3	3.2	8.0	0.24	11.7	15.6	8.0	14.4	20.1	8.4	19.8	8.8	0.35
ULAC 011B	5.4	9.0	3.2	8.0	0.12	14.3	18.5	8.0	17.3	20.1	9.8	20.8	9.8	0.35
ULAC 016B	5.2	11.7	3.2	8.0	0.28	17.0	20.7	8.0	19.5	20.1	10.9	21.6	10.7	0.35
ULAC 023D	5.2	14.9	3.2	14.0	0.20	20.2	24.0	14.0	22.8	20.1	12.6	22.2	11.3	0.35
ULAC 033D	5.2	19.1	3.2	14.0	NA	24.5	28.4	14.0	27.2	20.1	14.8	23.1	12.5	0.35
ULAC 033F	5.2	19.1	3.2	14.0	NA	24.5	28.4	14.0	27.2	24.0	14.8	25.6	12.5	0.55
ULAC 044D	4.6	26.1	3.2	14.0	NA	31.5	34.1	14.0	27.2	20.1	17.6	24.1	13.3	0.35
ULAC 044F	4.6	26.1	3.2	14.0	NA	31.5	34.1	14.0	27.2	24.0	18.3	26.6	13.5	0.55
ULAC 058G	5.2	26.1	3.2	20.0	NA	31.5	35.4	20.0	34.2	24.0	18.3	29.9	15.2	0.55
ULAC 078G	5.2	32.3	3.9	26.8	NA	38.9	41.4	20.4	40.2	35.4	21.1	30.9	16.2	0.55
ULAC 112H	5.1	38.8	3.9	31.1	0.14	45.4	47.8	23.6	46.7	35.4	24.4	31.9	17.2	0.55
ULAC 200K	7.2	50.9	5.0	49.6	1.2	61.0	64.2	55.9	59.4	35.4	32.7	41.5	18.7	0.71

All dimensions listed above are in inches.

Order Key for ULAC Oil Coolers

All positions must be filled in when ordering.

EXAMPLE:					
ULAC	-	007B	- M	- 100	- SA
Series		Model	Motor Type	Thermoswitch	Core Bypass
1		2	3	4	5
1. OIL COOLER SERIES WITH AC MOTOR; ULAC					
2. COOLER SIZE/MODEL					
007B, 011B, 016B, 023D, 033F, 033D, 044F, 044D, 058G, 078G, 112H and 200K					
3. MOTOR TYPE					
No motor = W					
Three-phase 190/380V 50 Hz, 208-230/460V 60 Hz = M*					
Three-phase 208-230/460V 60 Hz = N					
Three-phase 230/460V 60 Hz = P					
Three-phase 575V 60 Hz = Q					
Single-phase 115/230V 60 Hz = R					
Single-phase 230 V 60 Hz = S					
Explosion proof, Division 1, Class 1 Group D, Class II Group F & G, T3C = X					
Not listed, consult Accumulator and Cooler Division = Z					
*The M-motor is our standard motor sizes 1 HP and lower. The performance at 50 HZ will be reduced by approximately 10%					
4. THERMOSWITCH					
No thermoswitch = 000					
100 °F = 100					
120 °F = 120					
140 °F = 140					
160 °F = 160					
175 °F = 175					
195 °F = 195					
Not listed, consult Accumulator and Cooler Division = ZZZ					
5. CORE BYPASS*					
No Bypass = SW					
20 psi External Hose Bypass (standard option) = SA					
65 psi External Hose Bypass (standard option) = SB					
30 psi External Tube Bypass = SG					
75 psi External Tube Bypass = SH					
120 psi External Tube Bypass = SJ					
120 °F External Thermo-Bypass = SM					
140 °F External Thermo-Bypass = SN					
160 °F External Thermo-Bypass = SP					
195 °F External Thermo-Bypass = SQ					
Full Flow External Bypass = SF					
*The standard cores are single pass. Two pass cores and other options available upon request, please consult Accumulator and Cooler Division.					

Technical Specifications

FLUID COMBINATIONS	
Mineral oil	
Oil/water emulsion	
Water glycol	
Phosphate ester	
MATERIAL	
Cooler core	Aluminum
Fan blades/hub	Glass fiber reinforced polypropylene/Aluminum
Fan housing	Steel
Fan guard	Steel
Other parts	Steel
Surface treatment	Electrostatically powder-coated
COOLER CORE	
Maximum static working pressure	300 psi
Dynamic working pressure	200 psi*
Heat transfer tolerance	± 6 %
Maximum oil inlet temperature	250 °F
*Tested in accordance with ISO/DIS 10771-1	
COOLING CAPACITY CURVES	
Cooling capacity curves are based on testing in accordance with EN1048 with ISO VG 46.	
CONTACT PARKER FOR ADVICE ON	
Oil temperatures > 250 °F	
Oil viscosity > 100 cSt / 500 SSU	
Aggressive environments	
Environments with heavy airborne particulates	
High-altitude locations	



The information in this brochure is subject to change without prior notice.

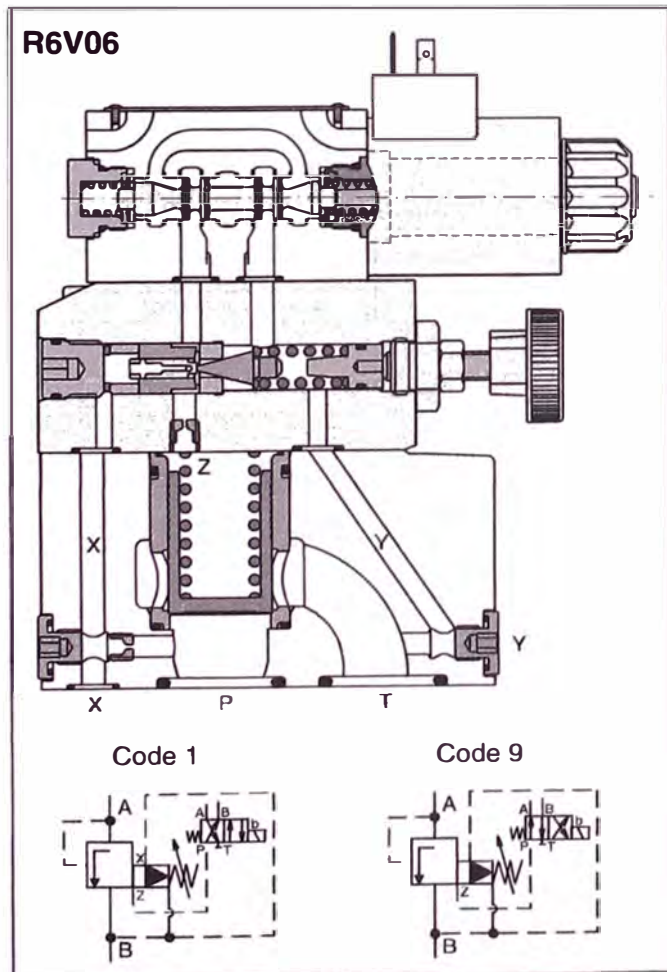
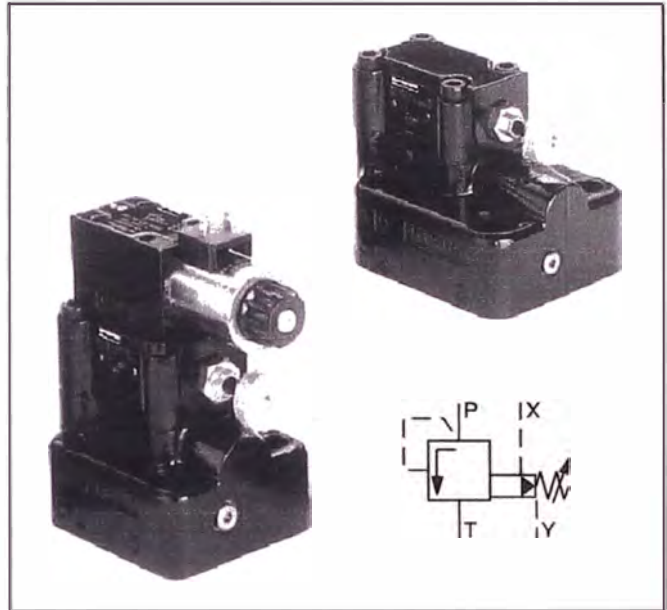
General Description

Series R4V and R6V pressure relief valves feature a manual adjustment pilot stage which controls a seated type main stage.

A vent function with a solenoid operated directional valve is available for circulation at minimum pressure.

Features

- Pilot operated with manual adjustment.
- 2 interfaces:
 - Subplate, ISO 6264 (DIN 24340 Form D) with VV01 vent valve (R4V)
 - Subplate, ISO 6264 (DIN 24340 Form E) with CETOP 03 vent valve (R6V)
- 3 pressure ranges.
- 3 adjustment modes:
 - Hand knob
 - Acorn nut with lead seal
 - Key lock
- Remote control via port X.



Function

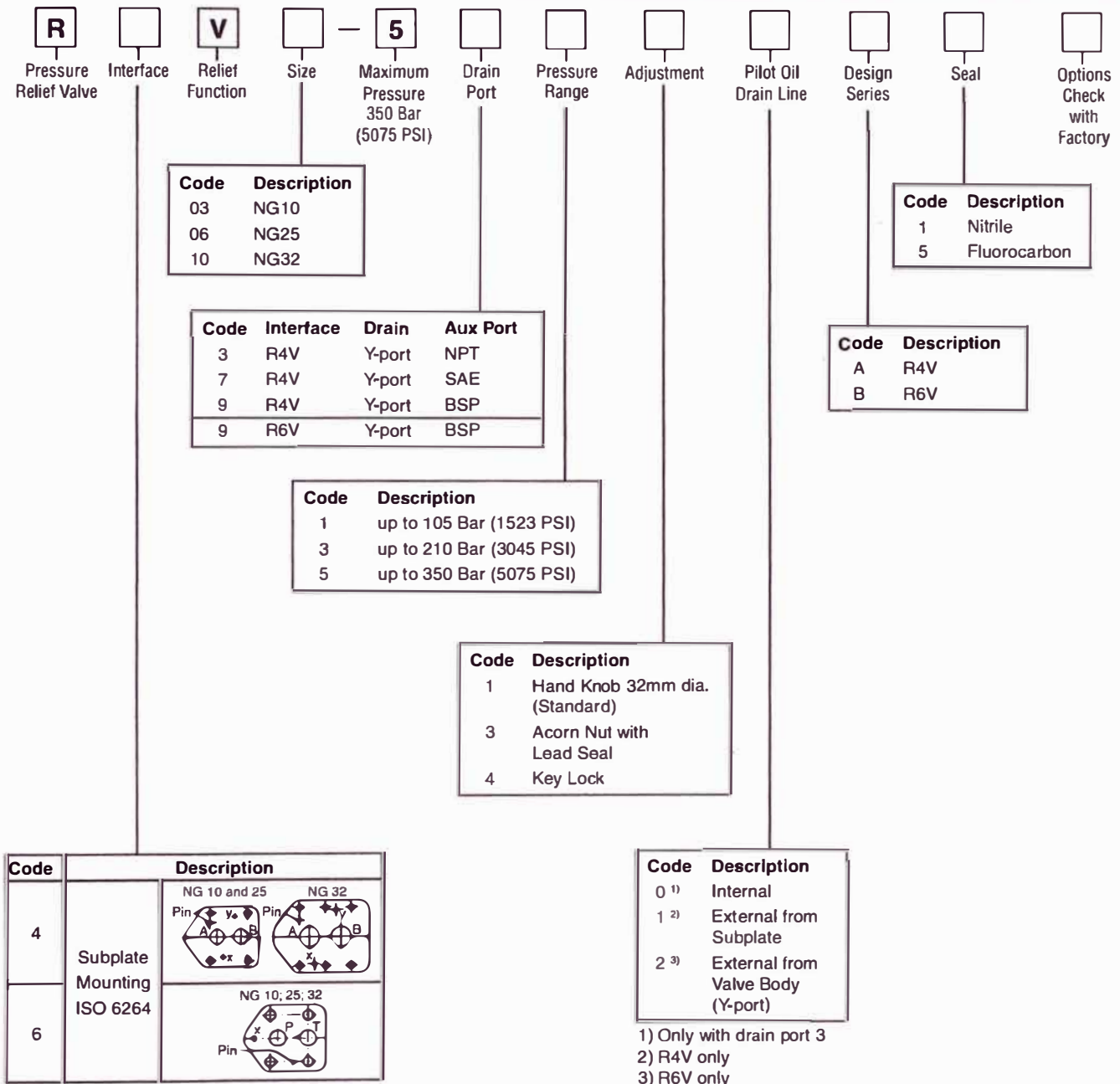
System pressure in port P is applied via the X gallery to the spring loaded cone in the pilot head. The pilot head controls the pressure in the Z area on top of the main cartridge which is additionally kept close by the main spring.

If the pilot pressure exceeds the setting pressure the pilot cone opens and thus limits the pilot pressure.

When the system pressure exceeds the pilot pressure plus the spring force, the main cartridge opens to port T and limits the pressure in port P to the adjusted level.

Additionally to the relief function, a solenoid operated vent valve connects the Z area to tank. This allows oil circulation from P to T at minimum pressure drop. The vent valve can either be a standard CETOP 03 valves (mounting form E) or a sandwich unit (mounting form D). For both types the vent position can be either at the energized or de-energized solenoid.

R4V-R6V RS_R RS_M.indd, dd



Weight:

R4V03	2.7 kg (6.0 lbs.)
R4V06	4.5 kg (9.9 lbs.)
R4V10	6.0 kg (13.2 lbs.)
R6V03	4.5 kg (9.9 lbs.)
R6V06	5.8 kg (12.8 lbs.)
R6V10	7.8 kg (17.2 lbs.)

R	□	V	□	5	□	□	□	□	□	□	□	□	□																												
Pressure Relief Valve	Interface	Relief Function	Size	Maximum Pressure 350 Bar (5075 PSI)	Drain Port	Pressure Range	Adjustment	Pilot Oil Drain Line	Vent Valve Function	Solenoid Voltage	Design Series	Seal	Modifications																												
		<table border="1" style="width:100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr><th>Code</th><th>Description</th></tr> </thead> <tbody> <tr><td>03</td><td>NG10</td></tr> <tr><td>06</td><td>NG25</td></tr> <tr><td>10</td><td>NG32</td></tr> </tbody> </table>		Code	Description	03	NG10	06	NG25	10	NG32																														
Code	Description																																								
03	NG10																																								
06	NG25																																								
10	NG32																																								
				<table border="1" style="width:100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr><th>Code</th><th>Interface</th><th>Drain</th><th>Aux Port</th></tr> </thead> <tbody> <tr><td>3</td><td>R4V</td><td>Y-port</td><td>NPT</td></tr> <tr><td>7</td><td>R4V</td><td>Y-port</td><td>SAE</td></tr> <tr><td>9</td><td>R4V</td><td>Y-port</td><td>BSP</td></tr> <tr><td>9</td><td>R6V</td><td>Y-port</td><td>BSP</td></tr> </tbody> </table>		Code	Interface	Drain	Aux Port	3	R4V	Y-port	NPT	7	R4V	Y-port	SAE	9	R4V	Y-port	BSP	9	R6V	Y-port	BSP									<table border="1" style="width:100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr><th>Code</th><th>Description</th></tr> </thead> <tbody> <tr><td>031 ²⁾</td><td>Vent Function w/ Slow Unloading</td></tr> <tr><td>VFM ³⁾</td><td>Vent Function w/ Slow Unloading</td></tr> </tbody> </table> <p>2) R4V only 3) R6V only</p>		Code	Description	031 ²⁾	Vent Function w/ Slow Unloading	VFM ³⁾	Vent Function w/ Slow Unloading
Code	Interface	Drain	Aux Port																																						
3	R4V	Y-port	NPT																																						
7	R4V	Y-port	SAE																																						
9	R4V	Y-port	BSP																																						
9	R6V	Y-port	BSP																																						
Code	Description																																								
031 ²⁾	Vent Function w/ Slow Unloading																																								
VFM ³⁾	Vent Function w/ Slow Unloading																																								
				<table border="1" style="width:100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr><th>Code</th><th>Description</th></tr> </thead> <tbody> <tr><td>1</td><td>up to 105 Bar (1523 PSI)</td></tr> <tr><td>3</td><td>up to 210 Bar (3045 PSI)</td></tr> <tr><td>5</td><td>up to 350 Bar (5075 PSI)</td></tr> </tbody> </table>		Code	Description	1	up to 105 Bar (1523 PSI)	3	up to 210 Bar (3045 PSI)	5	up to 350 Bar (5075 PSI)							<table border="1" style="width:100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr><th>Code</th><th>Description</th></tr> </thead> <tbody> <tr><td>1</td><td>Nitrile</td></tr> <tr><td>5</td><td>Fluorocarbon</td></tr> </tbody> </table>		Code	Description	1	Nitrile	5	Fluorocarbon														
Code	Description																																								
1	up to 105 Bar (1523 PSI)																																								
3	up to 210 Bar (3045 PSI)																																								
5	up to 350 Bar (5075 PSI)																																								
Code	Description																																								
1	Nitrile																																								
5	Fluorocarbon																																								
										<table border="1" style="width:100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr><th>Code</th><th>Description</th></tr> </thead> <tbody> <tr><td>A</td><td>R4V</td></tr> <tr><td>B</td><td>R6V</td></tr> </tbody> </table>		Code	Description	A	R4V	B	R6V																								
Code	Description																																								
A	R4V																																								
B	R6V																																								
<table border="1" style="width:100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr><th>Code</th><th>Description</th></tr> </thead> <tbody> <tr><td>4</td><td>Subplate Mounting ISO 6264</td></tr> <tr><td>6</td><td>ISO 6264</td></tr> </tbody> </table>		Code	Description	4	Subplate Mounting ISO 6264	6	ISO 6264	<table border="1" style="width:100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr><th>Code</th><th>Description</th></tr> </thead> <tbody> <tr><td>1</td><td>Hand Knob (Standard)</td></tr> <tr><td>3</td><td>Acorn Nut with Lead Seal</td></tr> <tr><td>4</td><td>Key Lock</td></tr> </tbody> </table>		Code	Description	1	Hand Knob (Standard)	3	Acorn Nut with Lead Seal	4	Key Lock																								
Code	Description																																								
4	Subplate Mounting ISO 6264																																								
6	ISO 6264																																								
Code	Description																																								
1	Hand Knob (Standard)																																								
3	Acorn Nut with Lead Seal																																								
4	Key Lock																																								
										<table border="1" style="width:100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr><th>Code</th><th>Description</th></tr> </thead> <tbody> <tr><td>G0R</td><td>12V</td></tr> <tr><td>G0Q</td><td>24V</td></tr> <tr><td>GAR</td><td>98V</td></tr> <tr><td>GAG</td><td>205V</td></tr> <tr><td>W30</td><td>110V / 50 Hz 120V / 60 Hz</td></tr> <tr><td>W31</td><td>230V / 50 Hz 240V / 60 Hz</td></tr> </tbody> </table>		Code	Description	G0R	12V	G0Q	24V	GAR	98V	GAG	205V	W30	110V / 50 Hz 120V / 60 Hz	W31	230V / 50 Hz 240V / 60 Hz																
Code	Description																																								
G0R	12V																																								
G0Q	24V																																								
GAR	98V																																								
GAG	205V																																								
W30	110V / 50 Hz 120V / 60 Hz																																								
W31	230V / 50 Hz 240V / 60 Hz																																								
										<table border="1" style="width:100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr><th>Code</th><th>Description</th></tr> </thead> <tbody> <tr><td>09</td><td>Solenoid not activated unpress. circulation</td></tr> <tr><td>11</td><td>Solenoid activated unpress. circulation</td></tr> </tbody> </table>		Code	Description	09	Solenoid not activated unpress. circulation	11	Solenoid activated unpress. circulation																								
Code	Description																																								
09	Solenoid not activated unpress. circulation																																								
11	Solenoid activated unpress. circulation																																								
										<table border="1" style="width:100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr><th>Code</th><th>Description</th></tr> </thead> <tbody> <tr><td>0 ¹⁾</td><td>Internal</td></tr> <tr><td>1 ²⁾</td><td>External from Subplate</td></tr> <tr><td>2 ³⁾</td><td>External from Valve Body (Y-port)</td></tr> </tbody> </table> <p>1) Only with drain port 3 2) R4V only 3) R6V only</p>		Code	Description	0 ¹⁾	Internal	1 ²⁾	External from Subplate	2 ³⁾	External from Valve Body (Y-port)																						
Code	Description																																								
0 ¹⁾	Internal																																								
1 ²⁾	External from Subplate																																								
2 ³⁾	External from Valve Body (Y-port)																																								
										<p>Weight:</p> <table style="width:100%;"> <tr><td>R4V03</td><td>4.4 kg (9.7 lbs.)</td></tr> <tr><td>R4V06</td><td>6.2 kg 13.7 (lbs.)</td></tr> <tr><td>R4V10</td><td>7.7 kg (17.0 lbs.)</td></tr> <tr><td>R6V03</td><td>5.9 kg (13.0 lbs.)</td></tr> <tr><td>R6V06</td><td>7.2 kg (15.9 lbs.)</td></tr> <tr><td>R6V10</td><td>9.2 kg (20.3 lbs.)</td></tr> </table>		R4V03	4.4 kg (9.7 lbs.)	R4V06	6.2 kg 13.7 (lbs.)	R4V10	7.7 kg (17.0 lbs.)	R6V03	5.9 kg (13.0 lbs.)	R6V06	7.2 kg (15.9 lbs.)	R6V10	9.2 kg (20.3 lbs.)																		
R4V03	4.4 kg (9.7 lbs.)																																								
R4V06	6.2 kg 13.7 (lbs.)																																								
R4V10	7.7 kg (17.0 lbs.)																																								
R6V03	5.9 kg (13.0 lbs.)																																								
R6V06	7.2 kg (15.9 lbs.)																																								
R6V10	9.2 kg (20.3 lbs.)																																								



R4V and R6V

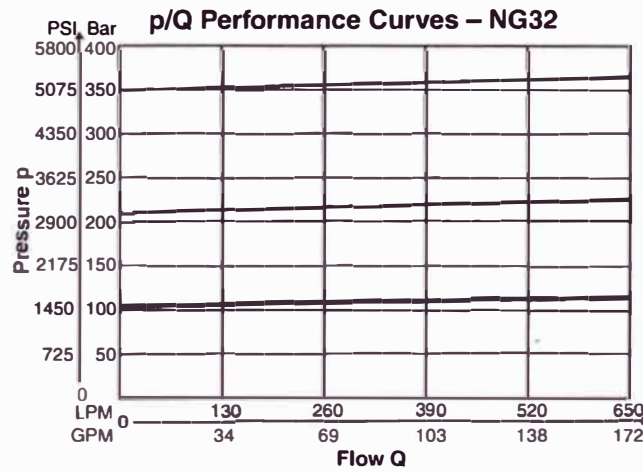
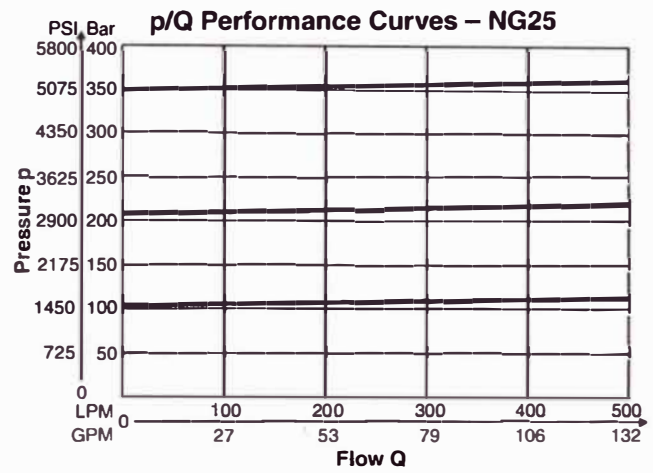
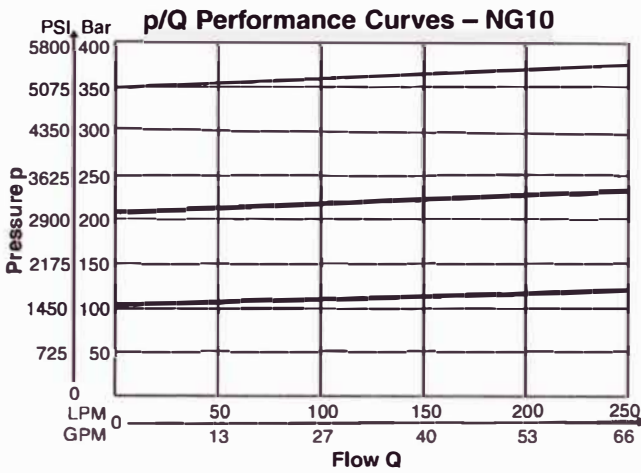
General		NG10		NG25		NG32	
Size							
Interface	Subplate mounting acc. ISO 6264 (DIN 24340)						
Mounting Position	As desired, horizontal mounting preferred						
Ambient Temperature	-20°C to +80°C (-4°F to +176°F)						
Hydraulic							
Operating Pressure	Ports P or A and X up to 350 Bar (5075 PSI), Port T or B and Y depressurized						
Pressure Range	105, 210, 350 Bar (1523, 3045, 5075 PSI)						
Nominal Flow	Series R4V	150 LPM (39.7 GPM)		350 LPM (92.6 GPM)		650 LPM (172.0 GPM)	
	Series R6V	250 LPM (66.1 GPM)		500 LPM (132.3 GPM)		650 LPM (172.0 GPM)	
Fluid	Hydraulic oil according to DIN 51524 ... 51525						
Viscosity	Recommended Permitted	30 to 50 cSt / mm ² /s (139 to 232 SSU)					
		20 to 380 cSt / mm ² /s (93 to 1761 SSU)					
Fluid Temperature	Recommended Maximum	+30°C to +50°C (+86°F to +122°F)					
		-20°C to +70° (-4°F to +158°F)					
Filtration	ISO 4406 (1999), 18/16/13						

R4V and R6V with Vent Function

General		NG10		NG25		NG32	
Size							
Interface	Subplate mounting acc. ISO 6264 (DIN 24340)						
Mounting Position	As desired, horizontal mounting preferred						
Ambient Temperature	-20°C to +80°C (-4°F to +176°F)						
Hydraulic							
Operating Pressure	Ports P or A and X up to 350 Bar (5075 PSI), Port T or B and Y depressurized						
Pressure Range	105, 210, 350 Bar (1523, 3045, 5075 PSI)						
Nominal Flow	Series R4V	150 LPM (39.7 GPM)		350 LPM (92.6 GPM)		650 LPM (172.0 GPM)	
	Series R6V	250 LPM (66.1 GPM)		500 LPM (132.3 GPM)		650 LPM (172.0 GPM)	
Fluid	Hydraulic oil according to DIN 51524 ... 51525						
Viscosity	Recommended Permitted	30 to 50 cSt / mm ² /s (139 to 232 SSU)					
		20 to 380 cSt / mm ² /s (93 to 1761 SSU)					
Fluid Temperature	-20°C to +70° (-4°F to +158°F)						
Filtration	ISO 4406 (1999), 18/16/13						
Electrical (solenoid)							
Duty Cycle	100% ED CAUTION: Coil temperature up to 180°C (356°F)						
Solenoid Connector	Connector acc. to EN 175301-803						
Protection Class	IP65 in accordance with EN 60529 (plugged and mounted)						
	Code	G0R	G0Q	GAR	GAG	W30	W31
Supply Voltage		12V	24V	98V	205V	110 at 50Hz 120 at 60Hz	230 at 50Hz 240 at 60Hz
Supply Tolerance		+5...-10	+5...-10	+5...-10	+5...-10	+5...-10	+5...-10
Power Consumption	Hold	31W	31W	31W	31W	78W	78W
	In Rush	31W	31W	31W	31W	264W	264W
Switching Frequency	16,000 (DC), 7200 (AC) switchings/hour maximum						
Wiring Minimum	3 x 1.5 mm ² Recommended						
Wiring Length Maximum	50 m (164 ft.) Recommended						

R4V-R6V RS_R RS_M.indd, dd





The performance curves are measured with external drain.
 For internal drain the tank pressure has to be added to curve.

