

Sistemas hidráulicos en la maquinaria agrícola

Rafael Pérez Pupo



ESPOCH
2018

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

Rafael Pérez Pupo



DIRECCIÓN DE
PUBLICACIONES



SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

© 2018 Rafael Pérez Pupo

© 2018 Escuela Superior Politécnica de Chimborazo

Panamericana Sur, kilómetro 1 $\frac{1}{2}$
Dirección de Publicaciones Científicas
Riobamba, Ecuador
Teléfono: (593 3) 299 8200
Código Postal: EC060155

Aval ESPOCH

Este libro se sometió a arbitraje bajo el sistema de doble ciego
(*peer review*).

Corrección y diseño:
La Caracola Editores

Impreso en Ecuador

Prohibida la reproducción de este libro, por cualquier medio, sin la previa
autorización por escrito de los propietarios del *Copyright*.

CDU: 621 + 627 + 631
Sistemas hidráulicos en la maquinaria agrícola.
Riobamba: Escuela Superior Politécnica de Chimborazo
Dirección de Publicaciones, 2018
252 pp. vol: 17 x 24 cm
ISBN:978-9942-35-640-6
1. Ingeniería mecánica
2. Ingeniería hidráulica
3. Maquinaria agrícola
4. Motores hidráulicos

CONTENIDO GENERAL

INTRODUCCIÓN.....	13
1. FUNDAMENTOS TEÓRICOS DE LOS SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA.....	18
1.1 Introducción.....	18
1.2 Potencia.....	19
1.3 Aceite hidráulico.....	20
1.4 Depósitos.....	34
1.5 Bombas hidráulicas.....	39
1.6 Válvulas hidráulicas.....	58
1.6.1 Válvulas de control direccional (VCDs).....	58
1.6.1.1 Clasificación de las VCD basada en el conducto del fluido (vías) .	63
1.6.1.2 Clasificación de VCD basada en las características de diseño.....	64
1.6.1.3 Clasificación de VCD basada en el método de control	64
1.6.1.4 Clasificación de VCD basada en la construcción de las partes internas móviles.....	64
1.6.1.5 Dispositivos de actuación.....	68
1.6.1.6 Válvula antirretorno.....	69
1.6.1.7 Válvula de lanzadera (selectora).....	71
1.6.1.8 VCD 2/2 (normalmente cerrada).....	72
1.6.1.9 VCD 3/2 (normalmente cerrada).....	73
1.6.1.10 Válvulas de control direccional de cuatro vías.....	75
1.6.1.11 Válvula accionada por solenoide.....	81
1.6.1.12 Válvulas de control direccional operadas por piloto.....	83
1.6.1.13 Especificaciones de las VCD.....	84
1.6.2 Válvulas de control de presión.....	84
1.6.2.1 Válvulas de alivio de presión (seguridad).....	85
1.6.2.2 Válvula reductora de presión.....	90
1.6.2.3 Válvula de descarga.....	93
1.6.2.4 Válvula de contrapresión.....	94
1.6.2.5 Válvula de secuencia.....	96
1.6.3 Válvulas de control de flujo.....	99
1.6.3.1 Funciones de las válvulas de control de flujo.....	99
1.6.3.2 Clasificación de las válvulas de control de flujo.....	101
1.6.3.3 Circuitos de control de velocidad.....	105
1.7 Actuadores hidráulicos.....	108

1.8 Otros elementos del sistema hidráulico.....	136
2. SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA.....	138
2.1 Introducción.....	138
2.2 Breve reseña histórica.....	139
2.3 Características de los sistemas hidráulicos en la maquinaria agrícola	143
2.4 Tipologías de los sistemas hidráulicos en la maquinaria agrícola	149
2.4.1 Generalidades.....	149
2.4.2 Sistemas con centro abierto.....	151
2.4.3 Sistemas de presión constante.....	154
2.4.4 Sistemas con detección de carga.....	157
2.5 Control de los sistemas hidráulicos de la maquinaria agrícola.....	162
2.6 Sistemas hidráulicos de los tractores.....	164
2.6.1 Sistemas hidráulicos de los órganos de trabajo.....	164
2.6.2 Sistema hidráulico del elevador de carga.....	166
2.6.3 Sistemas para el control de la dirección.....	171
2.6.4 Dimensionamiento de la dirección hidrostática.....	174
2.7 Sistemas hidráulicos de las cosechadoras.....	181
2.7.1 Particularidades de los sistemas hidráulicos en las cosechadoras	181
2.7.2 Estructuras y características de los sistemas hidráulicos de las maqui- nas cosechadoras.....	184
2.8 Esquemas y parámetros de cálculo de las transmisiones hidrostáticas.	191
2.8.1 Introducción	191
2.8.2 Estructuras de las transmisiones hidrostáticas.....	192
2.8.3 Características de las transmisiones hidrostáticas cerradas.....	195
2.8.3.1 Características de la transmisión hidrostática con caja de cambios.	201
2.8.4 Transmisiones para tractores y cosechadoras.....	203
3. SECUENCIA DE SELECCIÓN DE LOS PARÁMETROS PRINCIPALES Y DISPOSITIVOS DEL ACCIONAMIENTO HIDRÁULICO.....	206
3.1 Cálculo de los sistemas hidráulicos.....	211
3.1.1 Consideraciones generales.....	211
3.1.1.1 Selección de la presión nominal.....	223

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

4. TENDENCIAS EN EL DESARROLLO DE LOS SISTEMAS HIDRÁULICOS DE LA MAQUINARIA AGRÍCOLA.....	231
4.1 Sistema de clasificación y diseño.....	234
4.2 Diseño de componentes.....	236
4.3 Diseño de sistemas.....	236
BIBLIOGRAFÍA.....	243

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Sistema hidráulico típico.....	18
Figura 1.5. Depósito hidráulico.....	36
Figura 1.6. Colocación del depósito en tractores.	38
Figura 1.7. Curva característica de las bombas de desplazamiento positivo y no positivo.....	40
Figura 1.8. Bomba de engranajes.....	44
Figura 1.9. Bomba de paletas simple	46
Figura 1.10. Funcionamiento de una bomba de paletas de caudal variable compensada.....	47
Figura 1.11. Funcionamiento de una bomba de paletas equilibrada.....	48
Figura 1.12. Bomba de pistones de eje inclinado.....	49
Figura 1.13. Bomba de pistones de tipo placa inclinada.....	50
Figura 1.14. Bomba de pistones radiales.....	51
Figura 1.15. Curvas de rendimiento de la bomba.....	56
Figura 1.16. Representación convencional de válvula distribuidora (símbolo)	59
Fig. 1.17. Control de cilindro hidráulico de simple efecto.....	60
Fig. 1.18. Esquema del distribuidor de cuatro vías y tres posiciones.....	61
Fig. 1.19. Características de ajuste (a) e hidráulica (b) de la válvula de dos vías	61
Fig. 1.20. Dependencia de la pérdida de presión total Δp en los distribuidores del caudal Q	63
Figura 1.21. Símbolo gráfico de una válvula de retención.....	69
Figura 1.22. Válvula de retención de bola.....	70
Figure 1.23. Válvula de retención de asiento.....	70
Figura 1.24. Válvula selectora.....	71
Figura 1.25. Símbolo de la válvula selectora.....	71
Figura 1.26. VCD de dos vías y dos posiciones, normalmente cerrada.....	72
Figura 1.27. VCD 3/2.....	73
Figura 1.28. Aplicación de una válvula 3/2 que controla las funciones de un cilindro de doble efecto.....	74
Figura 1.29. Aplicación de la válvula 3/3 que controla las funciones de un cilindro de simple efecto.....	74

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

Figura 1.30. VCD de cuatro vías.....	75
Figura 1.31. Aplicación de una válvula 4/2 que controla un cilindro de doble efecto.....	76
Figura 1.32. Aplicación de la válvula 4/2 que controla un motor bidireccional.	76
Figura 1.33. Aplicación de la válvula 4/3 - neutro cerrado.....	77
Figura 1.34. Aplicación de la válvula 4/3 - neutro en tándem.....	78
Figura 1.35. Aplicación de la válvula 4/3 - neutro flotante.....	79
Figura 1.36. Aplicación de la válvula 4/3 vías – neutro abierto.....	80
Figura 1.37. Aplicación de la válvula 4/3 – neutro regenerativo.....	81
Figura 1.38. Válvula accionada por solenoide.....	82
Figura 1.39. VCD operada por piloto.....	83
Figure 1.40. Válvula de alivio de presión simple.....	87
Figura 1.41. Características de una válvula de alivio.....	87
Figura 1.42. Válvula de alivio compuesta.....	88
Figura 1.43. Representación simbólica de una válvula de alivio de presión simple.....	90
Figura 1.44. Válvula reductora de presión.....	91
Figura 1.45. Representación simbólica de una válvula reductora de presión.	91
Figura 1.46. Aplicación de una válvula reductora de presión.....	92
Figure 1.47. Aplicación de la válvula de descarga en una prensa de perforación (circuito de alto-bajo).....	93
Figura 1.48. Válvula de contrapresión.....	94
Figura 1.49. Representación simbólica de una válvula de contrapresión....	95
Figura 1.50. Aplicación de una válvula de contrapresión.....	96
Figura 1.51. Válvula de secuencia.....	97
Figura 1.52. Válvula secuencia con válvula de retención.....	97
Figura 1.53. Aplicación de una válvula de secuencia.....	98
Figura 1.54. Válvulas de control de flujo de tipo estrangulador simple.....	100
Figura 1.55. Variación del caudal con la caída de presión.....	101
Figura 1.56. Válvula de control de flujo tipo aguja de presión no compensada.....	102
Figura 1.57. Válvula de control de flujo con una válvula de retención integrada.....	103

Figura 1.58. Vista en sección de una válvula de control de flujo de presión compensada.....	104
Figura 1.59. Símbolo gráfico de una válvula de control de flujo de presión compensada.....	104
Figura 1.60. Válvula de control de flujo con compensación de presión y temperatura.....	105
Figura 1.61. Circuito con control de entrada.....	106
Figura 1.62. Circuito con control a la salida.....	107
Figura 1.63. Circuitos de derivación.....	108
Figura 1.64. Cilindro de simple efecto.....	110
Figura 1.65. Cilindro de simple efecto con retorno por la gravedad.....	110
Figura 1.66. Cilindro de simple efecto (a) tipo de empuje (b) atracción ..	111
Figura 1.67. Cilindro de doble efecto con vástago unilateral.....	112
Figura 1.68. Cilindro de doble efecto con vástago en un lado.....	113
Figura 1.69. Cilindro telescópico.....	114
Figura 1.70. Cilindro en tándem.....	114
Figura 1.71. Área efectiva durante (a) carrera de extensión y (b) carrera de retracción.....	116
Figura 1.72. Cilindro con carga vertical.....	118
Figura 1.73. Cilindro con carga horizontal.....	118
Figura 1.74. Cilindro con carga inclinada.....	119
Figura 1.75. Funcionamiento de los amortiguadores de los cilindros.....	121
Figura 1.76. Representaciones esquemáticas de montajes del cilindro.....	122
Figura 1.77. Relación entre el vástago, la longitud libre de pandeo y el método de fijación.....	125
Figura 1.78. Motor de engranajes.....	129
Figura 1.79. Motor de pistones de placa oscilante.....	130
Figura 1.80. Motor de pistones con eje inclinado.....	131
Figura 1.81. Motor de pistones radiales.....	132
Figura 1.82. Actuador de giro de paleta.....	133
Figura 1.83. Actuador de giro de cremallera y piñón.....	133
Figura 1.84. Filtro hidráulico.....	137
Figura.2.1. Principio de sistema con detección de carga y bomba de caudal variable.....	142

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

Figura 2.2. Curva de caudal para bomba compensada por presión y caudal....	146
Figura 2.3. Curva caudal - presión, bomba simple, doble función.....	147
Figura 2.4. Curva caudal - presión, bomba doble, doble función.....	148
Figura 2.5. Esquema de sistema de centro abierto y diagrama de eficiencia del sistema.....	151
Figura 2.6. Circuito hidráulico de centro abierto.....	153
Figura 2.7. Diagrama caudal - presión para un circuito con centro abierto	154
Figura 2.8. Esquema de sistema a presión constante y diagrama de eficiencia del sistema.....	155
Figura 2.9. Sistema hidráulico con presión compensada.....	156
Figura 2.10. Diagrama caudal - presión de un sistema con presión compensada.....	156
Figura 2.11. Diagrama simplificado de sistema con detección de carga....	158
Figura 2.12. Características de caudal y presión de sistema con detección de carga.....	158
Figura 2.13. Sistema hidráulico con detección de carga.....	160
Figura 2.14. Sistema con detección de carga tradicional (LS) y válvulas direccionales compensadas por presión.....	161
Figura 2.15. Sistema hidráulico típico para los órganos de trabajo del tractor.	165
Figura 2.16. Esquema del elevador hidráulico del tractor.....	170
Figura 2.17. Sistema de dirección hidrostática.....	172
Figura 2.18. Dirección hidrostática con conexión mecánica.....	173
Figura 2.19. Sistema hidráulico de dirección asistida.....	174
Figura 2.20. Valores típicos basados en vehículos de neumáticos en concreto seco.....	175
Figura 2.21. Esquema de geometría.....	177
Figura 2.22. Cilindros de la dirección y formas de conexión.....	178
Figura 2.23. Ramificación del árbol de potencia en una maquina cosechadora.....	182
Figura 2.24. Transmisión hidrostática de maquina cosechadora.....	183
Figura 2.25. Estructura de un sistema hidráulico móvil.....	184
Figura 2.26. Conceptos de alimentación y control.....	186

Figura.2.27. Comparación de potencia usada y desaprovechada para diferentes principios de suministro.....	187
Figura.2.28. Diseños de sistemas comúnmente utilizados para la hidráulica de trabajo en sistemas móviles.....	190
Figura 2.29. Esquemas de transmisión hidromecánica con diferencial de vehículos autopropulsados con neumáticos 4x2.....	192
Figura 2.30. Esquemas de transmisión sin diferencial mecánico para vehículos autopropulsados con neumáticos.....	194
Figura 2.31. Transmisión hidrostática.....	195
Figura.2.32. Transmisión hidrostática bomba - motor y sus características a potencia de entrada máxima y velocidad constante de la bomba.....	198
Figura. 2.33. Transmisión hidrostática en serie con caja de cambios.	202
Figura.2.34. Transmisión hidrostática con motores en las ruedas.....	204
Figura.2.35. Transmisión hidrostática con caja reductora.....	205
Figura.2.36. Transmisión hidrostática independiente bomba - motor.....	205
Figura.3.1. Esquemas de cálculo del accionamiento con conexión simple (a) y diferencial del actuador (b).....	207
Figura 3.2. Algoritmo de diseño de los sistemas hidráulicos.....	210
Figura. 3.3. Caída de presión en un conducto hidráulico para un fluido con densidad $\rho = 850 \text{ kg/m}^3$ y viscosidad $\mu = 27,6 \text{ mPa}\cdot\text{s}$	219
Figura 4.1. Representación esquemática de sistema hidráulico móvil.....	233
Figura 4.2. Clasificación de los sistemas hidráulicos.....	235
Figura 4.3. Rangos de operación de caja de cambios de cuatro velocidades	239
Figura 4.4. Sistemas con detección de carga.....	240
Figura 4.5. Sistema con detección de carga con control electrónico de caudal	241

PRÓLOGO

Este libro es el fruto del trabajo preliminar desarrollado como parte de un proyecto de investigación relacionado con la mecanización para el piso alto andino del Ecuador y de la amplia experiencia del autor en el diseño, implementación y explotación de sistemas oleohidráulicos.

Los autores consideran que puede ser útil para ingenieros que trabajen en áreas relacionadas con el diseño y explotación de maquinaria móvil, en especial la maquinaria agrícola, e igualmente puede resultar pertinente para estudiantes de las carreras de ingeniería, como material de consulta complementaria para la asignatura Sistemas Neumáticos y Oleohidráulicos.

INTRODUCCIÓN

El uso generalizado del accionamiento hidráulico se debe a una serie de ventajas sobre otros tipos de accionamientos: pequeño peso y tamaño, la posibilidad de regulación continua de la velocidad de los órganos de trabajo, disposición independiente del sistema hidráulico, con una protección fiable contra sobrecargas, facilidad de mantenimiento y servicio, facilidad para la automatización de procesos, entre otras.

La alta densidad de potencia es una de las mayores fortalezas de la tecnología de transmisión hidráulica. Esto hace que la potencia del fluido sea especialmente ventajosa para aplicaciones móviles, donde se requiere parte de la energía consumida para mover los accionamientos y transmisiones instalados. La transmisión hidráulica es la mejor opción para los actuadores y accionamientos en la agricultura, la minería y maquinaria de construcción, así como otras aplicaciones de automoción y aeroespacial (Ivantysynova, 2008).

La relación peso-potencia es especialmente importante en el caso de los equipos móviles. Los sistemas hidráulicos también cuentan con la ventaja de una excelente capacidad de aceleración, asociadas con una alta dinámica. El movimiento lineal es fácil de obtener, y se relaciona con una excelente capacidad de regulación a través de modernos controles de bombas; mientras la protección de sobrecargas es proporcionada por simples válvulas de alivio de presión. El calor generado, durante el funcionamiento del circuito hidráulico, es drenado mediante el propio líquido de trabajo. El diseño de los circuitos es relativamente sencillo, a vez que flexible; las máquinas de hoy permiten el uso de ésteres sintéticos biológicamente degradables como medios de transmisión de presión. La potencia hidráulica es fácil de distribuir a las ruedas motrices y sistemas de trabajo. La eficacia es superior a la de las unidades mecánicas (Murrenhoff H. , 2007).

Sin hacer una directa alusión a los inmensos aportes que hicieron a la hidráulica, en sus fundamentos teóricos de la mecánica de fluidos, insignes científicos y matemáticos como Torricelli, Pascal, Newton, Bernoulli, Euler, entre otros, la historia de los accionamientos hidráulicos modernos comenzó desde la segunda mitad del siglo XIX, cuando, en la industria, se generalizó el uso de los montacargas y las prensas hidráulicas, y acumuladores hidráulicos. Después fueron diseñados los hidromotores y la transmisión hidráulica volumétrica; y, a principios del siglo XX, en 1902, se ofreció el primer diseño de una transmisión hidrodinámica.

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

Es imposible imaginarse la maquinaria agrícola actual sin transmisiones hidráulicas. Sistemas de pequeña potencia se utilizan para los sistemas de suspensión de los aperos en los tractores, los órganos de trabajo activos de la maquinaria de labranza y cosecha, etc.

Actualmente, hay una tendencia a moverse a utilizar presiones más altas en el fluido hidráulico, lo que reduce su peso y dimensiones. Los motores hidráulicos modernos, los elementos de control y reguladores, entre otros, están diseñados para una presión de trabajo entre 16 y 20 MPa. Sin embargo, esto trae como consecuencia un aumento de la temperatura del fluido; lo que requiere la creación de nuevos tipos y variedades de elementos hidráulicos, la mejora de las juntas, modificaciones en los elementos estructurales y formas constructivas de los elementos hidráulicos. El fluido utilizado actualmente como líquido de trabajo, de los accionamientos hidráulicos, es el aceite mineral, que presenta el inconveniente de envejecer rápidamente y causar la corrosión de los elementos componentes.

El accionamiento hidráulico permite satisfacer las tendencias básicas del desarrollo de la maquinaria agrícola: aumentar el número de órganos de trabajo, interactuando (secuencial o simultáneamente) con diferentes consumidores de energía a una distancia considerable del motor y con diversa orientación espacial; asegurar el movimiento de los órganos de trabajo en relación a la máquina y la propia máquina con respecto a la unidad de potencia con la que es accionada; la automatización de las operaciones, con el fin de aumentar la productividad y mejorar las condiciones de trabajo.

El uso generalizado del accionamiento hidráulico en la agricultura se debe a sus conocidos beneficios que, sin embargo, solo pueden ser implementados con máquinas con sistemas hidráulicos bien diseñados y una adecuada explotación.

Las desventajas del accionamiento hidráulico se expresan en pérdida del aceite por fugas y las pérdidas de potencia por fricción – esto último motiva una disminución de la eficiencia debido al calentamiento del aceite de trabajo –. Estas deficiencias se pueden minimizar mediante el uso de elementos normalizados y atendiendo a un adecuado diseño y operación.

El accionamiento hidráulico de los órganos de trabajo activos de la maquinaria agrícola permite la transferencia de energía a los órganos de trabajo y/o transporte, necesaria para llevar a cabo un proceso continuo o cíclico. Por el tipo de movimiento del mecanismo este puede ser rotativo, alternativo o de giro.

La tendencia del desarrollo agrícola mundial apunta hacia el tránsito a accionamientos hidráulicos multifuncionales, destinados a elevar el nivel técnico y la confiabilidad operativa de las máquinas. El uso generalizado del accionamiento hidráulico comenzó a finales de los años cincuenta del siglo XX: aplicación en máquinas y tractores, así como en cosechadoras.

El uso del accionamiento hidráulico en los órganos de trabajo activos de la maquinaria agrícola, en comparación con otros accionamientos, como el mecánico, tiene varias ventajas:

- Diseño más simple del accionamiento de los órganos de trabajo; los que difieren en consumo de potencia y en la naturaleza de sus operaciones, que actúan tanto en serie como en paralelo.
- Posibilidad de separación sustancial de los órganos de trabajo activos a partir de la fuente de energía, así como su orientación espacial, según necesidades.
- Asegurar la independencia del proceso de implementación de algunos órganos de trabajo que trabajan en paralelo.
- Control de velocidad infinitamente variable de los órganos de trabajo, protección de sobrecargas.
- Alivio de las condiciones de trabajo de los operadores de las máquinas, en función de la capacidad de automatización de los procesos.
- Reducción del consumo de metal de la maquinaria agrícola, mediante la sustitución de múltiples mecanismos de transmisión mecánica.

Lo anterior muestra claramente las ventajas del accionamiento hidráulico sobre el accionamiento mecánico, donde de la energía desde la fuente (motor) debe ramificarse a todos los órganos activos de la misma. En este caso, el uso del accionamiento mecánico complejiza y dificulta enormemente la cadena cinemática, la variación de los regímenes de potencia y, la velocidad en agregados y órganos de trabajo por separado, sobre todo si es necesario hacerlo en movimiento.

Las transmisiones mecánicas tienen un peso considerable, son difíciles de fabricar, se desgastan rápidamente. En innumerables casos, el uso del accionamiento mecánico se convierte en un obstáculo para la mejora de la maquinaria agrícola.

El desarrollo de los accionamientos hidráulicos en máquinas agrícolas y tractores ha sido impulsado por Petrovich (2012):

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

- Facilidad de transmisión del flujo de potencia desde la fuente de energía hacia el consumidor.
- Facilidad de conversión de la energía del fluido en energía mecánica de movimiento de rotación y de movimiento alternativo.
- La transmisión hidráulica proporciona al órgano de trabajo – motor hidráulico –, el cumplimiento de la ley del movimiento y la acción de fuerza, que son necesarios para su mejor trabajo.
- El actuador hidráulico puede ser montado directamente en el órgano de trabajo sin mecanismos intermedios de transformación cinemática.
- Obtención de alta potencia de salida con pequeñas dimensiones.
- La posibilidad de obtener gran torque.
- Suavidad de cambio de velocidad de la máquina agrícola y su reversibilidad.

Su uso extensivo en todas las ramas hace que continuamente se trabaje en nuevas aplicaciones e investigaciones que mejoren las soluciones de diseño, tanto a nivel de componentes como de sistemas.

Los esfuerzos de investigación en los últimos años han estado encaminados a lograr un control más preciso y proporcional del flujo y la presión. El principal avance tecnológico en los sistemas hidráulicos fue la concepción de la servoválvula (Thayer, 1978). Su rendimiento es excelente: ancho de banda de hasta 200 a 300 Hz, alta linealidad, histéresis baja, alta confiabilidad. Tiene un historial de aplicaciones exitosas en aplicaciones exigentes, como en el campo aeroespacial y en coches de Fórmula 1. Las servoválvulas basan su rendimiento en una etapa piloto hidráulica interna de circuito cerrado y en un motor de accionamiento de la bobina. Se precisan tolerancias de mecanizado en el orden de las micras. El precio de este tipo de válvulas es, en consecuencia, alto.

El segundo avance en la tecnología hidráulica fue la válvula proporcional (Manring, 2005). Estas regulan el flujo de entrada y salida de manera proporcional, como las servoválvulas. Su componente principal es el solenoide proporcional (Kwon, 2006); especialmente diseñado que da una fuerza de salida aproximadamente proporcional a la corriente de entrada, e independiente a la posición en que se acciona la corredera. El ancho de banda es más limitado, normalmente hasta 100 Hz y un rendimiento ligeramente inferior – y por lo tanto el costo inferior–. Las válvulas tipo híbridas se desarrollaron posteriormente, a veces referidas como válvulas servo – proporcionales.

Sin embargo, tanto las servoválvulas como las válvulas proporcionales sufren de un inconveniente importante: y es que el control proporcional de un fluido con las válvulas es inherentemente disipativo. Por lo tanto, los actuadores controlados por válvulas, que forman la mayoría de los accionamientos hidráulicos, tienen una respuesta rápida, pero en general su eficiencia es baja.

Solo en años muy recientes la comunidad hidráulica se ha dado cuenta de las ventajas potenciales de la tecnología digital (de encendido y apagado) como en la electrónica de potencia (Guglielmino, et ál, 2010). Esto también se debe a los problemas técnicos asociados con el desarrollo de la tecnología “hidráulica de potencia”. Para ello son necesarias válvulas de cambio rápido, para lograr frecuencias suficientemente altas de conmutación y para minimizar las pérdidas de presión. (Guglielmino, et ál , 2010)

Los sistemas objeto de estudio de este libro incluyen: los sistemas hidráulicos de aperos o implementos agrícolas, accionados con ayuda de los sistemas hidráulicos del tractor, y las máquinas agrícolas, que generalmente cuentan con un motor de combustión interna para su propulsión y suministro de energía a todos los accionamientos.

1. FUNDAMENTOS TEÓRICOS DE LOS SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

Ing. Juan Rafael Pérez Pupo PhD, Ing. Marcelo Nelson Navarro Ojeda PhD

1.1 Introducción

La “energía de los fluidos” es la tecnología que se ocupa de la generación, el control y la transmisión de potencia usando fluidos a presión. Estos sistemas –hidráulicos o neumáticos–, utilizan un líquido o un gas respectivamente. Los sistemas hidráulicos hacen uso de líquidos como aceites minerales, sintéticos, etc., mientras que los sistemas neumáticos utilizan aire como medio de transmisión de energía. El esquema de un sistema hidráulico típico se muestra en la figura 1.1.

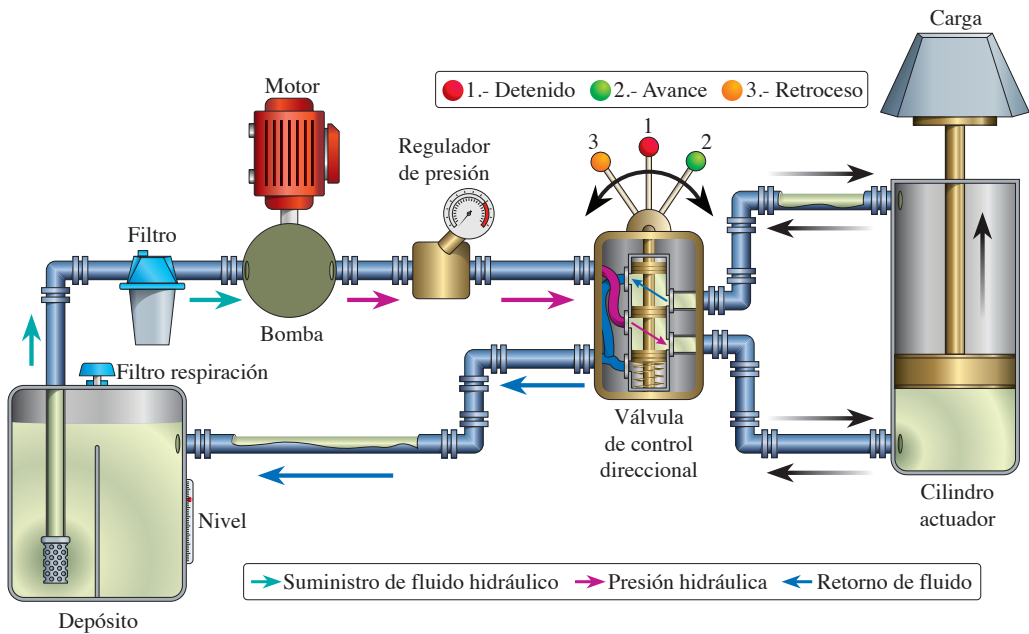


Figura 1.1. Sistema hidráulico típico

Los sistemas hidráulicos también se pueden clasificar, de acuerdo con su estructura de control, en: sistema de bucle abierto y de bucle cerrado. Un sistema de bucle abierto es uno que no tiene mecanismo de retroalimentación dentro del sistema. El rendimiento de salida del sistema se basa en las características de los componentes individuales y su interacción en el circuito. En los sistemas de bucle cerrado se utiliza un mecanismo de retroalimentación para controlar la dinámica del sistema, tales como: desplazamiento, velocidad, aceleración, etc. El valor de la salida, que se está monitoreando, se compara con la salida deseada; y, los controles del sistema se ajustan en consecuencia hasta que esta diferencia sea cero.

Los sistemas hidráulicos pueden ser controlados eléctricamente, electrónicamente o mecánicamente. Los sistemas controlados mecánicamente utilizan componentes tales como: pulsadores, palancas, rodillos mecánicos, presión piloto, etc. En los sistemas controlados eléctricamente, o electrónicamente, se utilizan interruptores de límite y relés para activar los solenoides que controlan las válvulas, con el fin de manipular el funcionamiento de los actuadores. Hoy en día, los Controladores Lógicos Programables (PLC), controladores de movimiento, controles numéricos y ordenadores personales industriales (PC), son ampliamente utilizados para compartir estas funciones de control, a fin de aumentar la flexibilidad y la versatilidad del sistema de transmisión hidráulica (Chan y Ajay Joneja, 1995). Cuando los sistemas de fluidos ganaron uso generalizado en los equipos agrícolas, en la década de 1940, la fuerza física ya no era un requisito necesario para los operadores de equipos. La energía de los fluidos permite la subida y bajada de los implementos pesados con un mínimo de esfuerzo físico. Además, la energía del fluido puede ser transmitida a lugares remotos de una forma más fácil y conveniente que la energía mecánica (Srivastava, 2006).

1.2 Potencia

Un sistema hidráulico transmite energía mediante un fluido (aceite). La potencia generada por el fluido se utiliza en un tractor para levantar implementos integrales –de tres puntos de enganche–, para el control del tiro, para accionar cilindros y motores hidráulicos, accionamiento de frenos, embrague, dirección, caja de cambios, entre otros.

La potencia desarrollada por un sistema hidráulico es función del caudal que entrega la bomba y la presión que origina el sistema (ver ecuación 1.1):

$$P = p * Q \quad (1.1)$$

Donde:

P = potencia hidráulica [w]

p = presión de aceite [Pa]

Q = caudal de aceite [m³/s]

1.3 Aceite hidráulico

Aunque los aceites minerales estaban disponibles en el comienzo del siglo XX, no fueron prácticamente utilizados en los sistemas hidráulicos, hasta 1920. En 1940, se utilizaron aditivos primeramente para mejorar las propiedades físicas y químicas de los aceites minerales hidráulicos. Los primeros aditivos se desarrollaron para contrarrestar la corrosión y la oxidación. Sin embargo, los aceites minerales son altamente inflamables, y aumenta el riesgo de incendio, cuando se opera a altas temperaturas. Esto condujo al desarrollo de fluidos resistentes al fuego, que son principalmente a base de agua, con limitaciones en las condiciones de funcionamiento.

La necesidad de su uso a temperaturas extremas y presiones de operación condujo al desarrollo de fluidos sintéticos. El personal que opera, mantiene, o diseña sistemas hidráulicos debe tener conocimientos de las características individuales del fluido hidráulico, sus funciones y su efecto sobre el rendimiento del sistema.

Funciones de los fluidos hidráulicos

Un fluido hidráulico es el medio de transmisión de un sistema hidráulico. El líquido más común que se utiliza como medio de transmisión de energía en los sistemas hidráulicos es el aceite mineral derivado del petróleo.

En sistemas de fluidos, un fluido hidráulico tiene que realizar diversas funciones, tales como las siguientes:

1. Transmisión de potencia: para transmitir la energía, que es la función principal.

2. Lubricación: para lubricar varias partes, a fin de evitar el contacto de metal a metal y reducir la fricción, el desgaste y la generación de calor.
3. Sellado: para sellar los elementos móviles y evitar fugas.
4. Refrigeración: para evacuar el calor generado en el sistema y para disipar el calor a través de un depósito o un intercambiador de calor.
5. Eliminación de contaminantes: para llevar los contaminantes hacia el tanque, en donde pueden ser eliminados a través de filtros.

Para que un fluido trabaje de manera eficiente, debe poseer ciertas propiedades. Las propiedades requeridas por un fluido hidráulico ideal son las siguientes:

- Viscosidad ideal.
- Buena capacidad de lubricación.
- Demulsibilidad.
- Buena estabilidad química y ambiental.
- Incompresibilidad.
- Resistencia al fuego.
- Baja inflamabilidad.
- Resistencia a la creación de espuma.
- Baja volatilidad.
- Buena disipación de calor.
- Baja densidad.
- Compatibilidad con el sistema.

Es casi imposible alcanzar todas estas propiedades en un fluido hidráulico. A pesar de que se puede seleccionar un buen fluido con propiedades deseables, algunas de las características del fluido cambian con el uso. Por ejemplo, es común que la temperatura de un fluido se eleve debido a la fricción en el sistema, lo que reduce la viscosidad del fluido, que a su vez aumenta las fugas y reduce la capacidad de lubricación. Un fluido se oxida y se vuelve ácido con el uso. Ciertos aditivos son añadidos para preservar las propiedades deseables y para hacer que el fluido sea más estable. Algunas de las propiedades deseables y su influencia en un fluido hidráulico se discuten brevemente en las subsecciones siguientes.

Viscosidad ideal

La propiedad deseable más básica de un fluido hidráulico es la viscosidad óptima. Es una medida de la resistencia de un fluido a fluir. Cuando la viscosidad es baja, el fluido fluye fácilmente. Por otra parte, cuando la viscosidad es alta, el fluido fluye con dificultad. La viscosidad de un fluido debe ser lo suficientemente alta como para sellar el espacio de trabajo entre las partes y evitar las fugas, pero debe ser lo suficientemente baja para que el flujo pueda fluir fácil en todo el sistema. Un fluido de alta viscosidad requiere de alta energía para superar la fricción interna (viscosidad dinámica o absoluta), lo que resulta en la generación excesiva de calor. Por otra parte, un fluido de baja viscosidad fluye fácilmente, pero provoca fugas y reduce la eficiencia volumétrica y la eficiencia general. Por lo tanto, el fluido hidráulico debe tener una óptima viscosidad. Las diferencias conductuales más importantes que se presentan en los fluidos hidráulicos de alta o baja viscosidad se pueden resumir de la siguiente manera:

Alta viscosidad

- Alta resistencia al flujo.
- Aumento del consumo de energía debido a las pérdidas por fricción.
- Alta temperatura causada por la fricción.
- Aumento de la caída de presión debido a la resistencia.
- Posibilidad de funcionamiento lento.
- Dificultad de separar el aire del aceite en el depósito.
- Mayor vacío a la entrada de la bomba, causando cavitación.
- Nivel superior de ruido del sistema.

Baja viscosidad

- Aumento de las fugas internas.
- Exceso de agua.
- Posibilidad de disminución de la eficiencia de la bomba, causando una operación más lenta de los actuadores.
- Aumento de temperatura resultante de las pérdidas por fugas.

Existen dos métodos básicos de especificación de la viscosidad de los fluidos: viscosidad absoluta y cinemática. El índice de viscosidad es una medida de la resistencia del fluido al cambio de viscosidad con los cambios de temperatura. Por lo tanto, la viscosidad se ve afectada por los cambios de temperatura. Según aumenta la temperatura, la viscosidad de un líquido disminuye. Un fluido que tiene una viscosidad relativamente estable en los extremos de temperatura, tiene un alto índice de viscosidad. Un líquido que es muy “grueso” mientras esté frío y muy “fino” cuando esté caliente, tiene un bajo índice de viscosidad.

Especificación del aceite según ISO

La normalización de los aceites hidráulicos se ha hecho por la Organización Internacional para la Normalización. La tabla 1.1 lista los grados de viscosidad ISO (ISO VG) para aceites industriales (los aceites hidráulicos forman parte de los denominados aceites industriales, aunque el rango de viscosidades habitualmente utilizado en los sistemas hidráulicos está entre 32 y 100 cSt).

ISO Grado de viscosidad	Viscosidad cinemática (cSt @ 40° C)	
	Mínima	Máxima
ISO VG 2	1,98	2,42
ISO VG 3	2,88	3,52
ISO VG 5	4,14	5,06
ISO VG 7	6,12	7,48
ISO VG 10	9,00	11,00
ISO VG 15	13,50	16,50
ISO VG 22	19,80	24,20
ISO VG 32	28,80	35,20
ISO VG 46	41,40	50,60
ISO VG 68	61,20	74,80
ISO VG 100	90,00	110,00
ISO VG150	135,00	165,00

Tabla 1.1. ISO VG para aceites industriales (ISO 3448: 1992).

Capacidad de lubricación

Los fluidos hidráulicos deben tener buena lubricidad para evitar la fricción y el desgaste entre las piezas de trabajo cercanas, tales como: paletas de bombas, carretes de válvulas, anillos de pistones y cojinetes. El desgaste es la eliminación de material de la superficie debido a la fuerza de fricción entre dos contactos de metal a metal. Esto puede resultar en un cambio en las tolerancias dimensionales, lo que puede conducir al inadecuado funcionamiento y la rotura de los componentes. El aceite hidráulico debe tener una buena propiedad de lubricación. Es decir, la película por este formada debe ser lo suficientemente fuerte para que no sea limpiada por las piezas que se mueven.

Hay dos tipos principales de mecanismos de lubricación: película gruesa y película límite. En los sistemas hidráulicos de baja presión tales como bombas y cilindros de uso manual, un fluido que proporciona la lubricación de película gruesa es suficiente. El espesor de la película es aproximadamente 10 veces la rugosidad superficial. Bajo tales condiciones, no hay contacto de metal a metal, y por lo tanto, no hay desgaste (el coeficiente de rozamiento es tan bajo como 0,01 a 0,02).

Sin embargo, según aumente la velocidad de las partes móviles: como en un motor de alta velocidad, válvulas, actuadores, etc., el espesor de la película se reduce a alrededor de tres a cinco veces la rugosidad de la superficie. Esto aumenta el contacto de metal a metal y también aumenta el coeficiente de fricción y la tasa de desgaste es más alta que con la lubricación de película gruesa. En tales situaciones, se añaden aditivos al fluido para aumentar la capacidad portante de la película.

Demulsibilidad

Es la capacidad de un fluido hidráulico para separar rápidamente la humedad y resistir con éxito la emulsión. Si un aceite emulsiona con agua, la emulsión promueve la destrucción de propiedades lubricantes y sellantes. Los aceites altamente refinados son básicamente resistentes al agua por naturaleza.

Buena estabilidad química y ambiental (resistencia a la oxidación y la corrosión)

Para un buen fluido hidráulico, una buena estabilidad química y ambiental es deseable. La mayoría de los fluidos son vulnerables a la oxidación, pues están en contacto con el oxígeno del aire. Los aceites minerales o aceites a base de petróleo – ampliamente utilizados en los sistemas hidráulicos–, contienen moléculas de carbono e hidrógeno, que fácilmente reaccionan con el oxígeno. Los productos de la oxidación son altamente solubles en aceite y son de naturaleza ácida que pueden corroer fácilmente las piezas metálicas. Los productos ácidos solubles causan la corrosión, mientras que los productos insolubles hacen la operación lenta. La oxidación conduce al deterioro de la naturaleza química del fluido, que puede formar productos gomosos. Muchos factores influyen en la velocidad de oxidación, tales como: la temperatura, la presión, la humedad entre otros. La temperatura es el que más afecta; pues la tasa de oxidación aumenta seriamente con la subida de la temperatura.

La oxidación y la corrosión se pueden prevenir mediante la incorporación de aditivos antioxidantes y anticorrosivos, que cubren las superficies metálicas para prevenir la reacción química.

Números de neutralización

El número de neutralización es una medida de la acidez o alcalinidad del aceite hidráulico. Esto se conoce como el valor pH del aceite. La alta acidez hace que la velocidad de oxidación en el aceite aumente rápidamente.

Incompresibilidad

Aunque consideramos los fluidos hidráulicos como incompresibles, en la práctica, son relativamente compresibles. La mayoría de los aceites minerales reducen su volumen aproximadamente 0,7 % por cada 100 bares de aumento de la presión. De hecho, la capacidad de compresión de un fluido se ve influenciada en gran medida por la temperatura y la presión.

La incompresibilidad de un fluido es una medida de su rigidez y está dada por su módulo de compresibilidad.

El módulo de compresibilidad (B) de un fluido es la relación de la tensión volumétrica y la deformación volumétrica y es dado por la relación

$$B = -V \frac{\Delta p}{\Delta V} \quad (1.2)$$

Donde:

Δ = módulo de compresibilidad [Pa]

ΔP = cambio en la presión [Pa]

ΔV = cambio, variación en volumen [m³]

V = volumen original [m³]

La compresibilidad del fluido tiene una influencia en la respuesta del sistema y hace que sea susceptible a las ondas de choque. En los sistemas hidráulicos normales, su efecto sobre la respuesta del sistema no es considerado, mientras que debe ser considerado para sistemas rápidos durante su respuesta transitoria.

Resistencia al fuego

Hay muchas aplicaciones peligrosas donde la seguridad humana requiere el uso de un fluido resistente al fuego. Los ejemplos incluyen los sistemas hidráulicos en las minas de carbón, equipos de procesamiento de metal caliente, aviones y la marina. Un fluido resistente al fuego es uno que puede ser encendido, pero no es compatible con la combustión cuando se elimina la fuente de ignición. La inflamabilidad se define como la facilidad de ignición y capacidad de propagar la llama. Las siguientes características son las que se prueban habitualmente, con el fin de determinar la inflamabilidad de los fluidos hidráulicos:

1. Punto de inflamación: la temperatura a la que una superficie de aceite elimina vapores suficientes para encenderse cuando una llama pasa sobre la superficie.
2. Punto de combustión: la temperatura a la que un aceite libera vapores suficientes para el apoyo de la combustión de forma continua durante cinco segundos, cuando una llama se pasa sobre la superficie.
3. Temperatura de ignición autógena: la temperatura a la que se produce la ignición espontáneamente.

Los líquidos hidráulicos utilizados habitualmente son los derivados del petróleo; en consecuencia, se queman vigorosamente una vez que alcanzan su punto

de combustión. Para aplicaciones críticas, se utilizan fluidos hidráulicos artificiales o sintéticos que tienen alta resistencia al fuego.

Fluidos resistentes al fuego se han desarrollado para reducir los riesgos de incendio. Hay básicamente cuatro diferentes tipos de fluidos hidráulicos resistentes al fuego de uso común:

1. Solución de agua-glicol (HFC): consiste en una solución real de 40 % de agua y 60 % de glicol. Estas soluciones poseen valores altos del índice de viscosidad; pero a medida que la viscosidad se eleva, el agua se evapora. Los rangos de temperatura de funcionamiento van desde -20 °C hasta aproximadamente 85 °C.

2. Emulsiones de agua en aceite (HFB): consiste en cerca de 40% de agua completamente dispersada en una base de aceite especial. Se caracteriza por pequeñas gotas de agua totalmente rodeadas de aceite. El rango de temperatura de operación va desde -30 °C a aproximadamente 80 °C.

Como en el caso de las soluciones de glicol-agua, es necesario reponer el agua evaporada para mantener la viscosidad adecuada.

3. Fluidos sintéticos (HFD): este tipo es químicamente formulado para inhibir la combustión y en general tiene la temperatura más alta de resistencia al fuego. Las desventajas de los fluidos sintéticos incluyen un índice de viscosidad bajo, la incompatibilidad con la mayoría de los sellos de goma naturales o sintéticos y un alto costo.

4. Fluidos con alto contenido de agua (HWCFs): este tipo se compone de alrededor del 90 % de agua y 10 % de concentrado (designado como 90/10). El concentrado consiste en aditivos de fluidos que mejoran la viscosidad, lubricación, protección contra la oxidación y protección contra el crecimiento de las bacterias. La temperatura máxima de funcionamiento debe mantenerse a 50 °C para reducir al mínimo la evaporación.

Baja inflamabilidad

Un fluido resistente al fuego es aquel que puede ser encendido en presencia de una fuente de ignición, pero no soporta la combustión cuando se retira la fuente. Esta característica se define como inflamabilidad. Se refiere a la facilidad con la que un fluido se combustiona y se propaga la llama. Por lo tanto, es deseable, conveniente y necesario, tener una baja inflamabilidad para un fluido hidráulico.

Resistencia a la formación de espuma

El aire puede estar presente en un fluido hidráulico en dos formas: disuelto y arrastrado. Por ejemplo, si la línea de retorno al depósito no está sumergida, el chorro de aceite que entra en la superficie del líquido llevará el aire con ella. Esto hace que las burbujas de aire se formen en el aceite. Si estas burbujas suben a la superficie con demasiada lentitud, serán arrastrados a la entrada de la bomba. Esto puede causar daños en la bomba, debido a la cavitación. Otro efecto adverso del aire arrastrado y disuelto en el sistema es una gran reducción del módulo de elasticidad del fluido hidráulico.

Baja volatilidad

Un fluido debe poseer baja presión de vapor o alto punto de ebullición. La presión de vapor de un fluido varía con la temperatura, y por lo tanto la gama de temperatura de funcionamiento del sistema es importante en la determinación de la estabilidad del fluido.

Buena disipación de calor

Un fluido hidráulico debe tener una buena capacidad de disipación de calor. La temperatura de un fluido se dispara si sus características de disipación de calor son pobres. Una temperatura del fluido demasiado alta puede causar que el sistema no funcione correctamente. Si el líquido se calienta en exceso, puede causar los siguientes problemas:

1. Desprender vapores y causar cavitación en la bomba.
2. Aumentar la velocidad de oxidación, lo que provoca su rápido deterioro mediante la producción de barnices, etc., acortando así su vida útil.
3. Reducir la viscosidad del fluido, lo que resulta en un aumento de las fugas, tanto internas como externas.
4. Provocar una deformación térmica en los componentes.
5. Daños en retenes y guarniciones debido a la fragilización.

Los sistemas hidráulicos deben diseñarse de modo que el balance de calor se produzca a una temperatura satisfactoria de operación.

Baja densidad

La densidad relativa de un aceite mineral es de 0,9 (el valor exacto depende del aceite de base y el aditivo utilizado). Los fluidos sintéticos pueden tener una densidad relativa mayor que 1,0. La densidad relativa es importante en el diseño de la disposición de las bombas y el depósito.

Compatibilidad con el sistema

Un fluido hidráulico debe ser inerte respecto a los materiales componentes del sistema. Si el líquido de alguna manera ataca, destruye, disuelve o cambia las partes del sistema hidráulico, provoca daños irreversibles que le ocasionan un mal funcionamiento.

Tipos de fluidos hidráulicos

Hay diferentes tipos de fluidos hidráulicos que cumplen con las propiedades requeridas. En general, para la selección de un aceite adecuado, se consideran algunos factores importantes. En primer lugar, debe observarse su compatibilidad con sellos, rodamientos y demás componentes; segundo: su viscosidad y otros parámetros. Hay cinco tipos principales de fluidos hidráulicos que satisfacen las diversas necesidades del sistema. Estos se reseñan brevemente a continuación:

1. Fluidos obtenidos del petróleo.

Los fluidos hidráulicos obtenidos del petróleo son los de uso más comúnmente utilizados. Básicamente poseen la mayor parte de las características deseables:

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

- Están fácilmente disponibles y son económicos. Además, ofrecen la mejor capacidad de lubricación, menos problemas de corrosión y son compatibles con la mayoría de los materiales de sellado. La única gran desventaja de estos fluidos es su inflamabilidad. Ello plantea riesgos de incendio, principalmente por fugas, en ambientes de alta temperatura, tales como las industrias de acero, etc.
- Los aceites minerales son buenos para temperaturas de funcionamiento por debajo de 50 °C; a temperaturas más altas, estos aceites pierden su estabilidad química y forman ácidos, barnices, etc. Todo ello conduce a la pérdida de sus características lubricantes, aumenta el desgaste, la corrosión y otros problemas relacionados.

Afortunadamente, existen aditivos que permiten mejorar, principalmente la estabilidad química, reducir la oxidación y formación de espuma.

Los aceites de petróleo siguen siendo, por mucho, la base más altamente utilizada para fluidos hidráulicos. En general, los aceites obtenidos a partir del petróleo presentan las siguientes propiedades:

- Excelente lubricidad.
- Demulsibilidad superior.
- Más resistencia a la oxidación.
- Mayor índice de viscosidad.
- Protección contra la oxidación.
- Buenas características de sellado.
- Fácil disipación del calor.
- Fácil limpieza por filtración.
- La mayoría de las propiedades deseables del fluido, si no está ya presente en el petróleo crudo, puede ser incorporada a través de la refinación y los aditivos.

La desventaja más notoria del aceite de petróleo es su fácil propensión a la combustión. Para aplicaciones donde el fuego podría ser un peligro, tales como en los procesos de tratamiento térmico, soldadura eléctrica, fundición, forja y muchos otros, existen varios tipos de fluidos disponibles resistentes al fuego.

2. Emulsiones

Las emulsiones constituyen una mezcla de dos fluidos que no reaccionan químicamente uno con otro. Se utilizan comúnmente emulsiones de aceite en base de petróleo y agua. Normalmente, el emulsionante es añadido a la emulsión, que se mantiene como pequeñas gotas en suspensión. Es muy frecuente el uso de los dos siguientes tipos de emulsiones:

- Aceite en agua: esta emulsión tiene agua como fase principal, mientras que las pequeñas gotas de aceite se dispersan en ella. Generalmente, la dilución de aceite es limitada, alrededor del 5 %; por lo tanto, exhibe las características del agua. Entre las principales limitaciones que posee esta emulsión, se encuentran: la pobre viscosidad — dando lugar a problemas de fugas—, la pérdida de la eficiencia volumétrica y las malas propiedades de lubricación. Estos problemas se pueden superar en mayor medida mediante el uso de ciertos aditivos. Tales emulsiones se utilizan en bombas de gran desplazamiento a baja velocidad (por ejemplo, en aplicaciones de minería).
- Emulsiones agua en aceite: también llamadas emulsiones inversas; son básicamente a base de aceite en la que pequeñas gotitas de agua se dispersan en el aceite. Son los más populares fluidos hidráulicos resistentes al fuego. Ellos exhiben características similares al aceite; por lo tanto, tienen buenas propiedades de viscosidad y lubricación. La emulsión comúnmente utilizada tiene una dilución de aceite del 60 % y 40 % de agua. Estas emulsiones son buenas para las operaciones a 25 °C, ya que, a una temperatura más alta, el agua se evapora, propiciando la pérdida de las propiedades resistentes al fuego.

3. Agua-glicol

El agua - glicol es otro producto no inflamable de uso común en los sistemas hidráulicos de los aviones. Por lo general, tiene una baja capacidad de lubricación, en comparación con los aceites minerales y no es adecuado para aplicaciones a altas temperaturas. Tiene agua y glicol en relación de 1:1. Debido a su naturaleza acuosa y la presencia de aire, es propenso a la oxidación y problemas relacionados. Tienen que ser añadidos aditivos inhibidores de oxidación.

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

Es esencial tener especial cuidado en el uso de este fluido, pues es tóxico y corrosivo hacia ciertos metales tales como zinc, magnesio y aluminio. Igualmente, no es adecuado para operaciones a altas temperaturas porque el agua puede evaporarse. Sin embargo, es muy bueno para aplicaciones a baja temperatura, pues posee altas características anticongelantes.

4. Fluidos sintéticos

El fluido sintético, a base de éster de fosfato, es otro fluido popular resistente al fuego. Es adecuado para aplicaciones de alta temperatura; presenta, además, una buena viscosidad y características de lubricación. No es adecuado para aplicaciones de baja temperatura. No es compatible con los materiales de sellado comunes, tales como nitrilo. Básicamente es caro, requiere costosos materiales de sellado (vitón). Una desventaja importante que se debe tener en cuenta con el uso de éster de fosfato es que no es muy amigable con el medio ambiente. También ataca el aluminio y pinturas.

5. Aceites vegetales

El aumento de la contaminación ambiental ha llevado al uso cada vez más frecuente de fluidos que no causen daños al ambiente. Los aceites de origen vegetal son biodegradables y ambientalmente seguros. Tienen buenas propiedades de lubricación, viscosidad moderada y son menos costosos. Ciertos aditivos les permiten tener buenas características de resistencia al fuego. Estos aceites tienen tendencia a oxidarse y a absorber la humedad fácilmente. La acidez, la formación de lodos y los problemas de corrosión son más graves en los aceites vegetales que en los aceites minerales. Por lo tanto, los aceites vegetales necesitan buenos inhibidores para minimizar los problemas de oxidación.

Factores que influyen en la selección de un fluido hidráulico

La selección de un fluido hidráulico, para un sistema dado se rige por los siguientes factores:

1. Presión de trabajo del sistema.
2. Temperatura de funcionamiento del sistema y su variación.
3. Materiales del sistema y su compatibilidad con el aceite usado.
4. La velocidad de operación.
5. Disponibilidad de fluidos de sustitución.
6. Costo de las líneas de transmisión.
7. Posibilidades de contaminación.
8. Condiciones ambientales (la propensión a incendios en ambientes extremos como en la minería, etc.).
9. Lubricidad.
10. Seguridad para el operador.
11. Vida útil esperada.

Clasificación de las normas DIN 51524 e ISO 11158 para los aceites hidráulicos

Los aceites hidráulicos no tienen clasificaciones de calidad y viscosidad uniformes. Prácticamente todos los fabricantes de sistemas y equipos hidráulicos definen los requisitos especiales para el aceite. Las normas más comunes son las normas DIN e ISO VG (grado de viscosidad).

Los más comunes son los siguientes:

DIN 51524 HVLP (HV): lubricantes que tienen aditivos que protegen de la corrosión, la oxidación y el desgaste, además de aditivos que aumentan su índice

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

de viscosidad ($VI > 140$, presión > 100 bar). Están diseñados para su aplicación universal; sin embargo, su mayor utilización es en sistemas con amplias variaciones de temperatura, lo que habitualmente ocurre en sistemas hidráulicos que trabajan en exteriores.

DIN 51524 HLP (HM): lubricantes que poseen aditivos contra la corrosión, oxidación y desgaste ($VI = 100$, presión > 100 bar). Están diseñados para aplicaciones universales. Se recomienda su uso en sistemas hidráulicos internos.

DIN 51524 HL (HL): lubricantes que tienen aditivos que protegen contra la corrosión y la oxidación ($VI = 100$, presión > 100 bar). Se recomienda su uso en sistemas hidráulicos internos de baja presión.

1.4 Depósitos

Las funciones de un depósito de fluido en un sistema hidráulico de potencia son las siguientes:

1. Proporcionar una cámara en la que cualquier cambio en el volumen de fluido en un circuito hidráulico se puede acomodar. Cuando el cilindro se extiende, hay un mayor volumen de fluido en el circuito y, por consiguiente, hay una disminución en el nivel del depósito.
2. Proporcionar un punto de llenado para el sistema.
3. Para servir de espacio de almacenamiento del fluido hidráulico utilizado en el sistema.
4. Se utiliza como la ubicación donde es acondicionado el fluido;
5. Proporcionar un volumen de fluido que es relativamente estacionario que permita al aire arrastrado ser separado, y para que los contaminantes pesados se asienten. El depósito es el lugar donde los lodos, el agua y los restos de metal se asientan.
6. Es un lugar donde el aire arrastrado por el aceite se deja escapar.
7. Para llevar a cabo la disipación de calor – a través de un diseño adecuado–, y proporcionar una superficie radiante y de convección que permita el enfriamiento del líquido.

Los depósitos están contruidos comúnmente con placas de acero. La superficie interior está pintada con un sellador, para evitar la oxidación debido a la humedad condensada. En la parte inferior posee un tapón para el drenaje completo del depósito cuando sea necesario. Una tapa desmontable le puede proporcionar facilidad de acceso durante la limpieza. Se le incluye además un respiradero de ventilación con tamiz para la filtración del aire. Esto permite que el tanque respire, según los cambios de nivel del aceite en relación a los requisitos de la demanda del sistema.

Una placa deflectora se extiende longitudinalmente a través del centro del tanque. El propósito de la misma es la de separar la línea de entrada de la bomba de la tubería de retorno, para evitar que el mismo fluido recircule continuamente dentro del tanque. Las funciones de una placa deflectora son los siguientes:

1. Permitir a las sustancias extrañas asentarse en la parte inferior.
2. Permitir que el aire arrastrado escape del aceite.
3. Evitar la turbulencia localizada en el depósito.
4. Promover la disipación de calor a través de las paredes del depósito.

La línea de retorno debe colocarse en el depósito al lado de la placa deflectora, que es opuesta a la línea de succión de la bomba.

Características de un depósito hidráulico

Un esquema del depósito hidráulico se muestra en la figura.1.5. Hay muchos componentes montados en el depósito y cada uno de ellos posee características específicas. A continuación, se presentan las características de un depósito hidráulico:

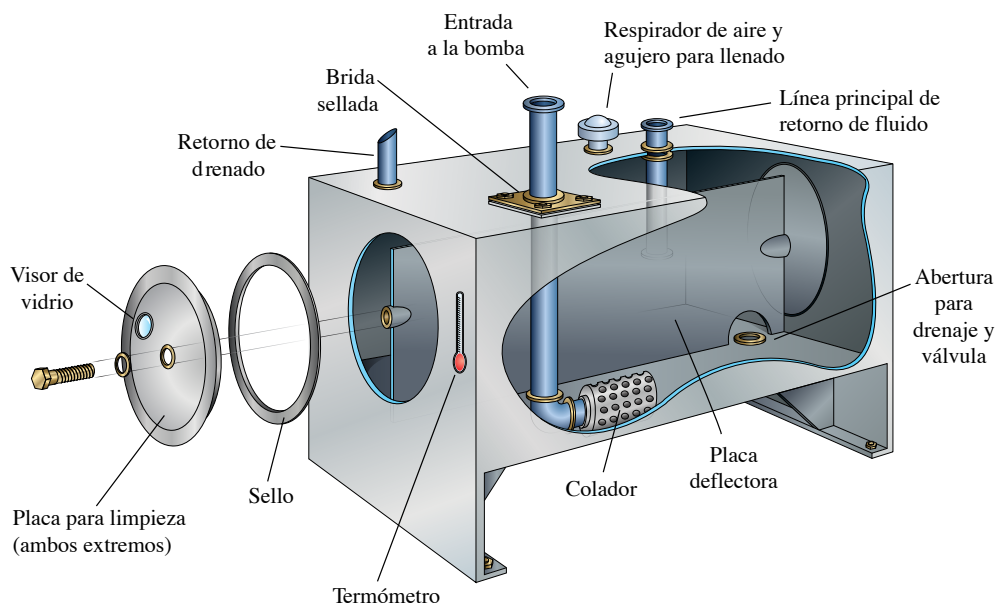


Figura 1.5. Depósito hidráulico. Fuente: “Fundamentals of Hydraulic Reservoirs,” n.d.

1. Tapón de relleno (tapa de respiración): debe ser hermético cuando está cerrado. Está dotado de un filtro para el aire que entra en el depósito y proporcionar un empuje adecuado por gravedad del flujo de aceite.

2. Indicador de nivel de aceite: se muestra el nivel de aceite en el depósito sin tener que abrirlo.

3. Placa deflectora (separadora): situada longitudinalmente a través del centro del tanque; es de dos tercios de la altura del nivel de aceite. Se utiliza para separar la salida de la bomba de la tubería de retorno. Esto asegura un flujo tortuoso, en lugar de que el mismo fluido esté siendo recirculado. El deflector evita la turbulencia local en el tanque y permite que las partículas extrañas se asienten, elimina el aire atrapado y aumenta la disipación de calor.

4. Líneas de aspiración y retorno: están diseñadas para entrar en el depósito en los puntos donde la turbulencia de aire es mínima. Pueden colocarse en el depósito en la parte superior o en los lados, pero sus extremos deben estar cerca de la parte inferior del tanque. Si la línea de retorno está por encima del nivel de aceite, el aceite puede formar espuma y puede atraer el aire.

5. Filtro de aspiración: por lo general es un tamiz que va unido a la tubería de succión para filtrar el aceite hidráulico.

6. Tapón de drenaje: permite que todo el aceite se drene del depósito. Algunos tapones de drenaje son magnéticos para ayudar a eliminar las partículas metálicas arrastradas por el aceite.

7. Coladores y filtros: están diseñados para eliminar partículas extrañas del fluido hidráulico.

Tipos de depósitos

Los depósitos industriales vienen en una variedad de estilos. Algunos de ellos son los siguientes:

1. No presurizado: el depósito puede ser ventilado a la atmósfera usando un filtro de aire o una membrana de separación. El tipo más comúnmente utilizado en la industria, normalmente, tiene un filtro de ventilación de aire, aunque, en entornos muy sucios, se utilizan diafragmas o bolsas de aire.

2. Presurizado: un depósito a presión por lo general opera entre 0,35 y 1,4 bar y tiene que estar provisto de algún método de control de la presión; esto puede ser un pequeño compresor de aire que mantenga una presión de carga determinada. En los circuitos de motor, donde hay pequeños cambios en el volumen de líquido en el depósito, una válvula de alivio simple puede ser utilizada para limitar la presión del aire que se altera con los cambios de temperatura. Presenta las evidentes ventajas de proporcionar la presión de sobrealimentación necesaria a la bomba principal, y evitar la entrada de suciedad atmosférica.

Dimensionamiento del reservorio

La capacidad del depósito debe ser adecuada para atender a los cambios en el volumen de fluido dentro del sistema; y, con un área superficial suficiente, para proporcionar la refrigeración del sistema. Un depósito de gran tamaño puede presentar algunos inconvenientes; tales como, el aumento del costo, tamaño y precisar de períodos más largos de calentamiento para el arranque en frío. Hay muchas reglas empíricas para el dimensionamiento –tamaño– de los reservorios.

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

El dimensionamiento de un depósito se basa en los siguientes criterios:

1. La capacidad mínima del depósito debe ser el doble del caudal de la bomba por minuto. Esto debe ser considerado como un mínimo absoluto, ya que puede no ser suficiente para permitir los cambios de volumen en el sistema. En máquinas móviles, el tamaño es a menudo menos de tres veces el caudal de la bomba, pero nunca debe ser menor que una vez del caudal total.
2. La capacidad del depósito debe ser de tres a cuatro veces el caudal de la bomba por minuto. Esto bien pudiera resultar demasiado alto para un volumen de aplicaciones móviles.
3. La capacidad del depósito debe ser 2-15 L por caballos de potencia instalada. Esto llevaría al diseño de grandes depósitos cuando se utilizan sistemas de alta presión.
4. Se debe dejar espacio suficiente para que la suciedad y las partículas metálicas puedan asentarse y además permitir el escape el aire.
5. Debe ser capaz de contener todo el aceite.
6. Se debe mantener el nivel de aceite lo suficientemente alto como para evitar el efecto de remolino.
7. Poseer una gran superficie para disipar el calor generado en el sistema.
8. Debe tener un espacio de aire adecuado para permitir la expansión térmica del aceite.

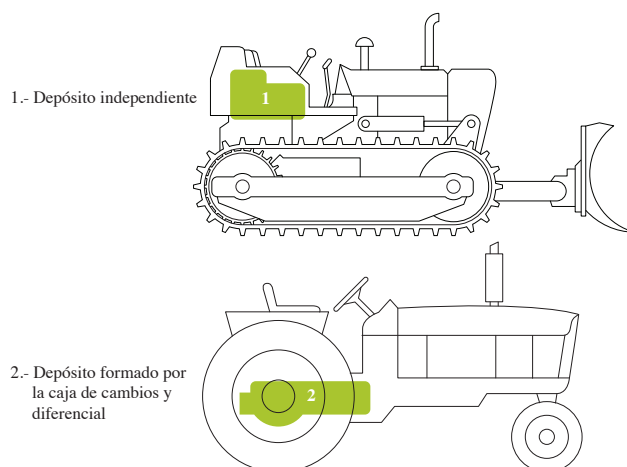


Figura 1.6. Colocación del depósito en tractores. Fuente: Márquez Delgado, 1999.

1.5 Bombas hidráulicas

La función de una bomba es convertir la energía mecánica en energía hidráulica. Es el núcleo de cualquier sistema hidráulico, pues genera la fuerza necesaria para mover la carga.

La energía mecánica se entrega a la bomba mediante un motor primario: acoplamiento bomba-motor eléctrico. Se crea un vacío parcial en la entrada debido a la rotación mecánica del eje de la bomba. El vacío permite a la presión atmosférica forzar el fluido a través de la línea de entrada de la bomba. La bomba empuja el fluido mecánicamente a los dispositivos de transmisión hidráulica accionados, tal como un motor o un cilindro.

Las bombas se clasifican en tres formas diferentes; y, deben ser consideradas en cualquier discusión de equipos de transmisión hidráulica.

1. Clasificación basada en el desplazamiento:
 - Bombas de desplazamiento no positivo (bombas hidrodinámicas).
 - Bombas de desplazamiento positivo (bombas hidrostáticas).

2. Clasificación basada en la entrega:
 - Bombas de caudal constante.
 - Bombas de caudal variable.

3. Clasificación basada en el movimiento:
 - Bomba rotativa.
 - Bomba alternativa.

Clasificación según el desplazamiento

Bombas de desplazamiento no positivo: son principalmente unidades de tipo de velocidad que tienen una gran holgura entre las piezas estacionarias y móviles. Se caracterizan por un alto deslizamiento, que aumenta a medida que la presión aumenta; de modo que, la salida puede ser completamente cerrada sin

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

daños en la bomba o sistema. Las bombas de desplazamiento no positivo, si bien no desarrollan una alta presión, mueven un gran volumen de fluido a bajas presiones. Debido al gran espacio libre (holguras), estas bombas no son autocebantes.

El volumen de fluido suministrado por una bomba de este tipo depende de la velocidad a la que se hace funcionar y a la resistencia en el lado de descarga. A medida que la resistencia aumenta en el lado de descarga, el fluido se desliza de nuevo en los espacios libres; o, en otras palabras, sigue el camino de menor resistencia.

Cuando la resistencia llega a un cierto valor, no se entrega fluido al sistema y la eficiencia volumétrica de la bomba cae a cero para una velocidad dada. Estas bombas no se utilizan en los sistemas de potencia fluida, pues no son capaces de resistir altas presiones. Su capacidad máxima está limitada a 17-20 bares. Este tipo de bomba es utilizada principalmente para el transporte de fluidos, tales como: agua, petróleo, etc., de un lugar a otro, a distancias considerables. Las curvas de rendimiento para las bombas de desplazamiento positivo y no positivo se muestran en la figura.1.7.

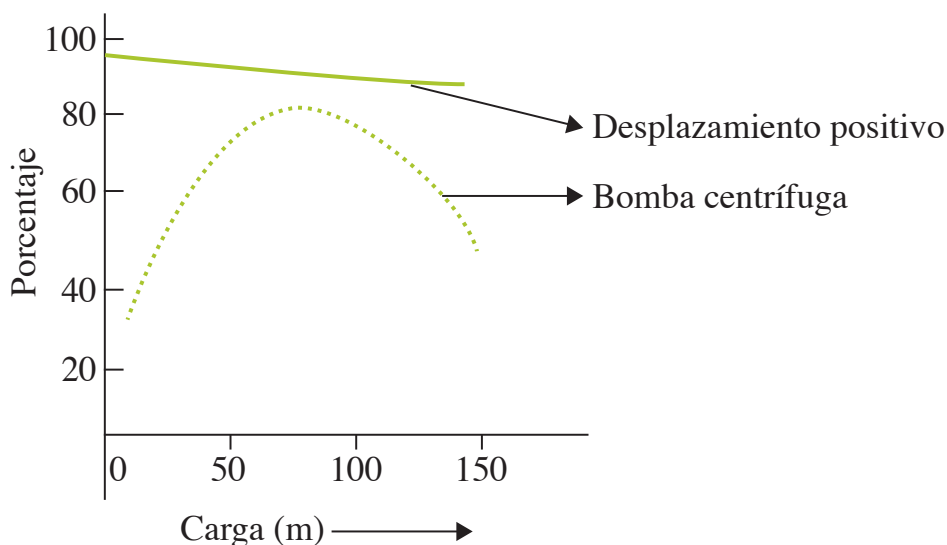


Figura 1.7. Curva característica de las bombas de desplazamiento positivo y no positivo

Desventajas:

1. Las bombas de desplazamiento no positivo no son autocebantes, y por lo tanto tienen que ser colocadas por debajo del nivel del fluido.
2. La descarga es una función de la resistencia de salida.
3. Bajo rendimiento volumétrico.

Bombas de desplazamiento positivo: estas bombas, por el contrario, tienen muy pequeñas holguras, son autocebantes y soportan presiones muy altas, pero su capacidad volumétrica es baja. Presentan holguras muy estrechas entre las partes rotativas y estacionarias, y por lo tanto son autocebadas. Entregan una cantidad fija de fluido al sistema hidráulico por revolución del eje de la bomba. Tales bombas son capaces de superar la presión resultante de las cargas mecánicas en el sistema, así como la resistencia al flujo debido a fricción. Este equipo siempre debe estar protegido por válvulas de seguridad, para evitar daños a la bomba o al sistema. La mayoría de las bombas de los sistemas de transmisión de energía mediante fluidos caen en esta categoría, incluyendo las bombas de engranajes, paletas y pistones.

Las bombas de desplazamiento positivo son clasificadas de acuerdo con las siguientes características:

1. Tipo de movimiento del elemento de bombeo:

Bombas rotativas, bombas de engranajes y bombas de paletas.

- Bombas alternativas, bombas de pistón.

2. Características de desplazamiento:

Bombas de desplazamiento fijo.

- Bombas de caudal variable.

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

3. Tipo de elemento de bombeo.

- Engranajes
- Paletas
- Pistones

Las ventajas de las bombas de desplazamiento positivo sobre las bombas de desplazamiento no positivo son las siguientes:

1. Pueden operar a muy alta presión, de hasta 420 bares (estándar).
2. Pueden lograr una alta eficiencia volumétrica de hasta el 98 %.
3. Son altamente eficientes y tienen una entrega casi constante en todo el rango de presión diseñado.
4. Se trata de una unidad compacta, con alta relación potencia-peso.
5. Se puede obtener un movimiento suave y controlado con precisión.
6. Con la aplicación y control adecuado, producen solamente la cantidad de flujo requerido para mover la carga a la velocidad deseada.
7. Tienen una gran flexibilidad de funcionamiento: pueden ser construidas para operar en un amplio rango de presiones y velocidades.

Las diferencias entre las bombas de desplazamiento positivo y de desplazamiento no positivo son enumeradas en la tabla 1.2.

Bombas de desplazamiento positivo	Bombas de desplazamiento no positivo
El caudal no varía con la carga	El caudal disminuye con la carga
El caudal no es afectado significativamente por la viscosidad	El caudal disminuye con la viscosidad
La eficiencia es casi constante con la carga	La eficiencia primero se incrementa con la carga y luego disminuye

Tabla 1.2. Diferencias entre las bombas de desplazamiento positivo y el desplazamiento no positivo

Clasificación basada en la entrega

- Bombas de caudal constante

Las bombas de caudal constante siempre entregan la misma cantidad de líquido en un momento dado a determinada velocidad y temperatura de funcionamiento. Estas bombas se utilizan generalmente en máquinas relativamente simples, como las sierras o taladros, o donde un grupo de máquinas es operado sin relación específica entre sus velocidades relativas. La alimentación para los actuadores de pistón es habitualmente proporcionada por bombas de volumen constante.

- Bombas de caudal variable

La salida de las bombas de caudal variable se puede variar de forma manual o automáticamente sin cambio en la velocidad de entrada de la bomba. Se utilizan con frecuencia para rebobinadoras, dispositivos de tensión constante, maquinaria móvil para el accionamiento de órganos de trabajo activos y sistema de traslación de las mismas, o donde un grupo de unidades separadas tiene una relación de velocidad integrada, tal como un sistema de transporte o equipo de procesamiento continuo.

Clasificación basada en movimiento

Esta clasificación se refiere al movimiento de los elementos de bombeo, que pueden ser rotativas o de movimiento alternativo. En un principio, las bombas de movimiento alternativo consistían únicamente en uno o unos pocos cilindros relativamente grandes; y la descarga tenía una gran pulsación indeseable. Actualmente, las bombas alternativas difieren muy poco de las bombas rotativas, ya sea en la apariencia externa o en las características del flujo.

Bombas de engranajes: son menos costosas, pero limitadas a presiones inferiores a 180 bar. Son más ruidosas en la operación que las de paletas o bombas de pistón. Son invariablemente de tipo de desplazamiento fijo, lo que significa que la cantidad de fluido desplazado por cada revolución del eje de accionamiento es teóricamente constante.

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

Bombas de engranajes externos: son las bombas hidráulicas más populares en el rango de baja presión, debido a su larga vida útil, alta eficiencia y bajo costo. Se utilizan generalmente en máquinas simples. La forma más común de bomba de engranajes externos se muestra en las figura. 1.8. Se compone de una carcasa de bomba en el que un par de engranajes, mecanizados con precisión, engranan con una holgura radial y axial mínima. Uno de los engranajes llamado conductor, es accionado por un motor primario. El conductor conduce otro engrane llamado seguidor. Según los dientes de los dos engranajes, se separan, el fluido, desde la entrada de la bomba, queda atrapado entre las cavidades de los engranajes giratorios y la carcasa de la bomba. El fluido atrapado es llevado, alrededor de la periferia de la carcasa de la bomba y entregado al orificio de salida. Los dientes de los engranajes unidos con precisión proporcionan casi un sellado perfecto entre la entrada y la salida de la bomba.

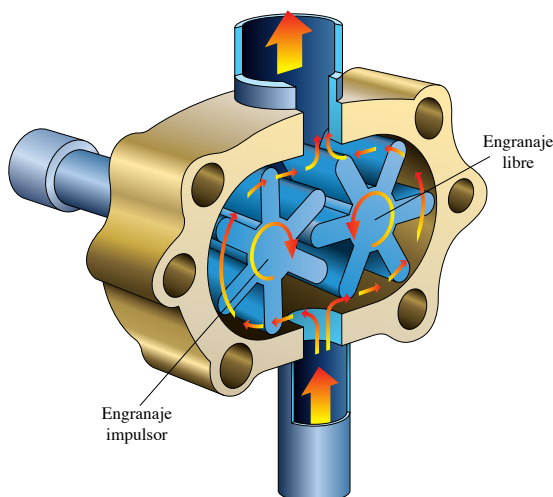


Figura 1.8. Bomba de engranajes

Ventajas y desventajas de las bombas de engranajes

Ventajas

1. Son autocebantes.
2. Entregan un suministro constante para una velocidad dada.
3. Son compactas y ligeras de peso.
4. La eficiencia volumétrica es alta.

Desventajas:

1. El líquido que se bombea debe estar limpio, si no dañará la bomba.
2. Se requiere de accionamientos de velocidad variable para cambiar la entrega.
3. Si se operan en seco, las piezas pueden dañarse debido a que el fluido a que se bombea se utiliza como lubricante.

Bombas de paletas

Hay dos tipos

1. Bomba de paletas desbalanceadas
 - Bomba de paletas desbalanceada con entrega fija.
 - Bomba de paletas desbalanceada de caudal variable con presión compensada.
2. Bomba de paletas equilibrada

Bomba de paletas desbalanceada con entrega fija: una forma simplificada de bomba de paletas desbalanceada con entrega fija se muestra en la figura. 1.9. Los principales componentes de la bomba son el alojamiento o anillo y el rotor. El rotor contiene ranuras radiales acanaladas al eje de accionamiento. El rotor gira en el interior del anillo. Cada ranura radial contiene una paleta, que es libre para deslizarse hacia adentro o hacia afuera de las ranuras debido a la fuerza centrífuga. La paleta está diseñada para acoplarse con la superficie del anillo según el rotor gira. El anillo está desplazado con relación al eje del árbol de accionamiento. Cuando el rotor gira, la fuerza centrífuga empuja a las paletas fuera, contra la superficie del anillo. Las paletas dividen el espacio entre el rotor y el anillo en una serie de pequeñas cámaras. Durante la primera mitad de rotación del rotor, el volumen de estas cámaras aumenta, lo que provoca una reducción de la presión. Éste es el proceso de aspiración, lo que hace que el fluido fluya a través del orificio de entrada. Durante la segunda mitad de la rotación del rotor, el anillo de leva empuja las paletas de nuevo en las ranuras y el volumen atrapado se reduce. Esto expulsa positivamente el fluido atrapado a través de la lumbrera de salida. En esta

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

bomba, toda la acción se lleva a cabo en las cámaras situadas en un lado del rotor y el eje, por lo que la bomba es de un diseño desbalanceado. El caudal suministrado depende de la excentricidad del rotor con respecto al anillo de leva.

El esquema de una bomba de desplazamiento variable de paletas compensada por presión se muestra en la figura. 1.10. La función de desplazamiento variable se puede realizar en bombas de paletas, variando la excentricidad entre el rotor y el anillo de leva. Aquí, en esta bomba, el anillo del estator se mantiene dentro de los parámetros correctos de funcionamiento, mediante la acción compensadora de un resorte y un pistón: la presión del sistema actúa directamente a través del pistón hidráulico en el lado derecho; esta obliga al anillo de leva contra un pistón cargado por resorte en el lado izquierdo. Si la presión de descarga es lo suficientemente grande, que supera la fuerza del resorte compensador, desplaza el anillo de leva hacia la izquierda. Esto reduce la excentricidad y disminuye el flujo. Si la presión sigue aumentando, no hay excentricidad y el flujo de la bomba se convierte en cero.

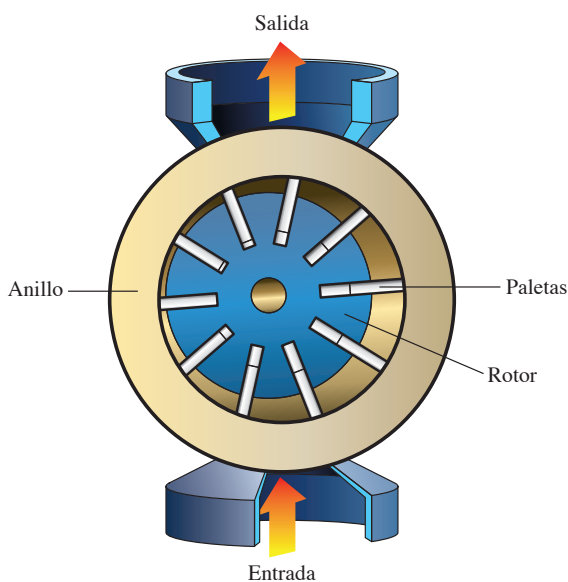


Figura 1.9. Bomba de paletas simple

Bomba de paletas equilibrada con entrega fija: es un diseño muy versátil que ha encontrado un amplio uso, tanto en aplicaciones industriales como móviles. El principio de diseño básico se muestra en la figura. 1.11. El rotor y las paletas están contenidos dentro de un anillo de leva excéntrica doble. Hay dos segmentos de entrada y dos segmentos de salida durante cada revolución. Esta

doble acción de bombeo no solo da un diseño compacto, sino que también conduce a otra ventaja importante: aunque las fuerzas de presión que actúan sobre el rotor en la zona de salida son altas, las fuerzas en las dos zonas de salida son iguales y opuestas, cancelándose completamente entre sí. Como resultado, no hay cargas netas en los apoyos del eje. En consecuencia, la vida de este tipo de bomba, en muchas aplicaciones, ha sido excepcionalmente buena.

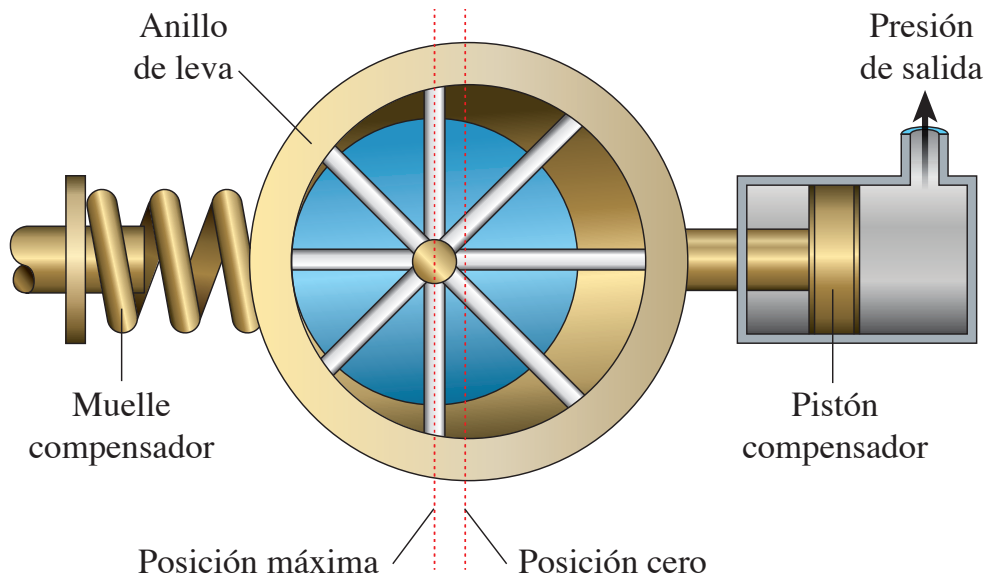


Figura 1.10. Funcionamiento de una bomba de paletas de caudal variable compensada

Ventajas y desventajas de las bombas de paletas

Ventajas

1. Las bombas de paletas son autocebantes, robustas y suministran una entrega constante a una determinada velocidad.
2. Proporcionan un caudal uniforme con pulsaciones insignificantes.
3. Sus paletas son auto compensadas al desgaste y pueden ser reemplazadas fácilmente.
4. No requieren válvulas de retención;
5. Bajo peso y compactas.

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

6. Se puede manejar líquidos que contengan vapores y gases.
7. Las eficiencias volumétricas y totales son altas.
8. La entrega es menos sensible a los cambios de viscosidad y presión.

Desventajas:

1. Se requieren válvulas de seguridad para proteger la bomba en caso de cierre repentino de la entrega.
2. No son adecuadas para líquidos abrasivos.
3. Se requieren sellos de buena calidad.
4. Precisan de buenos sistemas de filtración, pues las partículas extrañas pueden dañar seriamente la bomba.

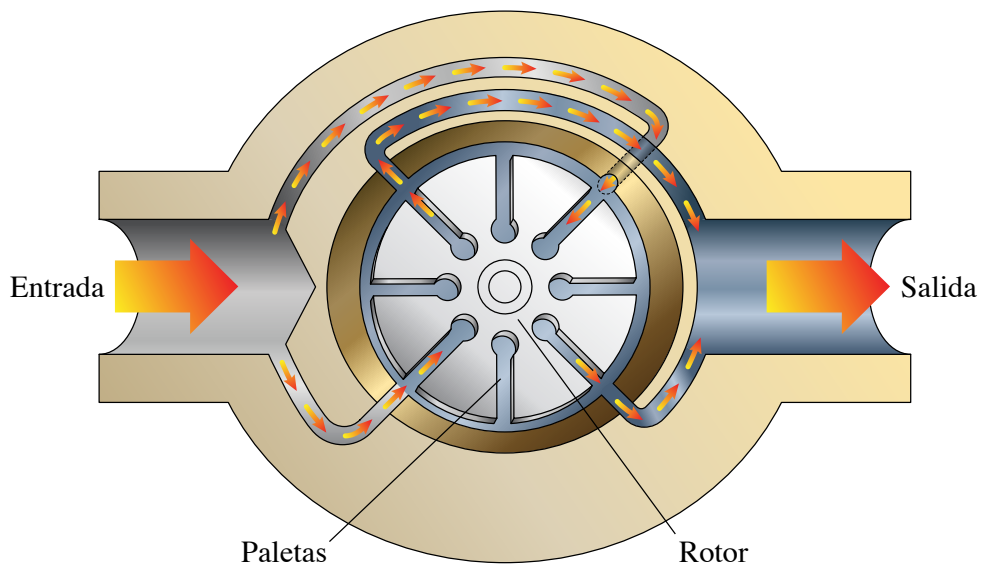


Figura 1.11. Funcionamiento de una bomba de paletas equilibrada

Bombas de pistones: se presentan en dos tipos principales:

1. Bomba de pistones axiales: estas bombas son de dos diseños:

- Bomba de pistón de tipo de eje inclinado.
- Bomba de pistón de tipo de placa inclinada.

2. Bomba de pistones radiales.

Bomba de pistón de tipo de eje inclinado: el esquema y sección de corte detallado de la bomba de pistones de eje inclinado se muestra en la figura.1.12. Contiene un bloque de cilindros giratorio con un eje de transmisión. Sin embargo, la línea centro del bloque de cilindros se fija en un ángulo con respecto a la línea central del árbol de transmisión. El bloque de cilindros posee los pistones dispuestos en un círculo. Los vástagos de pistón están conectados a la brida del eje de accionamiento mediante rótulas. Los pistones son forzados a entrar y salir de sus orificios según cambia la distancia entre la brida del eje de transmisión y el bloque de cilindros. Un enlace universal conecta el bloque de cilindros al eje de accionamiento, para proporcionar alineación y accionamiento positivo. El desplazamiento volumétrico de la bomba depende del ángulo de desplazamiento θ . No hay flujo cuando el bloque de cilindros está en la línea central. El ángulo θ puede variar de 0° a un máximo de aproximadamente 30° . Para unidades de desplazamiento fijo, el ángulo de desplazamiento suele ser entre 23° y 30° .

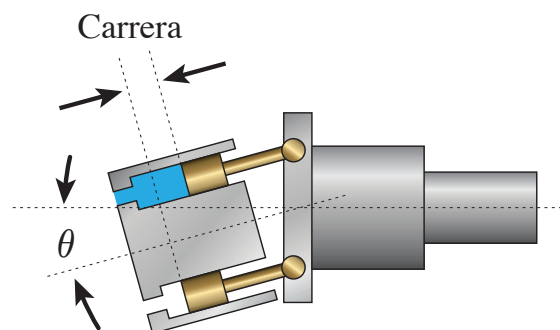


Figura 1.12. Bomba de pistones de eje inclinado

Bomba de émbolo de tipo placa oscilante: el esquema de la bomba de pistón tipo plato oscilante se muestra en la figura. 1.13. En este tipo, el bloque de cilindros y el eje de accionamiento se encuentran en la misma línea central. Los pistones están conectados a platina que se apoya contra el plato oscilante en ángulo. Como los pistones rotan, entran y salen debido al seguimiento de la superficie en ángulo del plato oscilante. Los puertos de entrada y salida se encuentran en la placa de válvulas, de modo que los pistones se conectan a la entrada, a medida que salen y a la salida cuando son forzados a entrar. Este tipo de bomba puede ser también diseñada para tener un desplazamiento variable. El ángulo de la placa está limitado a $17,5^\circ$ por la construcción.

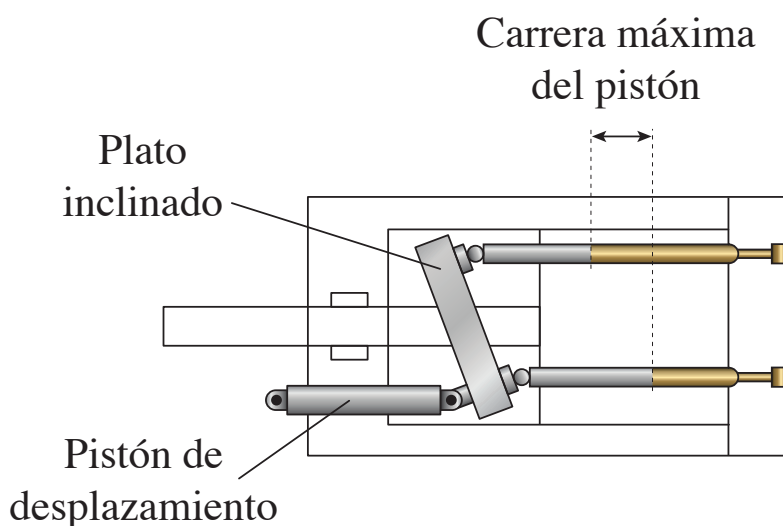


Figura 1.13. Bomba de pistones de tipo placa inclinada.

Bombas de pistones radiales: los pistones están colocados radialmente en un bloque de cilindros; los cuales se mueven perpendicularmente con relación al eje. Estas bombas pueden ser también de caudal fijo y variable, e incluso reversibles.

La figura. 1.14 muestra el funcionamiento de una bomba de pistones radiales donde, el bloque de cilindros gira sobre un pivote estacionario en el interior de un anillo circular o rotor. A medida que el bloque gira, ocurre que la fuerza centrífuga, una presión de carga, o algún tipo de acción mecánica, hace que el pistón siga la superficie interna del anillo, que está desplazado con relación al eje del bloque de cilindros.

La ubicación de los orificios, localizados en el anillo de distribución, permite que los pistones, durante sus movimientos alternativos, aspiren el fluido cuando se mueven hacia dentro, y lo expulsan cuando se expanden.

La cantidad, tamaño y longitud de la carrera de los pistones determinan el desplazamiento de la bomba.

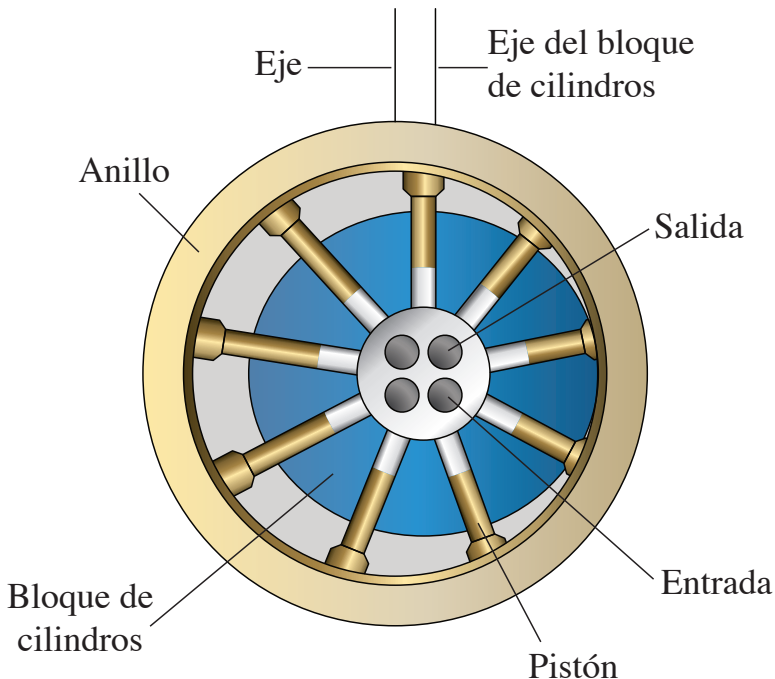


Figura 1.14. Bomba de pistones radiales

Comparación de las bombas hidráulicas

Diferentes diseños de bombas están disponibles, con una amplia gama de características de funcionamiento. Un diseñador debe seleccionar cuidadosamente la bomba, para que el diseño del circuito logre el objetivo funcional, minimizando el costo total, que incluye tanto el costo de la propiedad, como el costo de operación durante el recurso o vida útil del componente. La selección de la bomba es una decisión importante en el diseño de circuitos. El diseñador debe comparar

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

las diversas opciones disponibles y luego elegir la bomba óptima. La tabla 1.3 muestra una comparación típica de las bombas citadas anteriormente.

	Presión (bar)	Caudal (LPM)	Vel. Máx. (RPM)	Eficiencia total
Bomba de engranajes	20-250	7-300	1800-6000	75-90
Bomba de paletas	20-210	2-500	1000-3000	75-90
Bomba de pistones axiales	280-420	2-500	1500-6000	85-95
Bombas de pistones radiales	280-700	20-100	1000-3000	80-92

Tabla 1.3. Comparación de las bombas hidráulicas típicas

Un factor importante en la adopción de una bomba para un sistema particular, lo constituyen las necesidades generales de dicho sistema. Sería incorrecto utilizar una bomba con una entrega alta en un sistema que requiere solo un caudal pequeño. Por el contrario, usar una bomba que solo en su pico puede cumplir con los requisitos mínimos del sistema continuamente es igualmente erróneo. Comer cualquiera de estos errores lleva a la obtención de un sistema deficiente, debido a los costos iniciales excesivos de la bomba o a los costos de mantenimiento. Se debe utilizar una bomba que se adapte al sistema, ya sea una bomba de engranajes, que tiene menos piezas móviles de precisión, o una bomba de pistones, la cual tiene muchas partes con pequeñas tolerancias y es, por lo tanto, más cara.

Rendimiento de las bombas

El rendimiento de una bomba depende de la precisión de su fabricación. Una bomba ideal es aquella que tiene una tolerancia cero entre todas las piezas en contacto. Debido a que esto no es posible, las holguras de trabajo deben ser tan pequeñas como se pueda, manteniendo al mismo tiempo una adecuada película de aceite para la lubricación de los pares de fricción. El rendimiento de una bomba se determina por las siguientes eficiencias:

1. La eficiencia volumétrica (η_v): es la relación del caudal de flujo real de la bomba y el flujo teórico de la bomba. Esto se expresa mediante la siguiente fórmula:

$$\eta_v = \frac{Q_A}{Q_T} \quad (1.3)$$

Indica la cantidad de fugas que tiene lugar dentro de la bomba. Estas se deben a las tolerancias de fabricación y la flexión de la carcasa de la bomba, bajo las condiciones de operación de presión de diseño.

Para bombas de engranajes = 90 %.

Para bombas de paletas = 92 %.

Para bombas de pistón = 95 %.

2. La eficiencia mecánica (η_m): es la relación de la potencia de salida de la bomba suponiendo que no hay fugas y la potencia real entregada a la bomba.

La eficiencia mecánica indica la cantidad de pérdidas de energía que se producen por razones distintas a las fugas. Esto incluye la fricción en los cojinetes y entre las partes acopladas. Incluye las pérdidas de energía debidas a la turbulencia del fluido — por algunos autores considerada eficiencia hidráulica —. La eficiencia mecánica es aproximadamente del 90 % al 95 %. La expresión 1.4 es la utilizada para el cálculo de la referida eficiencia mecánica:

$$\eta_m = \frac{p Q_T}{T_A n} \quad (1.4)$$

Donde p es la presión de descarga de la bomba expresada en [Pa] o [N/m²], Q es el caudal teórico de la bomba en [m³/s], T es el par real entregado a la bomba en [Nm] y n es la velocidad de la bomba en [rad/s].

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

η_m también se puede calcular en términos de par de la siguiente manera:

$\eta_m = \text{par teóricico necesario para operar la bomba} / \text{par real entregado por la bomba}$.

$$\eta_m = \frac{T_t}{T_A} \quad (1.5)$$

El par teóricico (T_T) se determina como:

$$T_T = \frac{V\Delta p}{2\pi} \quad (1.6)$$

Donde:

$T_T = \text{par teóricico [Nm]}$.

$V = \text{cilindrada de la bomba por revolución [m}^3\text{]}$

$\Delta p = \text{Caída de presión en la bomba [N/m}^2\text{]}$

El par real (T_A) se determina como sigue:

$$T_A = \frac{P}{W} \quad (1.7)$$

Donde:

$T_A = \text{par real [Nm]}$

$P = \text{potencia de entrada [Nm/s]}$

$w = \text{frecuencia de rotación [rad/s]}$

$$w = \frac{2\pi n}{60} \quad (1.8)$$

3. La eficiencia global (total) (η_0): se define como la relación entre la potencia real entregada por la bomba y la potencia real entregada a la bomba

La eficiencia global (η_0) considera todas las pérdidas de energía y puede representarse matemáticamente como sigue:

$$\eta_0 = \eta_m \eta_{mv} \tag{1.9}$$

$$\eta_0 = \frac{Q_A}{Q_T} \frac{p Q_T}{T_A n} \tag{1.10}$$

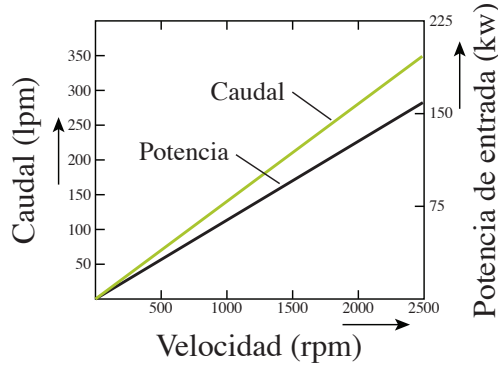
Características de funcionamiento de las bombas

El análisis de las bombas se llevó a cabo en primer lugar, independientemente del resto del sistema hidráulico, y luego como parte del sistema. Ambos conjuntos de datos son valiosos para el diseñador. El análisis de la bomba por sí mismo da una indicación de sus capacidades y el rendimiento sobre la base de la velocidad de rotación, la geometría interna, los factores de costo, etc.; mientras, que el análisis del rendimiento de la bomba en el sistema determina esencialmente la compatibilidad de la bomba y el sistema. En el primer caso, el diseñador del sistema puede observar las curvas de rendimiento, para ver si una bomba específica tiene la presión y el caudal para operar un conjunto dado de actuadores adecuadamente. En una segunda instancia, el diseñador puede estar calculando las características de ruido, vibración, cavitación y de flujo de una bomba específica antes o después de la instalación, para determinar la compatibilidad entre la bomba y el sistema existente. Cuando los dos son necesariamente complementarios, en la práctica gran parte del trabajo práctico se completa de forma independiente. Las características de funcionamiento de la bomba se interpretan a partir de datos en forma de tablas y gráficos.

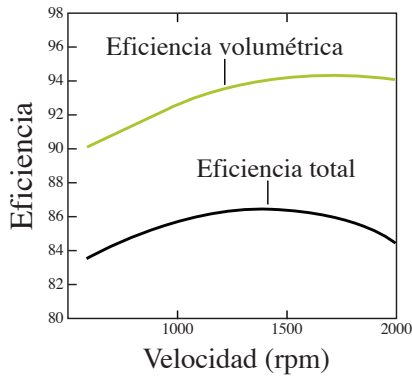
La figura. 1.15 muestra una representación gráfica de una bomba de desplazamiento positivo típica. La figura. 1.15 (a) representa la relación entre la potencia de entrada y el flujo de salida de una bomba como una función de la velocidad de la bomba. Observe la relación lineal entre el caudal y la velocidad de la bomba. La Fig. 1.15 (b) da las curvas de la eficiencia general y volumétrica en función de la velocidad. Las curvas de funcionamiento de la bomba de pistones radiales son

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

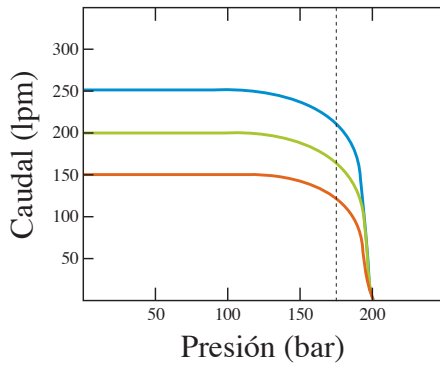
dadas en figura.1.15 (c). El flujo de descarga de estas bombas es casi constante en una amplia gama de presión.



(a)



(b)



(c)

Figura 1.15. Curvas de rendimiento de la bomba

Cavitación en bombas

Durante el funcionamiento de una bomba de desplazamiento positivo, se crea un vacío en la entrada de la bomba. Esto permite, a la presión atmosférica, empujar el fluido hacia adentro. En algunas situaciones, el vacío puede llegar a ser excesivo, y se produce un fenómeno conocido como cavitación. Cuando la presión del líquido alcanza un nivel lo suficientemente bajo se evapora o hierve. La cavitación es la formación de burbujas de vapor en el aceite, debido a una presión muy baja (vacío elevado) en el interior de la bomba. La baja presión también hace que el aire, que se disuelve en el aceite salga de la solución y forme burbujas. El aire y las burbujas de vapor de aceite colapsan cuando alcanzan el lado de salida de la bomba, que está bajo una alta presión. El colapso de estas burbujas de vapor provoca localmente altas velocidades y presiones elevadísimas. Estas presiones son tan altas que causan picaduras del metal y en consecuencia disminuyen la vida útil y la eficiencia de la bomba.

Factores que causan cavitación

La cavitación es causada por los siguientes factores:

1. Tuberías de pequeño tamaño (diámetro).
2. Líneas o filtros de aspiración obstruidos.
3. Viscosidad del fluido alta.
4. Demasiado desnivel entre el depósito y la entrada de la bomba.

Normas para suprimir (controlar) la cavitación

La cavitación se controla a través de las siguientes reglas:

1. Mantener las velocidades del fluido en la línea de succión por debajo de 1,2 m/s.

2. Mantener las líneas de entrada de la bomba lo más cortas posibles.
3. Minimizar el número de accesorios en la línea de entrada.
4. Montar la bomba tan cerca como sea posible al depósito.
5. Utilizar filtros de entrada de baja caída de presión.
6. Usar aceite adecuado, según lo recomendado por el fabricante de la bomba.

1.6 Válvulas hidráulicas

Una de las consideraciones más importantes en cualquier sistema de transmisión hidráulica es el control. Si los componentes de control no están correctamente seleccionados, todo el sistema no funciona como se requiere. En la energía de fluidos, los elementos de control son llamados válvulas.

Hay tres tipos de válvulas:

1. Válvulas de control direccional (VCD): determinan el camino a través del cual el fluido atraviesa un circuito dado.
2. Válvulas de control de presión: protegen el sistema contra sobrepresiones, lo que puede ocurrir por la apertura o cierre repentino de válvulas, o debido a la variación de las cargas.
3. Válvulas de control de flujo: se utilizan para regular la cantidad de fluido que llega al actuador, y con ello su velocidad.

1.6.1 Válvulas de control direccional

Una válvula es un dispositivo que recibe una señal externa (mecánica, señal piloto de fluido, eléctrica o electrónica) para liberar, detener o redirigir el fluido que fluye a través de ella. La función de una VCD es controlar la dirección del flujo de fluido en cualquier sistema hidráulico. Hace esto cambiando la posición de partes móviles internas. Para ser más específicos, una VCD se requiere principalmente para los fines siguientes:

- Para iniciar, detener, acelerar, desacelerar y cambiar la dirección del movimiento de un actuador hidráulico.
- Para permitir el libre flujo de la bomba al depósito a baja presión, cuando la entrega de la bomba no se necesita en el sistema.
- Para desahogar la válvula de alivio ya sea por control eléctrico o mecánico.
- Para aislar cierta rama de un circuito.

Cualquier válvula posee los puertos, que son aberturas externas a través de las cuales un fluido puede entrar y salir a través de las tuberías conectadas. El número de puertos en una VCD se identifica con el término “vías”. De este modo, una válvula con cuatro puertos es una válvula de cuatro vías. Una VCD se compone de un cuerpo de válvula o carcasa de la válvula y un mecanismo de válvula, por lo general montado en una placa base. Los puertos de la sub-placa son roscados para sujetar los accesorios de tubería que conectan la válvula a las líneas conductoras de fluido. El mecanismo de válvula dirige el fluido hacia los puertos de salida seleccionados o cierra el paso del fluido para que no pase a través de la válvula. Las VCD pueden clasificarse sobre la base de paso del fluido, características de diseño, métodos de control y su construcción.

En el símbolo del distribuidor hidráulico (fig. 1.16), se indican los siguientes elementos: las posiciones del elemento de cierre; líneas de comunicación externa conectadas al distribuidor (no se cuentan las conexiones de mando); pasajes (canales) y controles.

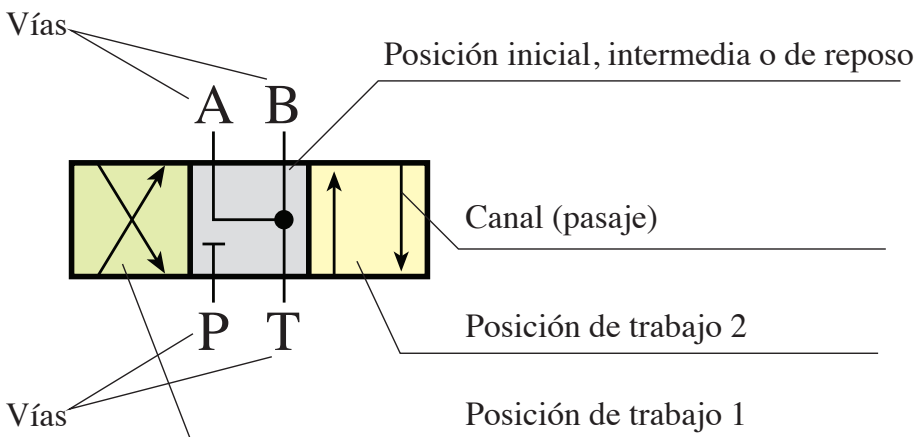


Figura 1.16. Representación convencional de válvula distribuidora (símbolo)

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

El número de posiciones está representado por el número correspondiente de cuadrados (rectángulos).

Los pasajes están representados por líneas rectas con flechas que muestran la dirección del flujo de fluido de trabajo en cada posición, y los puntos de unión de los pasajes están separados por puntos. El pasaje cerrado se representa como una línea sin salida con un guion transversal.

Las líneas de comunicación externa solo se aplican a la posición de inicio. Los tipos de accionamiento se indican con los signos apropiados adyacentes a los extremos de la designación del distribuidor.

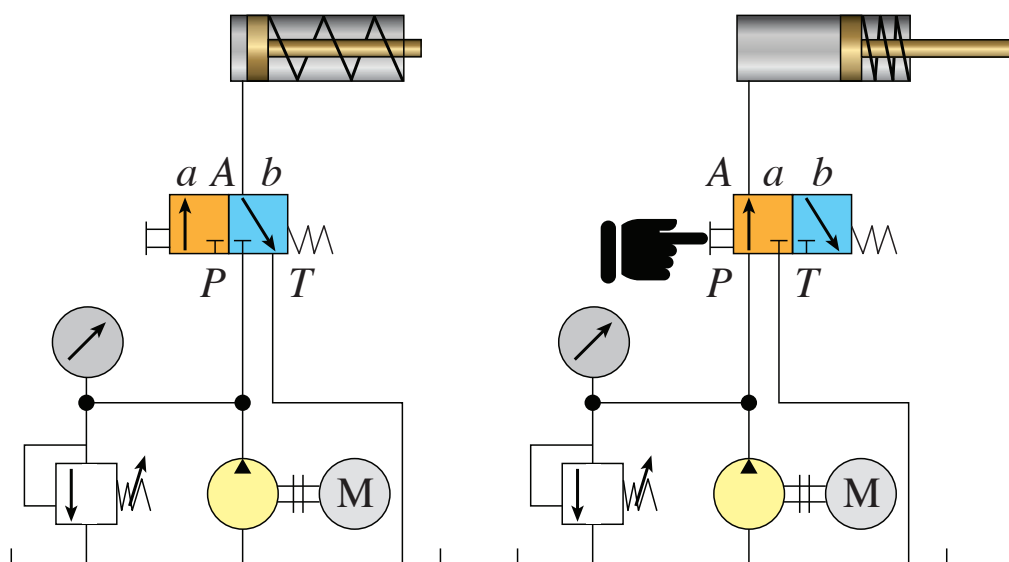


Figura. 1.17. Control de cilindro hidráulico de simple efecto

Los símbolos son los mismos para los diferentes diseños de válvulas, es decir la designación convencional, no refleja el diseño de sus elementos de cierre y control.

Además de las designaciones gráficas de las válvulas de control hidráulico, también se establecen las designaciones digitales en forma de fracciones: el numerador es el número de líneas hidráulicas externas conectadas al distribuidor hidráulico (vías), el denominador es el número de sus posiciones de trabajo. Por ejemplo, un distribuidor de tres posiciones y cuatro líneas está indicado por una fracción de $4/3$ (figura. 1.16).

En la figura. 1.18 se muestra esquemáticamente el trabajo de un distribuidor de cuatro vías y tres posiciones (4/3).

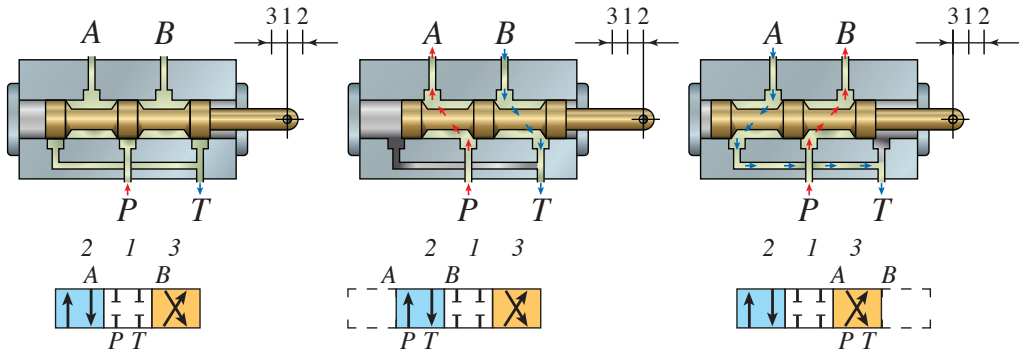


Figura. 1.18. Esquema del distribuidor de cuatro vías y tres posiciones:
 a - posición inicial (neutral); b, c - posiciones de trabajo; P - línea de presión; A y B - líneas de trabajo (cilindro); T - línea de retorno del fluido de trabajo al tanque.

En la figura. 1.18, a) todas las líneas (conductos) que se conectan al distribuidor hidráulico están desconectadas, es decir están bloqueados. En la figura. 1.18, b) las líneas P y A, B y T están conectadas por pasajes; en la Fig. 1.18, c) - P y B, A y T. Tal distribuidor hidráulico es reversible, se usa para detener y cambiar la dirección de movimiento de los órganos de trabajo de la máquina.

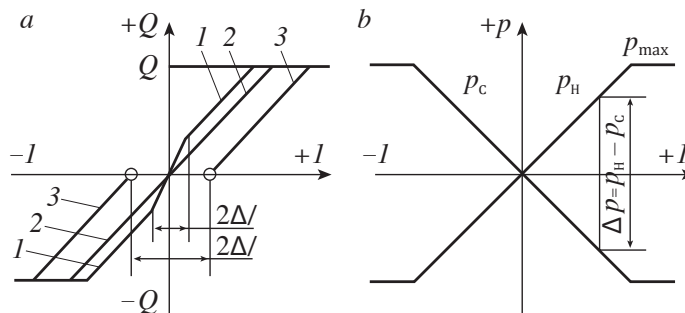


Fig. 1.19. Características de ajuste (a) e hidráulica (b) de la válvula de dos vías

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

La característica de ajuste (figura 1.19 a) determina la dependencia del caudal del fluido de trabajo Q del desplazamiento de la corredera l :

$$Q=f(l)$$

Por lo general, se construye para varias caídas de presión en los bordes de la corredera y la inclinación de la pendiente se estima por el factor de ganancia de caudal, que caracteriza la velocidad del distribuidor.

$$K_Q = \frac{\Delta Q}{\Delta l}$$

La característica hidráulica (fig. 1.19, b) determina la pérdida de presión Δp cuando el líquido pasa a través de la válvula de control direccional, dependiendo del caudal Q para diferentes posiciones de carrete. La caída de presión y el caudal de líquido a través del distribuidor hidráulico están relacionados por la ecuación

$$Q = \mu A \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} = \mu \pi d_c l \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$$

Donde:

μ = coeficiente de flujo

Q = caudal del fluido de trabajo

f = área de sección transversal del canal de la válvula de control direccional

d_c = es el diámetro de la corredera

l = carrera de la corredera

Δp = diferencia de presión en la entrada y salida del distribuidor

ρ = es la densidad del líquido

Las pérdidas de presión Δp , que dependen del caudal del fluido de trabajo Q que pasa a través del distribuidor hidráulico, se muestran en la figura. 1.20 para diferentes configuraciones de distribuidores y determinada viscosidad del aceite para flujos correspondientes a los valores nominales de diseño de los distribuidores.

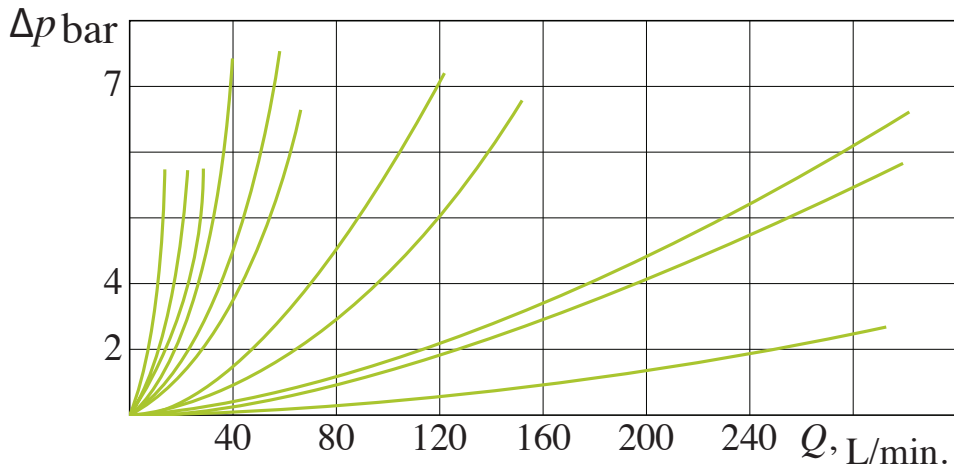


Fig. 1.20. Dependencia de la pérdida de presión total Δp en los distribuidores del caudal Q

1.6.1.1 Clasificación de las VCD basada en el conducto del fluido (vías)

Basado en las vías, las VCD se pueden clasificar de la siguiente manera:

- Válvulas anti retorno.
- Válvulas de lanzadera (selectora).
- Válvulas de dos vías.
- Válvulas de tres vías.
- Válvulas de cuatro vías.

Las dos primeras con frecuencia se incluyen dentro del grupo de válvulas de bloqueo.

1.6.1.2 Clasificación de VCD basada en las características de diseño

Sobre la base de las características de diseño, las VCD se pueden clasificar por:

- El mecanismo de válvula interno que dirige el flujo de fluido. Dicho mecanismo puede ser una válvula de retención, una bola, un carrete deslizante, un enchufe giratorio o un disco rotatorio.
- Número de posiciones de conmutación (normalmente 2 o 3).
- Número de puertos de conexión o vías.
- Método de accionamiento de la válvula que hace que el mecanismo de válvula se mueva a una posición alternativa.

1.6.1.3 Clasificación de VCD basada en el método de control

Basado en el método de control, las VCD se pueden clasificar de la siguiente manera:

- VCD controlada directamente: la válvula se acciona directamente sobre el carrete de la válvula. Esto es adecuado para válvulas de pequeño tamaño.
- VCD controlada indirectamente: la válvula se acciona mediante una línea piloto o el uso de un solenoide, o por la combinación de medios electro hidráulicos y electro neumáticos. El uso de solenoides reduce el tamaño de la válvula. Esto es adecuado para válvulas de gran tamaño.

1.6.1.4 Clasificación de VCD basado en la construcción de partes internas móviles

Sobre la base de la construcción de las partes móviles internas, las VCD se pueden clasificar de la siguiente manera:

- Tipo carrete rotativo: el carrete se hace girar para cambiar la dirección del fluido. Tiene ranuras longitudinales. Los carretes giratorios generalmente se operan manualmente.
- Tipo carrete deslizante: consiste en una corredera con forma especial y un medio para posicionar el carrete.

El carrete está montado con precisión en el orificio del cuerpo a través del eje longitudinal del cuerpo de la válvula. Las regiones de la corredera dividen este orificio en una serie de cámaras separadas. Los puertos del cuerpo de la válvula dirigen a estas cámaras y la posición de la bobina determina la naturaleza de la interconexión entre los puertos.

1. Cada posición de conmutación diferente se muestra por un cuadrado.
2. Las direcciones de flujo se indican por flechas.
3. Los puertos bloqueados se muestran con líneas horizontales.
4. Los puertos se muestran en una dirección de flujo apropiado con líneas con flechas.

La posición de conmutación, la dirección del flujo y los puertos para diferentes configuraciones se representa en la tabla 1.4. Válvulas de dos, tres, cuatro y cinco vías se muestran en la tabla 1.5.




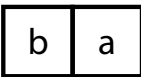

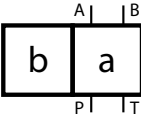
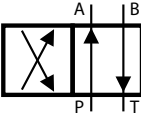
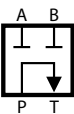
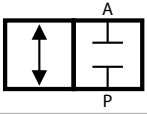
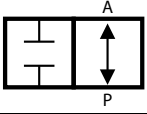
	Cada posición se muestra en un cuadrado
	El sentido del flujo se indica por medio de flechas dentro del cuadrado
	Posición cerrada
	Válvula de dos posiciones
	Válvula de tres posiciones
	Válvula de dos posiciones con los puertos
	Dos trayectorias de flujo
	Dos puertos conectados, dos puertos cerrados

Tabla 1.5. Válvulas direccionales típicas

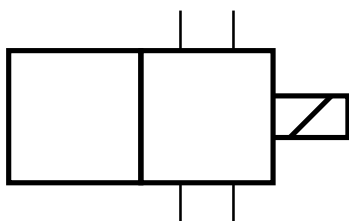
Válvula 2/2, dos vías, dos posiciones	
	Normalmente cerrada: P no está conectado con A. Cuando la válvula no está accionada la vía está cerrada.
	Normalmente abierta: P está conectado con A. Cuando la válvula no está accionada, la vía está abierta.

Válvula 3/2, tres vías, dos posiciones	
	Normalmente abierta: P está conectada con A. Cuando la válvula no está accionada, la vía está abierta.
	Normalmente cerrada: P no está conectada con A. Cuando la válvula no está accionada, la vía está cerrada.
Válvula 4/2, cuatro vías, dos posiciones	
	P está conectada con A B está conectado con T
	Posición 2: P está conectado a B A está conectado a T
Válvula 5/2 Cinco vías, dos posiciones	
	P está conectada con A B está conectado con R
Válvula 4/3, cuatro vías, tres posiciones	
	P, T, A, B cerrados
	P con T, A y B cerrados
	Posición intermedia H P con A, B con T
	Posición intermedia líneas de trabajos despresurizadas P cerrada, A y B con T
	P con A y B; T cerrado

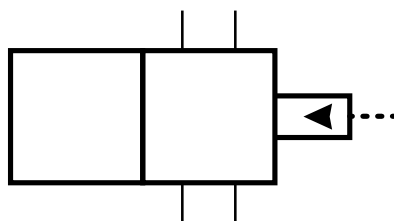
1.6.1.5 Dispositivos de actuación

Las válvulas de control direccional pueden ser accionadas por una variedad de métodos. El accionamiento es el método de mover el elemento de válvula de una posición a otra. Hay cuatro métodos básicos de actuación: manual, mecánico, accionada por solenoide y la accionada por piloto. Varias combinaciones de accionamientos son posibles usando estos cuatro métodos básicos. Los símbolos gráficos de tales combinaciones se dan en la tabla 1.6.

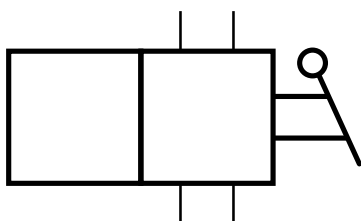
- **Accionamiento manual:** en las VCD de accionamiento manual, el carrete se desplaza manualmente moviendo una palanca, pulsando un botón o pisando un pedal. Cuando no se acciona el mando, el carrete retorna a su posición original por medio de un muelle.
- **Accionamiento mecánico:** el carrete se desplaza por enlaces mecánicos tales como levas y rodillos.
- **Solenoide:** cuando se energiza una bobina eléctrica o un solenoide, se crea una fuerza magnética que tira del inducido en la bobina. Esto hace que el inducido empuje el carrete de la válvula.
- **Pilotada:** una VCD también se puede desplazar mediante la aplicación de una señal piloto —ya sea hidráulica o neumática— contra un pistón en cada extremo del carrete de válvula. Cuando la presión piloto es introducida, se empuja el pistón para desplazar el carrete.



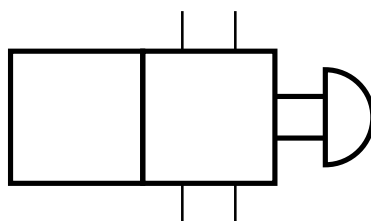
Accionada por solenoide



Operadora por piloto



Accionamiento manual (palanca)



Pulsador

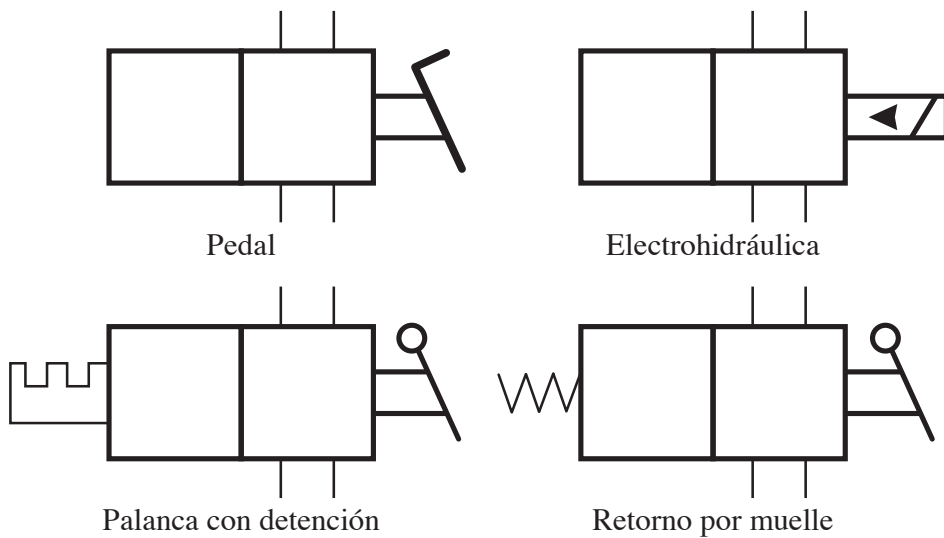


Tabla 1.6. Accionamientos de las válvulas direccionales

1.6.1.6 Válvula antirretorno

La VCD más simple es una válvula de retención o antirretorno. Una válvula de retención permite el flujo en un sentido, pero bloquea el flujo en el sentido contrario. Es una válvula de dos vías, ya que contiene dos puertos. La figura. 1.21 muestra el símbolo gráfico de una válvula de retención, junto con sus direcciones de cierre y de flujo libre.

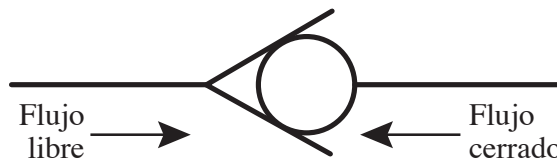


Figura 1.21. Símbolo gráfico de una válvula de retención

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

En la figura. 1.22, un resorte ligero mantiene la esfera contra el asiento de la válvula. El flujo que llega a la entrada empuja la esfera separándola del asiento y la pequeña fuerza del muelle continuando hasta la salida. Se requiere una presión muy baja para mantener la válvula abierta en este sentido. Si el flujo intenta entrar desde la dirección opuesta, la presión empuja la bola contra el asiento y el flujo no puede pasar a través de la válvula.

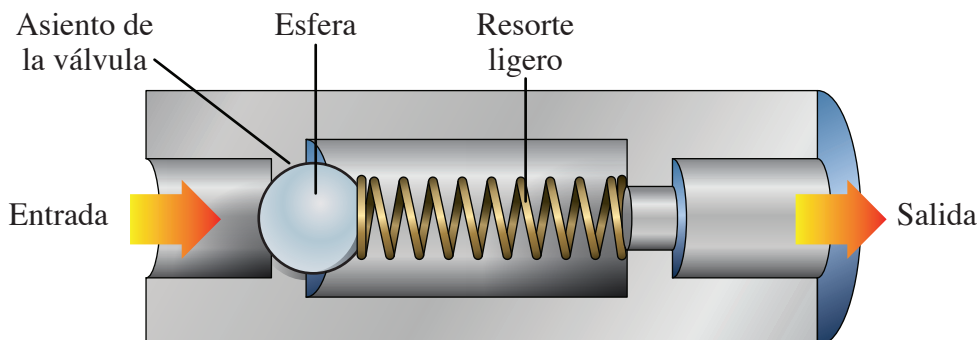


Figura 1.22. Válvula de retención de bola

La figura. 1.23 proporciona dos esquemas que muestran el funcionamiento de una válvula cheque de asiento. Una válvula de retención es un elemento de tapón con forma especial colocada en el asiento de la válvula mediante un resorte ligero. El fluido fluye a través de la válvula en el espacio entre el asiento y la válvula de retención. En la dirección de flujo libre, la presión del fluido supera la fuerza del resorte. Si el flujo intenta fluir en la dirección opuesta, la presión del fluido conjuntamente con el resorte empuja a la válvula de retención a la posición cerrada. Por lo tanto, no se permite el flujo.

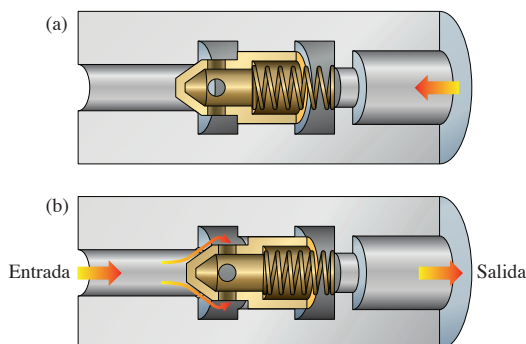


Figure 1.23. Válvula de retención de asiento, posición (a) abierta y (b) cerrada

1.6.1.7 Válvula de lanzadera (selectora)

La válvula selectora permite que dos fuentes de flujo alterno puedan ser conectadas en una sola rama del circuito. La válvula tiene dos entradas, P1 y P2, y una salida, A. La salida A recibe el flujo desde la entrada que está a una mayor presión. La figura. 1.24 muestra el funcionamiento de una válvula selectora. Si la presión en P1 es mayor que en P2, la esfera se desliza hacia la derecha y permite a P1 enviar el flujo de salida a A. Si la presión en P2 es mayor que en P1, la esfera se desliza hacia la izquierda y P2 suministra fluido hacia la salida A

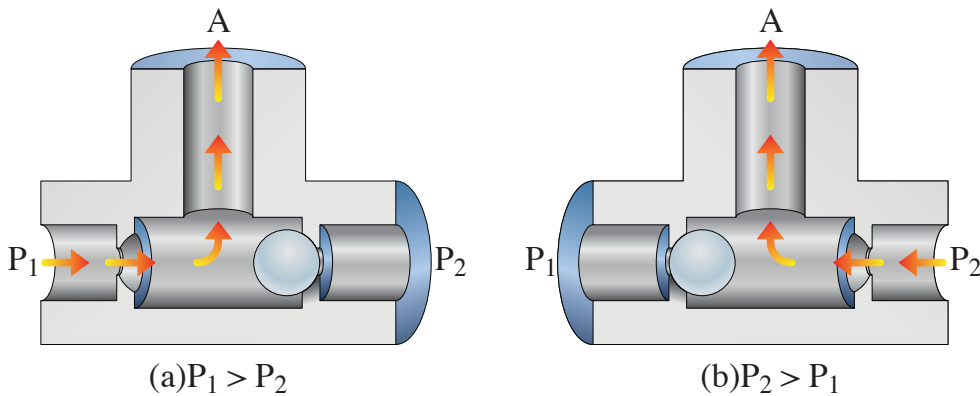


Figura 1.24. Válvula selectora: (a) el flujo desde la izquierda a la salida y (b) el flujo desde la derecha a la salida.

Una aplicación para este tipo de válvula es tener una entrada de la bomba P1 primaria y una entrada de la bomba secundaria P2 conectada a la salida del sistema A, la bomba secundaria actúa como una reserva, suministra fluido al sistema si la bomba primaria pierde presión. Una válvula selectora se llama válvula “o” porque al recibir una señal de entrada de presión de cualquiera de las presiones actuantes, P1 o P2, provoca que una señal de salida de presión se envíe a A. El símbolo gráfico de la válvula selectora se muestra en la figura. 1.25.

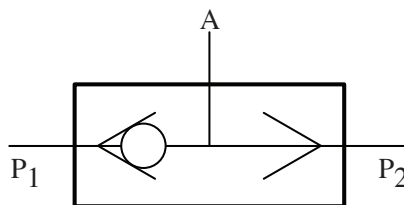


Figura 1.25. Símbolo de la válvula selectora

1.6.1.8 VCD 2/2 (normalmente cerrada)

La figura. 1.26 muestra una válvula de dos vías y dos posiciones (normalmente cerrada) del tipo de carrete o corredera. Una válvula de carrete consiste en un carrete cilíndrico que se desliza hacia atrás y hacia delante en el interior del cuerpo de la válvula para conectar o bloquear el flujo entre los puertos. La porción de mayor diámetro del carrete bloquea el flujo, cubriendo el puerto. Esta válvula en particular tiene dos puertos marcados P y A. El puerto P está conectado a la línea de la bomba y A a la salida al sistema. La figura. 1.26 (a) muestra la válvula en su estado normal y su correspondiente símbolo. La válvula se mantiene en esta posición por la fuerza del muelle; en consecuencia, el flujo desde el orificio de entrada P es bloqueado de ir al puerto de salida A. La figura. 1.26 (b) muestra la válvula en su estado de accionamiento y su símbolo correspondiente. La válvula se desplaza a esta posición mediante la aplicación de una fuerza para superar la resistencia del resorte. En esta posición, se permite al flujo ir al puerto de salida.

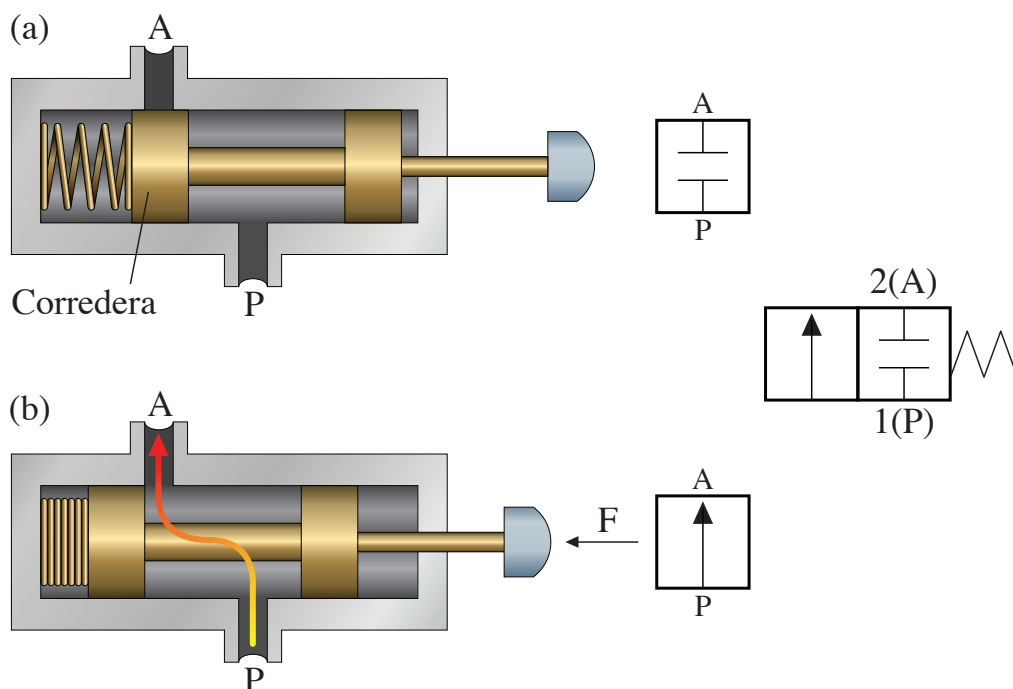


Figura 1.26. VCD de dos vías y dos posiciones, normalmente cerrada. (a) Puertos A y P no están conectados cuando la fuerza no es aplicada (válvula no accionada). (b) los puertos A y P están conectados cuando se aplica fuerza (válvula accionada)

1.6.1.9 VCD 3/2 (normalmente cerrada)

Las válvulas de tres vías bloquean o permiten el flujo desde una entrada a una salida. También permiten que la salida fluya de vuelta al depósito cuando la bomba está bloqueada, mientras que una válvula de dos vías no lo hace. Una válvula de tres vías tiene tres puertos, a saber: una entrada de presión (P), una salida para el sistema (A) y un retorno al depósito (T). La figura. 1.27 muestra el funcionamiento de una válvula 3/2 normalmente cerrada. En su posición normal, la válvula se mantiene cerrada en P por un muelle como se muestra en la figura. 1.27 (a). En esta posición, el orificio de presión P está bloqueado y la salida A está conectada al depósito. En la posición accionada (fig. 1.27 (b)), el puerto de presión está conectado al tanque y el orificio de depósito está bloqueado.

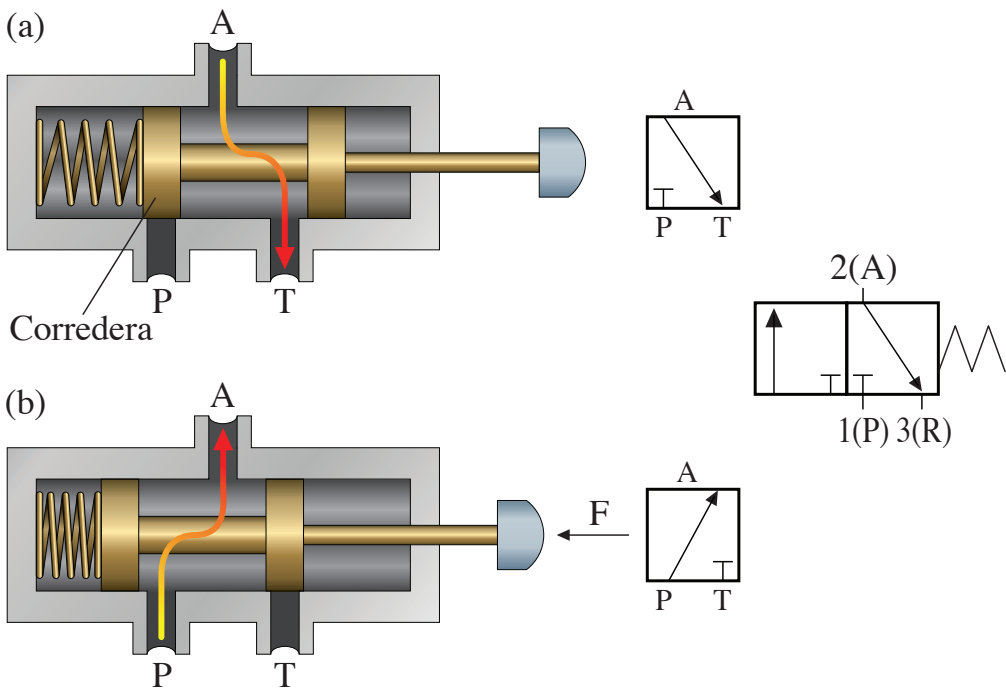


Figura 1.27. VCD 3/2 (normalmente cerrada). (a) Los puertos A y T están conectados cuando la fuerza no es aplicada (válvula no accionada). (b) Los puertos A y P están conectados cuando se aplica fuerza (válvula accionada)

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

Aplicación de la válvula de 3/2 para controlar un cilindro de doble efecto (fig. 1.28): los cilindros de doble efecto se pueden controlar con dos válvulas 3/2 dispuestas de modo que, cuando una válvula presuriza un extremo del cilindro, la otra válvula evacua el otro extremo y viceversa.

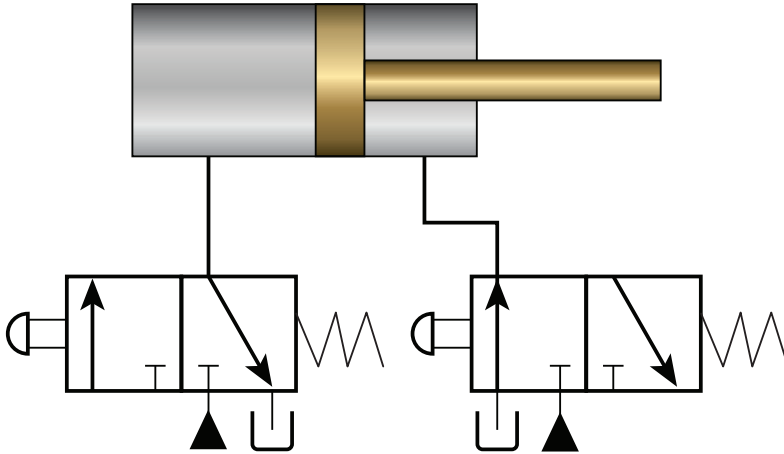


Figura 1.28. Aplicación de una válvula 3/2 que controla las funciones de un cilindro de doble efecto

Una aplicación de una válvula de tres vías, tres posiciones se muestra en la figura.1.29.

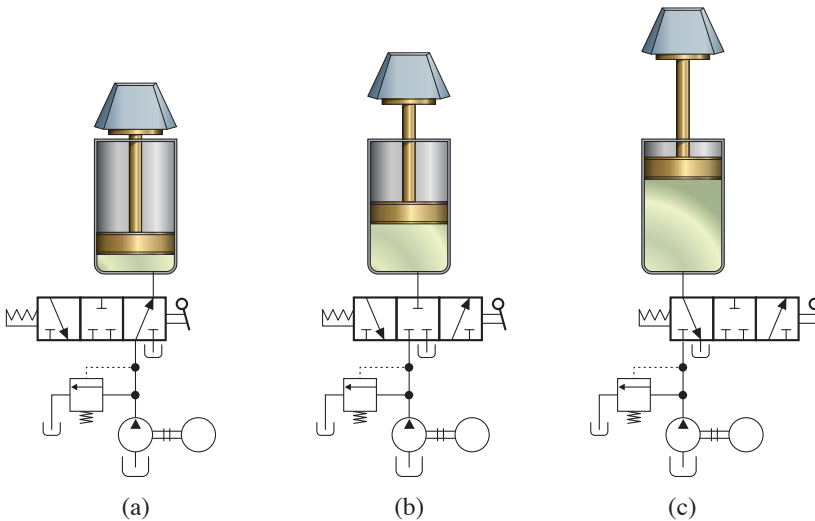


Figura 1.29. Aplicación de la válvula 3/3 que controla las funciones de un cilindro de simple efecto

1.6.1.10 Válvulas de control direccional de cuatro vías

Las VCD de cuatro vías son capaces de controlar cilindros de doble efecto y motores bidireccionales. La figura. 1.30 muestra el funcionamiento de una VCD 4/2 típica. Una válvula de cuatro vías tiene cuatro puertos etiquetados P, T, A y B. El puerto P es el de entrada de presión y el T es el retorno al tanque; A y B son puertos de salida al sistema. En la posición normal, el caudal de la bomba se envía a la salida B. La salida A está conectada al tanque. En la posición accionada, el caudal de la bomba es enviado al puerto A y el puerto B está conectado al tanque T. En las VCD de cuatro vías, dos flujos son controlados al mismo tiempo, mientras en las VCD de dos vías y de tres vías controlan solamente un flujo a la vez.

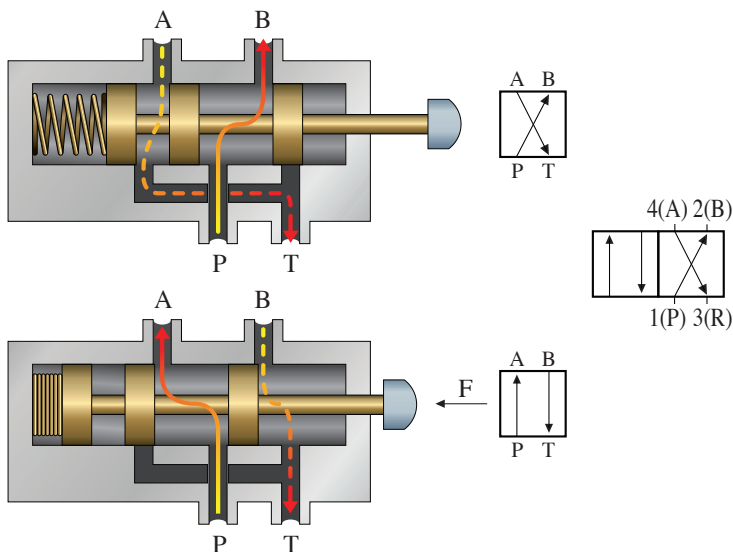


Figura 1.30. VCD de cuatro vías

Las VCD de cuatro vías, de dos posiciones, utilizadas en las aplicaciones que se muestran en las figura. 1.31 y 1.32 son a veces poco prácticas, porque envían continuamente el flujo de la bomba y la presión al actuador en una dirección u otra. Muchas aplicaciones de cilindros y motores requieren una tercera posición de la VCD o neutral, en la que el actuador no se somete a la presión de la bomba. Por lo tanto, las válvulas de cuatro vías y tres posiciones se usan en muchos circuitos hidráulicos. Existe una variada disponibilidad de tipos de posiciones neutrales para las válvulas de cuatro vías que están disponibles; las más comunes de ellas se presentan a continuación:

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

- Neutral cerrado.
- Neutral en tándem.
- Neutro flotante.
- Neutro abierto.
- Neutral regenerativo.

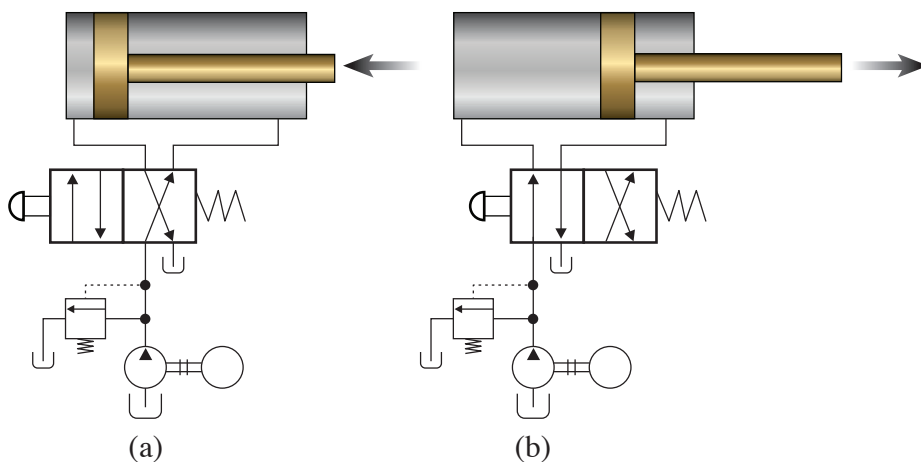


Figura 1.31. Aplicación de una válvula 4/2 que controla un cilindro de doble efecto:
(a) retracción; (b) extensión

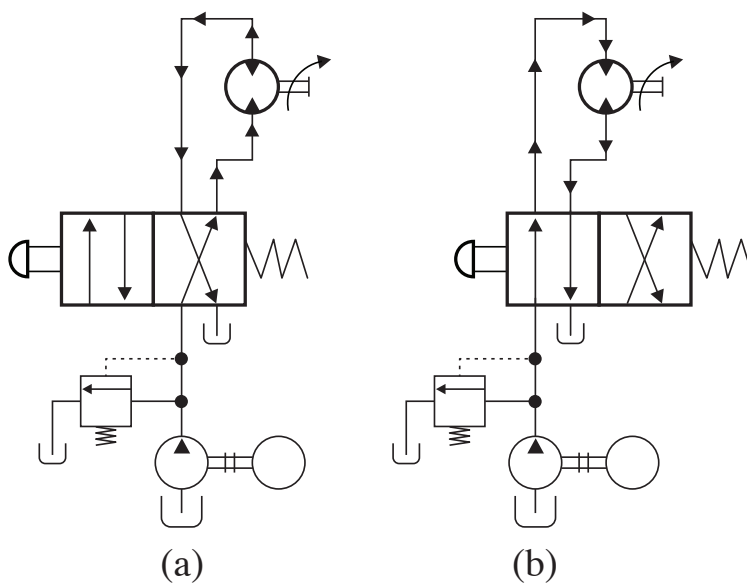


Figura 1.32. Aplicación de la válvula 4/2 que controla un motor bidireccional

Aplicación de VCD 4/3 (neutral cerrado) para controlar un cilindro de doble efecto: la figura. 1.31 muestra un circuito simple de cilindro. La válvula que se muestra en esta figura es centrada por resorte, lo que significa que siempre vuelve a la posición neutral de forma automática cuando no se acciona. Por el neutral cerrado, la línea de la bomba se bloquea de manera que el flujo debe pasar a través de la válvula de alivio de presión a la presión máxima del sistema. Esto es un desperdicio, ya que genera energía en forma de presión y caudal, pero no es usada. El derroche de energía en el sistema se convierte en calor. Esto no es deseable debido a que el fluido hidráulico se hace más “fino” (menos viscoso) a medida que se calienta. Cuando la película del fluido se vuelve demasiado delgada, no lubrica eficazmente. Esto trae como resultado el aumento acelerado del desgaste. Los conductos del cilindro están bloqueados, por lo que este se mantiene en posición. Esto se debe a la incompresibilidad del fluido que llena las líneas de presión. Este tipo de neutral también podría ser utilizado para controlar un motor. Al igual que el cilindro, el motor se mantiene en posición cuando la válvula está en la posición neutral.

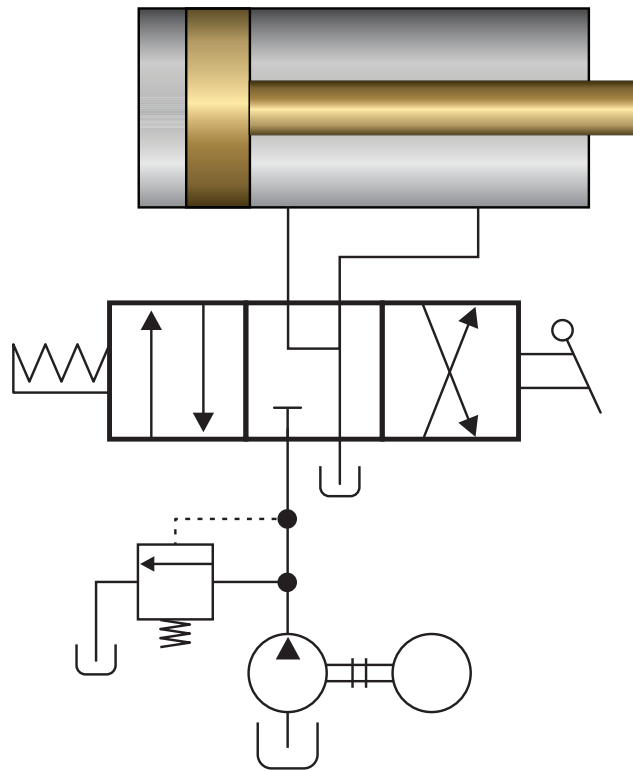


Figura 1.33. Aplicación de la válvula 4/3 neutro cerrado

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

Aplicación de VCD 4/3 (neutral en tándem) para controlar un cilindro de doble efecto: la figura. 1.34 muestra un circuito simple de cilindro. Se permite que el caudal de la bomba fluya de nuevo al tanque a través de la VCD cuando está en el neutro. Esta es una situación muy deseable, debido a que solo la presión en la línea de la bomba se debe a la resistencia al flujo en las líneas y la VCD. Este efecto mantiene la presión baja cuando la válvula está en neutral. En esta situación, se dice que el sistema está descargado debido a que el consumo de energía se reduce. Esto permite un menor gasto energético que un neutral con centro cerrado, pues la misma fuerza el fluido sobre la válvula de alivio de presión a una presión alta. El cilindro se mantiene en posición con un centro en tándem porque el orificio de salida está bloqueado.

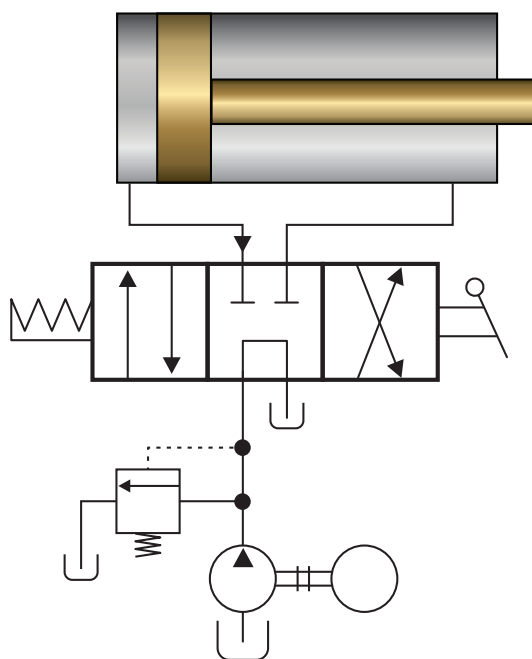


Figura 1.34. Aplicación de la válvula 4/3 - neutro en tándem

Aplicación de VCD 4/3 (neutral flotante) para controlar un motor bidireccional: la figura. 1.35 muestra una válvula de cuatro vías con un neutral flotante para controlar un motor bidireccional. El puerto de presión se bloquea de manera que el caudal de la bomba es forzado a salir por la válvula de alivio de presión. Debido a que ambas salidas están conectadas al tanque, el motor flota o gira libremente cuando la VCD está en neutro. Este tipo de válvula se utiliza en

circuitos de motores, ya que permite que el motor gire durante la parada cuando la válvula se desplaza al neutral. Esto es a menudo preferible con relación a una posición cerrada, porque los motores con frecuencia acumulan una gran cantidad de inercia. Desplazar la válvula a cerrada en esta situación provoca un aumento de presión importante en la línea de salida ya que el motor tiende a seguir girando y trata de empujar el fluido en su salida. Efecto de cambio de *shock*. En algunas aplicaciones, los neutrales de tipo flotador son, en muchos casos, deseables para los circuitos de cilindro en algunas aplicaciones.

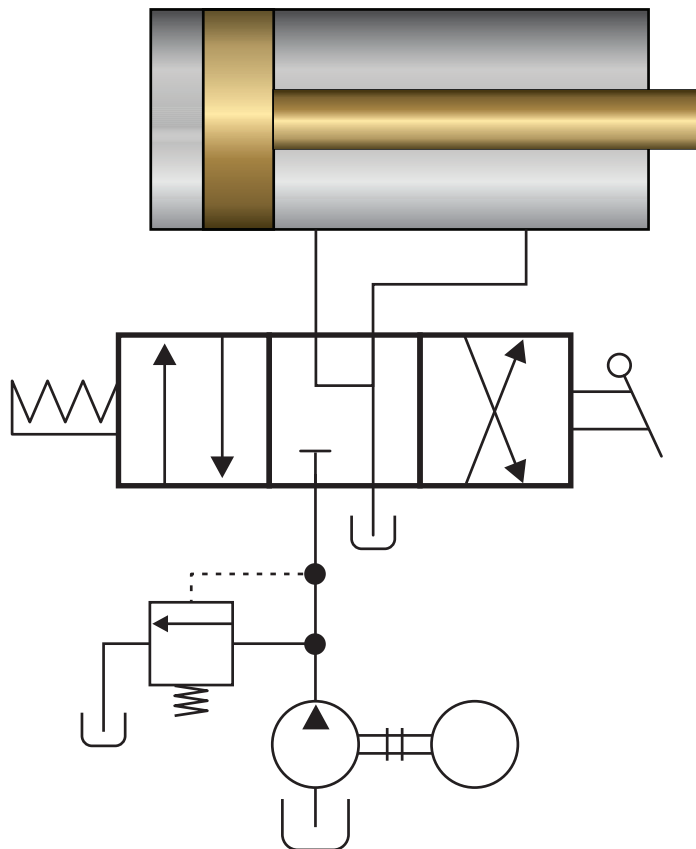


Figura 1.35. Aplicación de la válvula 4/3 - neutro flotante

Aplicación de VCD 4/3 (neutral abierto) para controlar un cilindro de doble efecto: la Fig. 1.36 muestra una válvula de cuatro vías con el neutral abierto para el control de un cilindro. El flujo siempre sigue el camino de menor resistencia, por lo que el flujo de la bomba se retorna al tanque. Debido a que los puertos de salida también están conectados al tanque, el cilindro flota cuando esta válvula está en el punto muerto. Lo anterior es deseable en un circuito en el que una fuerza externa debe posicionar el cilindro cuando está el neutro.

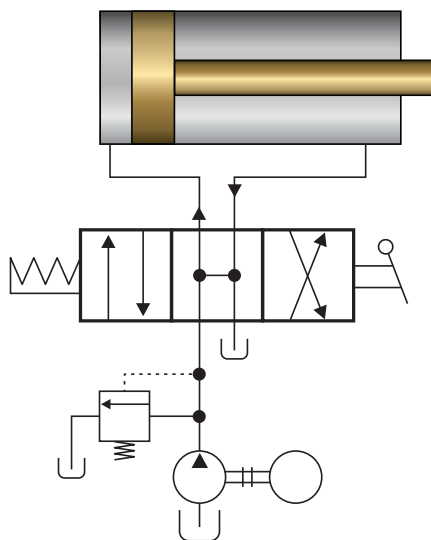


Figura 1.36. Aplicación de la válvula 4/3 vías – neutro abierto

Aplicación de 4/3 VCD (neutral regenerativo) para controlar un cilindro de doble efecto: el neutral regenerativo es considerablemente diferente en su función que los otros tipos. El término regeneración se usa para describir un sistema en el que el retorno es realimentado en el sistema para complementar la potencia de entrada. En este neutral, el puerto de presión está conectado a ambas salidas y el puerto de depósito está bloqueado. La figura. 1.37 muestra una válvula de cuatro vías con un control regenerativo en neutral de un cilindro. Cuando esta válvula se desplaza a la posición intermedia (neutral), la presión de la bomba se aplica a ambos lados del pistón. Debido a que el área de pistón, en el lado del vástago del cilindro es menor que en el lado ciego (del pistón), hay una fuerza neta aplicada para extender el vástago. A medida que el pistón se extiende, se fuerza el flujo de salida desde el lado del vástago de nuevo a la válvula, donde se combina con el flujo de la bomba y va al extremo ciego del cilindro; entonces, se produce un considerable aumento de la velocidad del cilindro. Este es el propó-

sito del neutral regenerativo que, en lugar de enviar el flujo de retorno de nuevo al tanque, lo envía al lado de entrada del cilindro, lo que aumenta su velocidad.

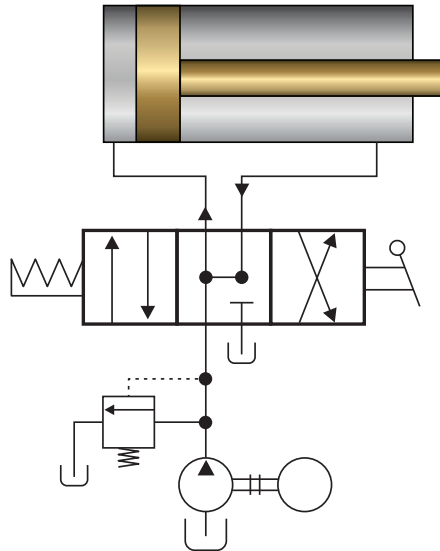


Figura 1.37. Aplicación de la válvula 4/3 – neutro regenerativo

1.6.1.11 Válvula accionada por solenoide

Una VCD de corredera puede accionarse mediante un solenoide, como se muestra en la figura. 1.38. Cuando la bobina eléctrica (solenoide) se activa, crea una fuerza magnética que atrae el inducido en la bobina. Esto hace que el inducido empuje el pasador de empuje para mover el carrito de la válvula.

Al igual que los actuadores mecánicos o pilotos, los solenoides trabajan empujando una aguja, que a su vez acciona un carrito.

Hay dos tipos de diseños de solenoides utilizados para disipar el calor desarrollado por la corriente eléctrica que fluye en la bobina. El primer tipo disipa el calor en el aire circundante, y se conoce como un solenoide en cámara de aire.

En el segundo tipo solenoide en baño de aceite, el pasador de empuje posee un pasillo interno que permite la comunicación del aceite entre la carcasa de la válvula y la carcasa del solenoide. En baño de aceite, los solenoides hacen un mejor trabajo en la disipación de calor, debido a que el aceite frío representa un buen disipador de calor para absorber este del solenoide. El calor puede ser fácilmente eliminado cuando el aceite pasa al sistema hidráulico.

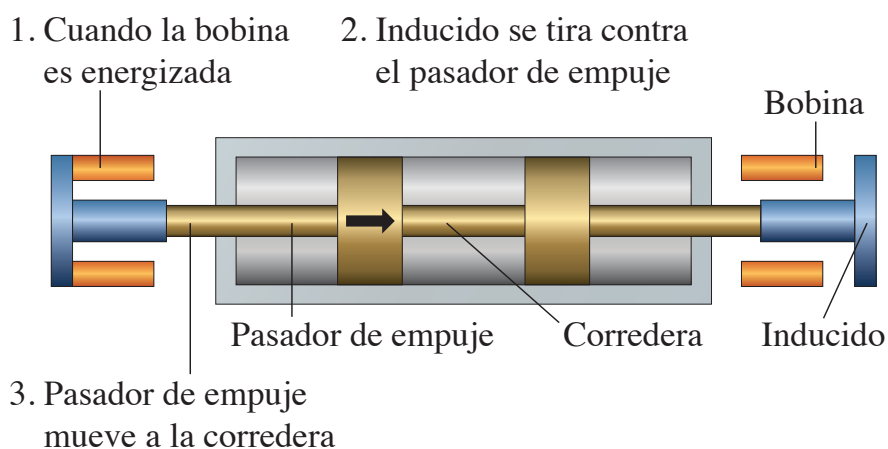


Figura 1.38. Válvula accionada por solenoide

En el caso de los solenoides de corriente continua (CC), la corriente desarrolla un campo magnético de polaridad fija. Los solenoides de CC son prácticamente seguros (no se queman), siempre y cuando se aplique el voltaje correcto. La fuerza del solenoide depende no solo del diseño y la corriente del solenoide, sino también de la posición. Los solenoides comerciales disponibles producen una fuerza de 60 a 70 N. Para una fuerza mayor, el número de vueltas de la bobina o la corriente deben aumentarse proporcionalmente.

Los solenoides de corriente alterna (CA) funcionan de la misma manera que los solenoides de CC, pero sus campos magnéticos están influenciados por la corriente alterna. La fuerza magnética es alta cuando la CA está en su pico positivo o negativo. A medida que la corriente cambia de positivo a negativo, debe pasar a través del neutro donde no hay corriente ni fuerza. Debido a esto, la carga puede empujar el núcleo ligeramente fuera de la posición de equilibrio. Esto se conoce comúnmente como zumbido. Para eliminar este efecto, se utilizan bobinas de sombra (desfasada). Una bobina de sombreado crea su propio campo magnético, pero la corriente producida se retrasa detrás de la corriente de la bobina y por lo tanto ayuda a prevenir el zumbido. Una comparación entre los solenoides de CA y CC se da en la tabla 1.7.

Parámetro	Solenoido CC	Solenoido CA
Tiempo de conmutación	50-60 ms	20 ms
Expetativas de vida útil	20-50 millones de ciclos	10-20 millones de ciclos
Máxima frecuencia de conmutación	Hasta 4 ciclos/s	Hasta 2 ciclos/s
Operación continua	Ilimitada	15-20 min para solenoides secos, 60-80 min para solenoides húmedos
Costo relativo	1	1,2
Tasa de incidencia	10	2

Tabla 1.7. Comparación entre los solenoides de corriente alterna (CA) y de corriente continua (CC).

1.6.1.12 Válvulas de control de dirección operadas por piloto

Las VCD de operación por piloto se utilizan en los sistemas hidráulicos que funcionan a una alta presión. Debido a la alta presión del sistema, la fuerza requerida para accionar la VCD es alta. En tales sistemas, la operación a una alta presión utiliza una pequeña VCD, que se acciona ya sea por un solenoide o manualmente. Esta VCD piloto a su vez utiliza la presión del sistema para accionar la VCD principal, como se muestra en la figura. 1.39.

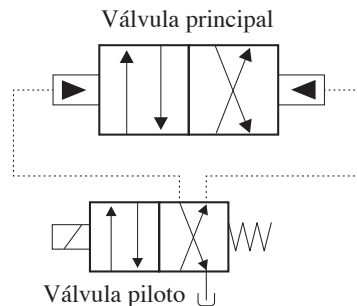


Figura 1.39. VCD operada por piloto

1.6.1.13 Especificaciones de las VCD

Las especificaciones más críticas cuando se selecciona una VCD son sus valores máximos de presión y flujo. Es común que una alta presión sea necesaria para los puertos de presión y de salida y un valor más bajo para la conexión de depósito. Presiones de 200 a 350 bares son típicas para los primeros, mientras que el segundo tiene presiones de solo 30 a 70 bares.

Los diferentes rangos de presión se deben a que el sello del carrete con frecuencia está expuesto a la conexión de depósito, pero no a los otros puertos.

Válvulas que pueden manejar una alta presión en todos sus puertos también están disponibles. Utilizarlas por encima de la presión nominal puede causar un aumento de las fugas y daños permanentes a la válvula.

El caudal se determina en gran parte por el tamaño de la propia válvula. Las válvulas más grandes pueden manejar caudales más grandes, pero son pesadas y caras. Las válvulas estándar manejan caudales entre 30 y 450 litros por minuto. El funcionamiento de una VCD por encima del caudal máximo trae como resultado más probable una gran caída de presión a través de la válvula. Esta pérdida de energía se convierte en calor. La operación por encima del rango del caudal máximo conduce a un daño permanente de la propia válvula.

Al seleccionar una VCD para una determinada aplicación, también nos estaremos informando de la caída de presión a través de la válvula a un caudal determinado. Los fabricantes suelen proporcionar gráficos que relacionan la caída de presión con el caudal a través de la válvula para cada modelo. Curvas separadas se dan para diferentes conexiones de puerto a puerto. Estas curvas representan los datos para un fluido y una viscosidad particular. Los fabricantes a menudo dan un factor de corrección para fluidos a otras viscosidades. Para un caudal dado, un fluido con una viscosidad más alta tiene una caída de presión más alta.

1.6.2 Válvulas de control de presión

La energía hidráulica se produce cuando el motor primario (generalmente un motor eléctrico) acciona la bomba; y, la presión hidráulica se desarrolla por la resistencia al flujo de la bomba. Por consiguiente, el sistema hidráulico sufre daños si el caudal de la bomba no se redirige o recircula de vuelta al tanque, durante los períodos sin acción del circuito. Estos períodos surgen por la parada del actuador, .

o al alcanzar el final de la carrera, o por la secuencia del circuito, o durante los períodos de retardo de tiempo de la secuencia del circuito

Con el fin de evitar daños del sistema hidráulico, pérdidas de potencia y sobrecalentamiento del fluido hidráulico, los diseñadores del circuito utilizan una variedad de sistemas inteligentemente diseñados para controlar la presión máxima del sistema y el caudal de la bomba durante los períodos de no acción.

Las válvulas de control de presión se utilizan en los sistemas hidráulicos para controlar la fuerza en el actuador ($\text{fuerza} = \text{presión} \times \text{área}$) y para determinar y seleccionar los niveles de presión a la que ciertas operaciones de la máquina deben ocurrir. Los controles de presión se utilizan principalmente para realizar las siguientes funciones del sistema:

- La limitación de la presión máxima del sistema en un nivel seguro.
- La regulación / reducción de la presión en ciertas partes del circuito.
- Descarga de la presión del sistema.
- Ayudar a la operación secuencial de los actuadores en un circuito con control de presión.
- Cualquier otra función relacionada con la presión en virtud del control de presión.

Las válvulas de control de presión en diversos casos son difíciles de identificar, principalmente a causa de los muchos nombres descriptivos dadas a ellas. La función de la válvula en el circuito por lo general se convierte en la base para su nombre. Las válvulas utilizadas para llevar a cabo las funciones del sistema antes mencionadas, por tanto, reciben los siguientes nombres:

- Válvula de alivio de presión.
- Válvula de reducción de presión.
- Válvula de descarga.
- Válvula de contrapresión (*counterbalance*).
- Válvula de secuencia.

1.6.2.1 Válvulas de alivio de presión (seguridad)

Las válvulas de alivio de presión limitan la presión máxima en un circuito hidráulico, proporcionando una ruta alternativa para el flujo del fluido cuando la presión alcanza un nivel preestablecido. Todos los circuitos con bomba de volumen fijo requieren una válvula de alivio para proteger el sistema de un exceso de presión. Las bombas de cilindrada constante deben mover el fluido cuando giran. Cuando una bomba se descarga a través de un circuito de centro abierto, o los actuadores están en movimiento, el movimiento del fluido no es un problema. Una válvula de alivio es esencial cuando los actuadores se detienen con la válvula direccional, aún en posición desplazada.

Una válvula de alivio es similar a un fusible en un sistema eléctrico. Cuando el amperaje del circuito se mantiene por debajo del amperaje del fusible, todo está bien. Cuando el amperaje del circuito intenta superar el amperaje del fusible, el fusible se funde y desactiva el circuito. Ambos dispositivos protegen el sistema del exceso de presión/corriente por mantenerla por debajo de un valor preestablecido. La diferencia es que cuando un fusible eléctrico se funde, se debe restablecer o sustituir por el personal de mantenimiento; mientras que, en un circuito hidráulico, una válvula de alivio se abre y pasa fluido cuando la presión excede su ajuste. La válvula se cierra de nuevo cuando la presión cae. Esto significa que una válvula de alivio puede dejar pasar en cualquier momento el fluido, o todo el tiempo, sin la intervención del personal de mantenimiento. Muchos circuitos con bombas de cilindrada fija dependen de esta capacidad de derivación durante el ciclo, e incluso de la derivación de un poco de líquido durante el tiempo inactivo. Un circuito bien diseñado nunca deriva fluido a menos que haya un fallo de funcionamiento. Esto elimina la mayoría de los problemas de sobrecalentamiento, con un consecuente ahorro de energía.

Hay dos diseños diferentes de válvulas de seguridad: de acción directa y operada por piloto. Ambos tipos tienen ventajas, y funcionan mejor en ciertas aplicaciones.

Válvula simple de alivio de presión (acción directa)

El tipo más ampliamente utilizado de la válvula de control de presión es la válvula de alivio de presión, ya que se encuentra en prácticamente todos los sistemas hidráulicos. El esquema de la válvula de alivio sencilla se muestra en

la figura. 1.40. Normalmente es una válvula cerrada, cuya función es limitar la presión a un valor máximo especificado, desviando el flujo de la bomba de vuelta al tanque. Una válvula de retención se mantiene cerrada dentro de la válvula mediante un resorte pesado. Cuando la presión del sistema alcanza un valor suficientemente alto, la válvula de vástago es forzada fuera de su asiento. Esto permite el flujo a través de la salida al depósito siempre y cuando este nivel de alta presión se mantenga. El tornillo de ajuste externo, varía la fuerza del muelle y, por tanto, la presión a la que la válvula comienza a abrir (presión de apertura) (fig. 1.41).

Cabe señalar que la válvula de vástago debe abrirse lo suficiente para permitir el flujo completo de la bomba. La presión que existe en el flujo de la bomba puede ser sustancialmente mayor que la presión de apertura. La presión para el caudal de la bomba es el nivel de presión que se especifica cuando se refiere al ajuste de presión de la válvula. Es el máximo nivel de presión permitido por la válvula de alivio.

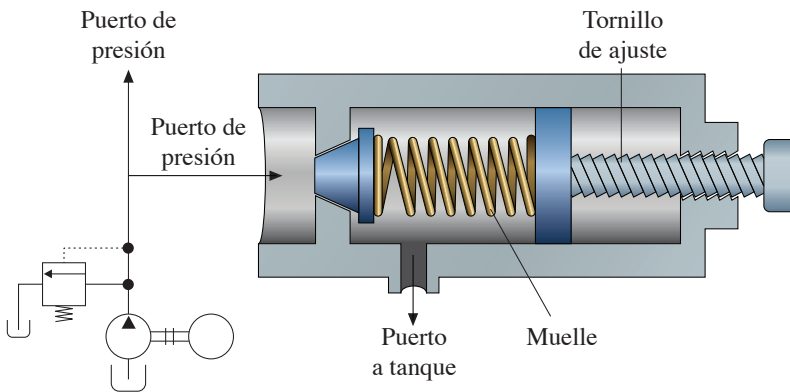


Figure 1.40. Válvula de alivio de presión simple

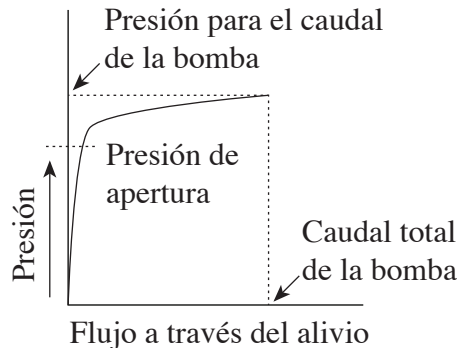


Figura 1.41. Características de una válvula de alivio

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

Si el sistema hidráulico no acepta ningún flujo, entonces todo el caudal de la bomba debe volver al depósito a través de la válvula de alivio. La válvula de alivio de presión proporciona protección contra cualquier sobrecarga experimentada por los actuadores en el sistema hidráulico. Por supuesto, una válvula de alivio no es necesaria si se utiliza una bomba de paletas de presión compensada. Obviamente, una importante función de una válvula de alivio de presión es limitar la fuerza o par de torsión producido por cilindros hidráulicos o motores.

La principal ventaja de las válvulas de alivio de acción directa, en comparación con las válvulas de alivio accionadas por piloto, es que responden muy rápidamente a la acumulación de presión. Debido a que solo hay una parte móvil en una válvula de alivio de acción directa, se puede abrir rápidamente, minimizando así los picos de presión.

Válvula de alivio de presión compuesta (válvula de alivio de presión operada por piloto, de acción indirecta)

Una válvula de alivio de presión accionada por piloto consta de una válvula de alivio auxiliar pequeña (piloto) y la válvula de alivio principal como se muestra en la figura. 1.42. Se opera en un proceso de dos etapas:

1. La válvula de alivio auxiliar se abre cuando se alcanza una presión máxima preestablecida.
2. Cuando la válvula de alivio auxiliar se abre, hace que la válvula de alivio principal se abra.

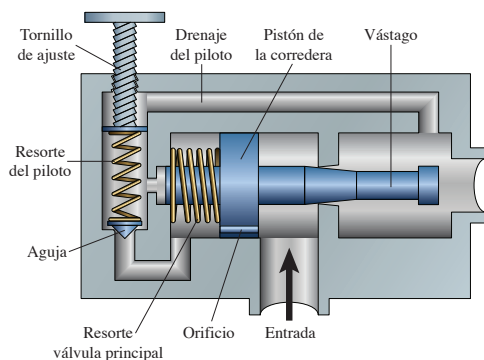


Figura 1.42. Válvula de alivio compuesta.

La válvula de alivio de presión accionada por piloto tiene un puerto de presión que está conectado a la línea de la bomba y el puerto del tanque (salida) está conectado al tanque. La válvula de alivio piloto es de tipo de asiento. La válvula de alivio principal consiste en un pistón y un vástago. El pistón de alivio principal tiene un orificio perforado a través de él. El pistón tiene áreas iguales expuestas a la presión en la parte superior e inferior y está en una condición de equilibrio, debido a la igualdad de fuerza que actúa en ambos lados. Se mantiene estacionario en la posición cerrada. El pistón tiene un muelle de empuje ligero para asegurar que se mantenga cerrado. Cuando la presión es inferior a la de ajuste de la válvula de alivio, el flujo de la bomba pasa al sistema. Si la presión en el sistema se vuelve lo suficientemente alta, se mueve el cono de pilotaje de su asiento. Una pequeña cantidad de flujo comienza a pasar por la línea piloto de vuelta al tanque. Una vez que comienza el flujo a través del orificio del pistón y línea piloto, una caída de presión se induce a través del pistón, debido a la restricción del orificio del pistón. Esta caída de presión a continuación, hace que el pistón y el vástago se levanten de sus asientos y el flujo vaya directamente desde el puerto de presión al tanque.

Las ventajas de las válvulas de alivio de presión de operación piloto en comparación con las válvulas de alivio de presión de acción directa son las siguientes:

1. Las válvulas de alivio de presión de operación piloto son generalmente más pequeñas que las de acción directa para la misma configuración de flujo y presión.
2. Tienen una gama más amplia de ajustes de presión máxima que las válvulas de alivio de presión de acción directa.
3. Estas se pueden utilizar mediante un mando a distancia mientras que las válvulas de alivio de presión de acción directa no pueden.

El símbolo gráfico de una válvula de alivio de presión se muestra en la figura 1.43. El símbolo indica que la válvula está normalmente cerrada (la flecha está fuera de la línea). En un lado de la válvula, la presión se alimenta —la línea de trazos— para tratar de abrir la válvula, mientras que, en el otro lado, el muelle intenta mantenerla ajustada, lo que permite el ajuste del nivel de presión a la que se abre la válvula de alivio. La flecha a través del resorte significa que es ajustable, permitiendo el ajuste del nivel de presión a la que se abre la válvula de alivio.

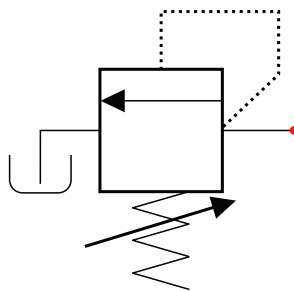


Figura 1.43. Representación simbólica de una válvula de alivio de presión simple

1.6.2.2 Válvula reductora de presión

El segundo tipo de válvula es una válvula de reducción de presión. Este tipo de válvula —que está normalmente abierta— es utilizada para mantener presiones reducidas en los lugares específicos de los sistemas hidráulicos. Se acciona por la presión aguas abajo y tiende a cerrarse cuando esta presión alcanza el ajuste de la válvula. El diagrama esquemático de la válvula de reducción de presión se muestra en la figura. 1.44; la representación simbólica se muestra en la figura. 1.45.

Una válvula reductora de presión utiliza un carrete cargado por resorte para controlar la presión aguas abajo. Si la presión aguas abajo es inferior al ajuste de la válvula, el fluido fluye libremente desde la entrada hasta la salida. Nótese que hay un paso interno de la toma que transmite la presión de salida en el extremo del carrete frente al muelle. Cuando la presión de salida aumenta (aguas abajo) hasta el ajuste de la válvula, el carrete se mueve (sube) para bloquear parcialmente el orificio de salida. Solo el flujo necesario pasa a la salida para mantener el nivel de presión preestablecido. Si la válvula se cierra por completo, las fugas más allá del carrete hacen que la presión aguas abajo se incremente por encima del ajuste de la válvula. Esto se evita permitiendo un drenaje continuo al tanque a través de una línea de drenaje separada para el tanque.

El flujo libre en sentido inverso a través de la válvula solo es posible si la presión supera la regulación de la válvula. De lo contrario la válvula se cierra, lo que hace imposible el flujo inverso. Por lo tanto, las válvulas reductoras de presión están a menudo equipadas con una válvula de retención de flujo libre en sentido inverso.

Las fuerzas externas que actúan sobre un actuador lineal aumentan la presión entre la válvula de reducción de presión y el actuador. En algunos sistemas, es deseable aliviar el exceso de fluido del sistema secundario al tanque, con el fin de mantener una presión constante aguas abajo, independientemente de tales fuerzas externas.

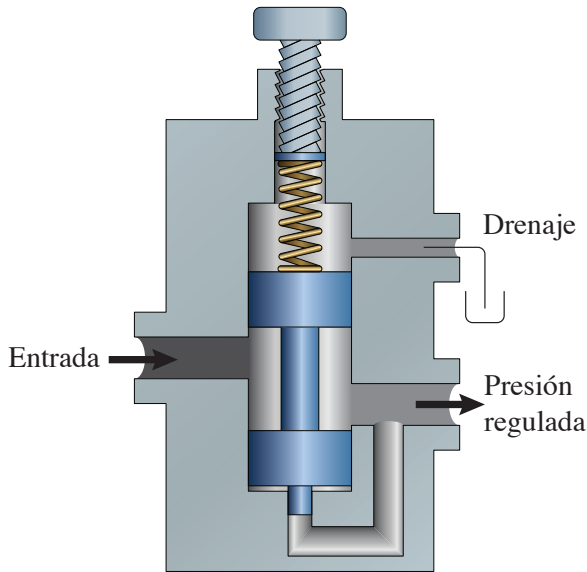


Figura 1.44. Válvula reductora de presión

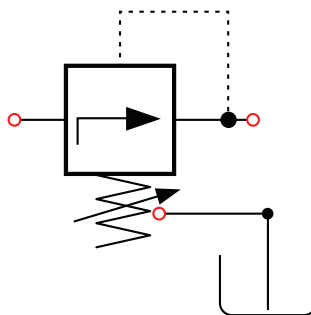


Figura 1.45. Representación simbólica de una válvula reductora de presión

Una válvula reductora está normalmente abierta. Se detecta la presión aguas abajo. Tiene un drenaje externo. Este es representado por una línea conectada

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

desde el puerto de drenaje de la válvula al depósito. El símbolo muestra que la cavidad del muelle tiene un drenaje al tanque.

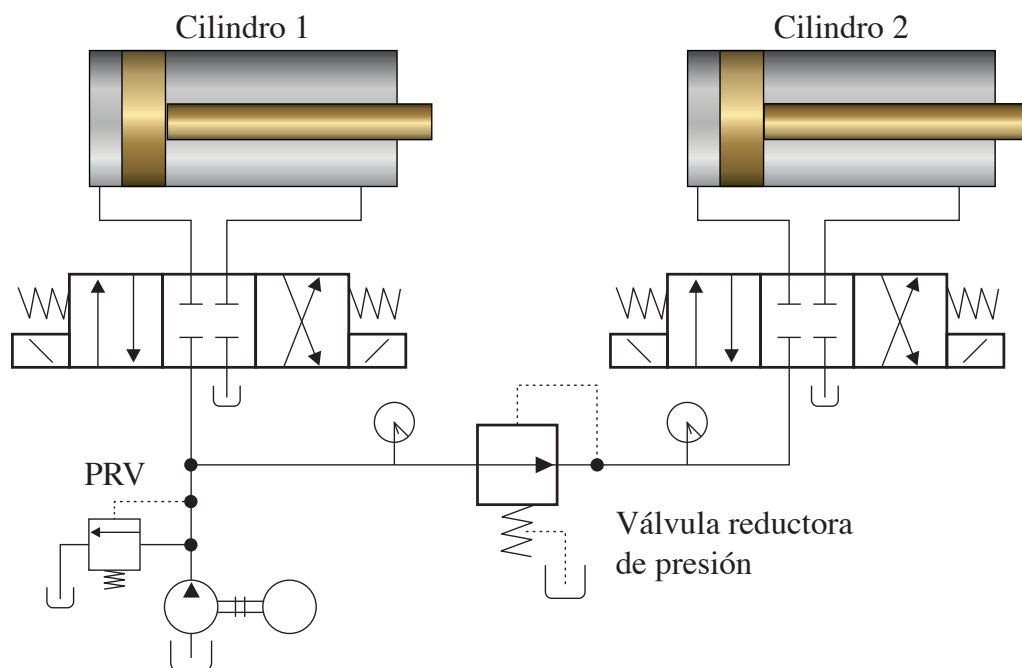


Figura 1.46. Aplicación de una válvula reductora de presión

La figura. 1.46 muestra una aplicación de una válvula reductora de presión. Aquí dos cilindros están conectados en paralelo. El circuito está diseñado para operar a una presión máxima p_1 , que se determina por el ajuste de la válvula de alivio (PRV). Esta es la presión máxima a la que opera el cilindro 1. Por la función de la máquina, el cilindro 2 se limita a la presión p_2 ($p_2 < p_1$). Esto se puede lograr mediante la colocación de una válvula de reducción de presión en el circuito en la ubicación que se muestra en la figura. 1.46. Si la presión en el circuito del cilindro 2 se eleva por encima de p_2 , la válvula reductora de presión se cierra parcialmente para crear una caída de presión a través de la válvula. Después, la válvula mantiene la caída de presión de modo que la presión de salida no pueda elevarse por encima del ajuste p_2 . La desventaja de este método es que la caída de presión en la válvula reductora causa pérdidas de energía que están siendo convertidas en calor. Si el ajuste de presión de la válvula de reducción se establece muy bajo en relación con la presión en el resto del sistema, la caída de presión es muy alta, lo que resulta en exceso de calentamiento del fluido.

1.6.2.3 Válvula de descarga

La Fig. 1.47 muestra la aplicación de la válvula de descarga en una prensa de perforación. Es un circuito que utiliza una bomba de alta presión y bajo caudal en conjunto con una bomba de alto caudal y baja presión. En una prensa de perforación, el cilindro hidráulico debe extenderse rápidamente sobre una gran distancia con requisitos de baja presión y alto caudal.

Las válvulas de descarga son dispositivos de control de la presión que se utilizan para enviar el exceso de fluido al tanque a poca o ninguna presión. Una aplicación común se encuentra en los circuitos de bombeo alto-bajo, en los que dos bombas mueven un actuador a alta velocidad y baja presión, y posteriormente el circuito se desplaza con una sola bomba que proporciona una alta presión para llevar a cabo el trabajo. Otra aplicación es el envío del exceso de flujo desde el extremo del pistón de un cilindro de gran tamaño al tanque cuando el cilindro se retrae. Esto hace que sea posible el uso de una válvula de control direccional más pequeña, menos costosa, manteniendo una caída de presión baja.

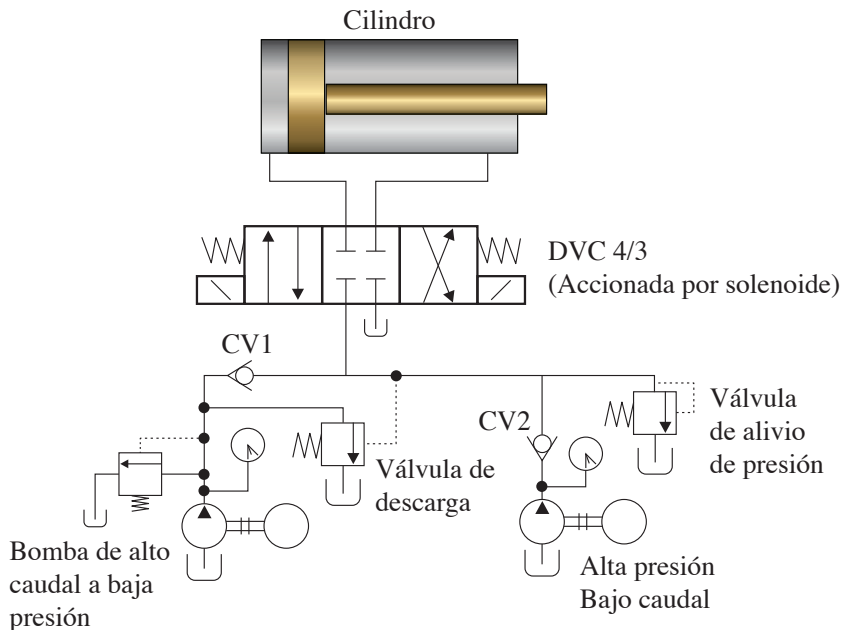


Figure 1.47. Aplicación de la válvula de descarga en una prensa de perforación (circuito de alto-bajo)

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

Esta rápida extensión del cilindro se produce sin carga externa (cuando la herramienta de perforación se acerca a la chapa). Pero durante la operación de perforación para un movimiento corto, los requisitos de presión son altos debido a la carga de punzonamiento. Durante este recorrido del cilindro se necesita de alta presión y bajo caudal

Cuando comienza la operación de perforación, el aumento de la presión abre la válvula de descarga para descargar la bomba de baja presión. Como es conocido, el propósito de la válvula de alivio es proteger la bomba de alta presión de sobrepresión en el extremo de la carrera del cilindro y cuando la válvula de control de dirección (VCD) está en su modo centrado por el muelle. La válvula cheque protege a la bomba de baja presión de la alta presión que se produce durante la operación de perforación, en el extremo de la extensión del cilindro y cuando la VCD está en su modo centrado por muelle.

El circuito anterior dado en la figura. 1.47 elimina la necesidad de tener una bomba muy cara de alta presión y alto caudal.

1.6.2.4 Válvula de contrapresión

El esquema de la válvula de contrapeso se muestra en la figura. 1.48. Estas válvulas son normalmente cerradas y son utilizadas principalmente para mantener una contrapresión en un cilindro vertical para evitar que se caiga debido a la gravedad. Su uso se justifica en evitar una carga de aceleración sin control. Esta situación puede ocurrir en cilindros verticales, en los que la carga es un peso. Esto puede dañar la carga o incluso el propio cilindro cuando la carga se detiene rápidamente al final del recorrido.

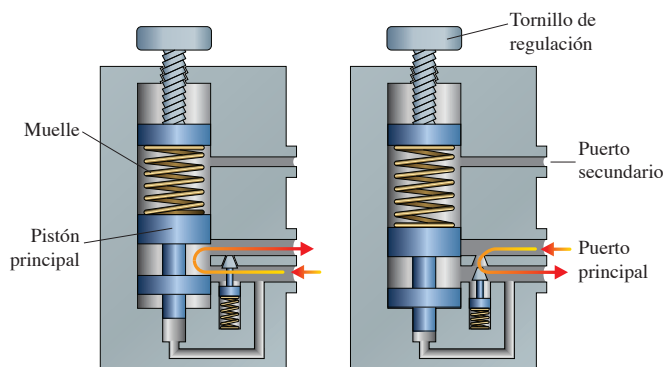


Figura 1.48. Válvula de contrapresión

El puerto principal de la válvula está conectado al extremo de la varilla del cilindro y el puerto secundario a la válvula de control direccional. El ajuste de la presión es ligeramente superior a la requerida para mantener la carga de la caída libre.

Cuando el fluido a presión fluye al extremo del pistón del cilindro, este se extiende, aumentando la presión en el extremo del vástago y causando el desplazamiento del pistón principal de la válvula de frenado. Esto crea un camino que viabiliza que el fluido fluya por el puerto secundario a través de la válvula de control direccional y al depósito. Cuando la carga se eleva, la válvula de retención integrada se abre para permitir que el cilindro se retraiga libremente.

Si es necesario, para aliviar la presión de retorno en el cilindro y aumentar la fuerza en la parte inferior de la carrera, la válvula de frenado puede ser operada de forma remota. Las válvulas de contrapresión son por lo general con drenaje interno.

Cuando el cilindro se extiende, la válvula debe abrirse y su puerto secundario debe estar conectado al depósito. Cuando el cilindro se retrae, poco importa que la presión de carga se sienta en el paso de drenaje debido a que la válvula de retención elude el pistón de la válvula. El símbolo gráfico de una válvula de contrapresión se muestra en la figura. 1.49.

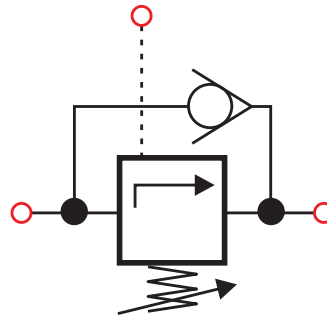


Figura 1.49. Representación simbólica de una válvula de contrapresión.

Las válvulas de contrapresión se utilizan comúnmente para contrapesar un peso o fuerza externa, tales como: una placa o una prensa, y evitar su caída libre. La figura 1.50 ilustra el uso de una válvula de contrapresión para mantener un cilindro montado verticalmente en la posición de arriba, mientras la bomba funciona a ralentí; es decir, cuando la VCD está en su posición central. Durante el movimiento del cilindro hacia abajo, la válvula de contrapresión está regulada para abrirse a una presión ligeramente por encima de la presión requerida, para

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

mantener el pistón arriba (una válvula de retención no permite el flujo en esta dirección). La señal de control, para la válvula de contrapresión, se puede obtener desde el extremo del pistón o del vástago del cilindro.

Si la presión piloto es derivada del extremo del vástago, el ajuste de presión de la válvula de contrapresión se basa en la relación de la carga y la superficie anular del cilindro; si es derivada del lado del pistón, el ajuste de presión se basa en la relación de la carga y el área del pistón. Esta presión es menor y, por lo tanto, por lo general, es derivada desde el extremo en blanco del cilindro. Esto permite que el cilindro sea forzado hacia abajo cuando se aplica presión en la parte superior. Se utiliza la válvula de retención para levantar el cilindro, ya que la válvula de contrapresión está cerrada en esta dirección. La válvula de control direccional descarga la bomba.

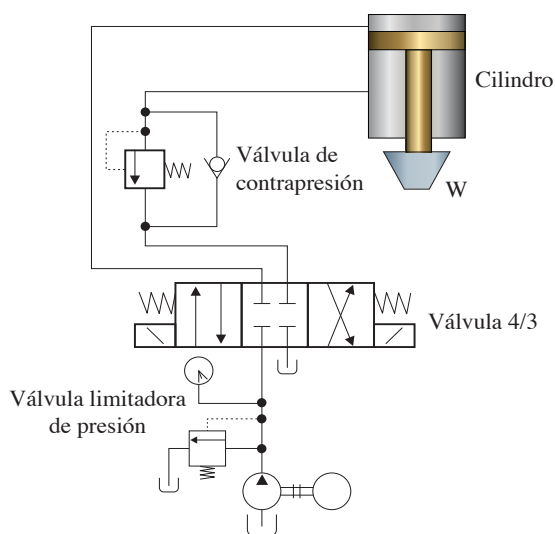


Figura 1.50. Aplicación de una válvula de contrapresión

1.6.2.5 Válvula de secuencia

Una válvula de secuencia es una válvula de control de presión que se utiliza para forzar a dos actuadores a operar en secuencia. Son similares a las válvulas de alivio de presión.

El diagrama esquemático de la válvula de secuencia se muestra en la figura. 1.51.

En lugar de enviar el flujo de vuelta al depósito, una válvula de secuencia permite el flujo a una rama del circuito, cuando se alcanza la presión ajustada. La válvula de retención permite que la válvula de secuencia se omita en la dirección inversa.

La válvula de secuencia tiene una línea de drenaje externo; por lo tanto, una línea se debe conectar al puerto de drenaje de la válvula al tanque. El símbolo de una válvula de secuencia se muestra en la figura. 1.52.

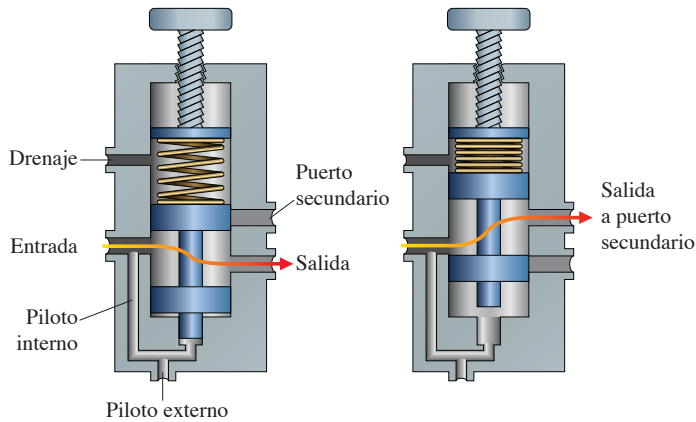


Figura 1.51. Válvula de secuencia

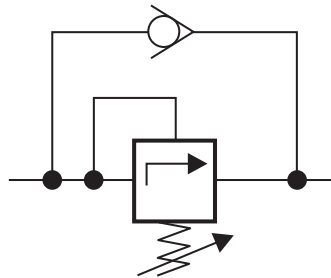


Figura 1.52. Válvula secuencia con válvula de retención

Aplicación de una válvula de secuencia

El circuito hidráulico mostrado en la figura. 1.53 es un ejemplo de una aplicación de una válvula de secuencia en la que un cilindro de sujeción se extiende, primero para sostener una pieza; y, luego un segundo cilindro lo hace para doblar la pieza en la forma deseada.

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

En este circuito, dos cilindros están conectados en paralelo. Sin la válvula de secuencia, estos cilindros se extenderían juntos, si ambos están descargados. Para que este circuito funcione correctamente, el cilindro de sujeción debe extenderse completamente antes de que el cilindro de doblado comience a hacerlo. La válvula de secuencia lleva a cabo esto, no permite el flujo en la rama de cilindro de doblado hasta que el cilindro de sujeción haya alcanzado el final de su carrera. Cuando el cilindro de sujeción se extiende completamente, la presión se eleva y abre la válvula de secuencia, permitiendo así que el cilindro de plegado se extienda. La válvula de secuencia debe estar ajustada lo suficientemente alto, de modo que se abra solamente después de la extensión completa del cilindro de sujeción.

Durante la retracción de los cilindros, la válvula de retención 2 asegura que el cilindro de doblado se recoja primero y posteriormente el cilindro de sujeción. La válvula de secuencia 1 no tiene ningún efecto en el circuito en esta situación al pasar el fluido por la válvula de retención.

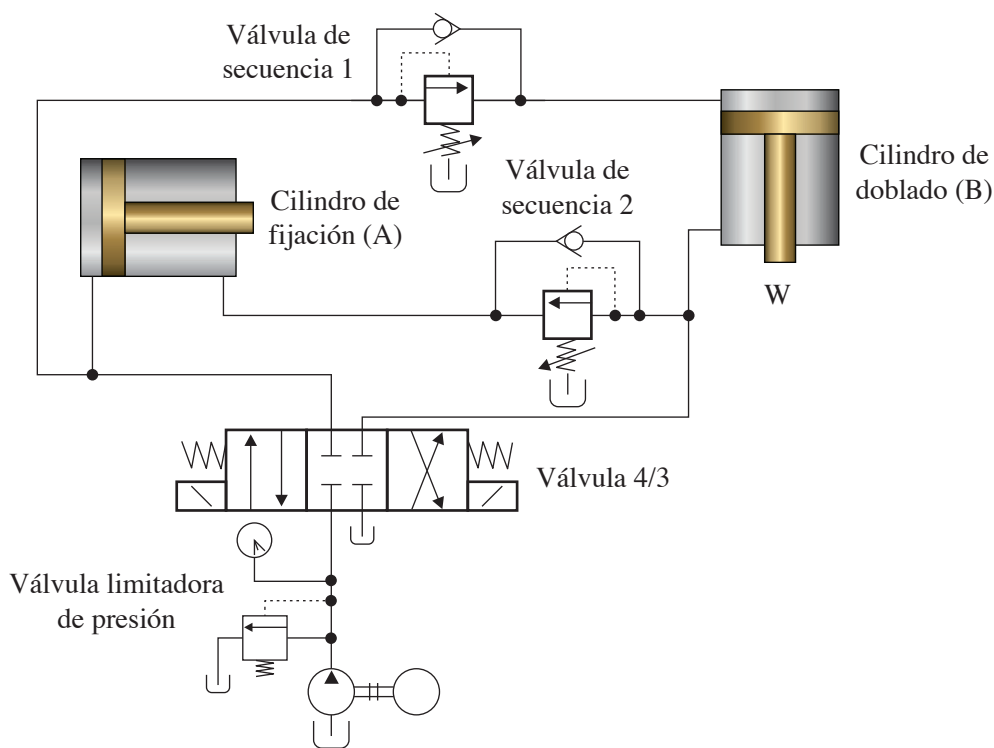


Figura 1.53. Aplicación de una válvula de secuencia

1.6.3 Válvulas de control de flujo

Las válvulas de control de flujo, como su nombre indica, controlan la tasa de flujo de un fluido a través de un circuito hidráulico. Las válvulas de control de flujo limitan, con precisión, el caudal de la bomba de desplazamiento fijo hacia o desde los circuitos alimentados. Su función es la de proporcionar un control de la velocidad de los actuadores lineales, o el control de la velocidad de actuadores rotativos. Aplicaciones típicas incluyen: la regulación de la velocidad de corte de la herramienta, velocidad del husillo, velocidades de la rectificadora plana, y la velocidad de desplazamiento de cargas soportadas verticalmente que se mueven hacia arriba y hacia abajo en montacargas y elevadores de volteo. Las válvulas de control de flujo también permiten a una bomba de desplazamiento fijo alimentar dos o más subcircuitos a diferentes caudales de manera prioritaria.

1.6.3.1 Funciones de las válvulas de control de flujo

Las válvulas de control de flujo tienen varias funciones, algunas de las cuales se enumeran a continuación:

1. Regular la velocidad de los actuadores lineales y rotativos: controlan la velocidad del pistón, que depende del caudal de flujo y el área del pistón:

Velocidad del pistón (V_p) (m/s) = Caudal en el actuador (m^3/s)/Área del pistón (m^2)

$$\rightarrow v = Q / A$$

2. Regular la potencia disponible para los subcircuitos mediante el control del flujo a ellos:

$$\text{Potencia (W)} = \text{Caudal (m}^3/\text{s)} \times \text{Presión (N/m}^2\text{)} \rightarrow P = Q \times P$$

3. Proporcionalmente dividir o regular el caudal de la bomba a diferentes ramas del circuito: se transfiere la potencia desarrollada por la bomba principal a diferentes sectores del circuito para gestionar múltiples tareas, si fuera necesario.

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

Un orificio parcialmente cerrado o válvula de control de flujo en una línea de presión hidráulica hace resistencia al caudal de la bomba. Esta resistencia aumenta la presión aguas arriba del orificio al nivel del ajuste de la válvula de alivio, y cualquier exceso de flujo de la bomba pasa a través de la válvula de alivio al tanque (fig. 1.54).

Con el fin de entender la función y el funcionamiento de los dispositivos de control de flujo, hay que comprender los diversos factores que determinan el caudal (Q) a través de un orificio o estrangulador. Estos están dados por:

1. Área de la sección transversal del orificio.
2. Forma del orificio (redondo, cuadrado o triangular).
3. Longitud de la restricción.
4. Diferencia de presión a través del orificio (Δp).
5. Viscosidad del fluido.

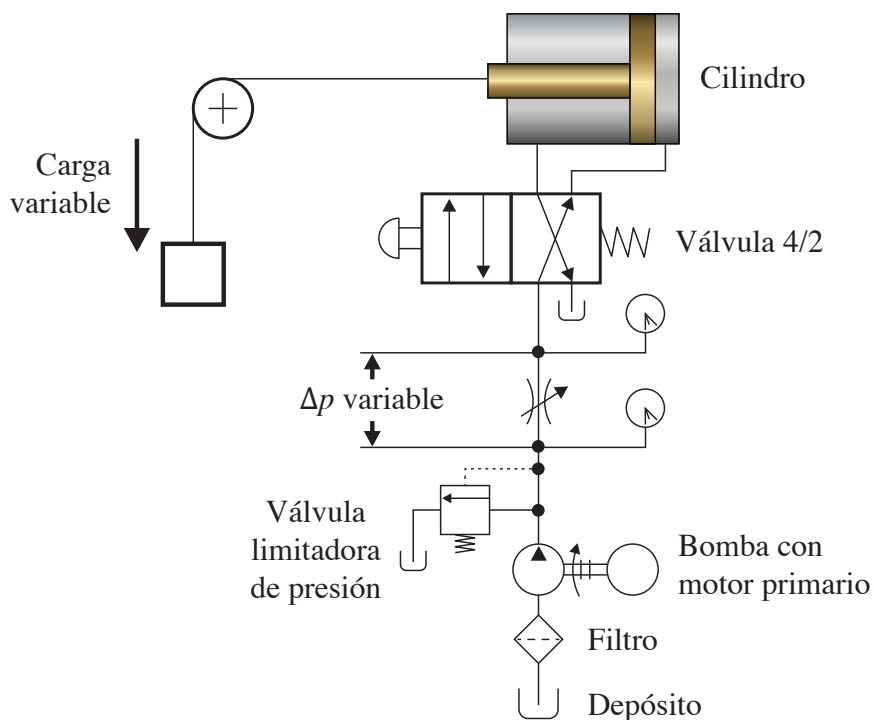


Figura 1.54. Válvulas de control de flujo de tipo estrangulador simple

Por lo tanto, la ley que rige el caudal a través de un orificio dado puede ser aproximadamente definida como:

$$Q^2 \propto \Delta p \quad (1.11)$$

Esto implica que cualquier variación en la presión aguas arriba o aguas abajo del orificio cambia la diferencia de presión Δp y, por lo tanto, el caudal a través del orificio (fig. 1.55).

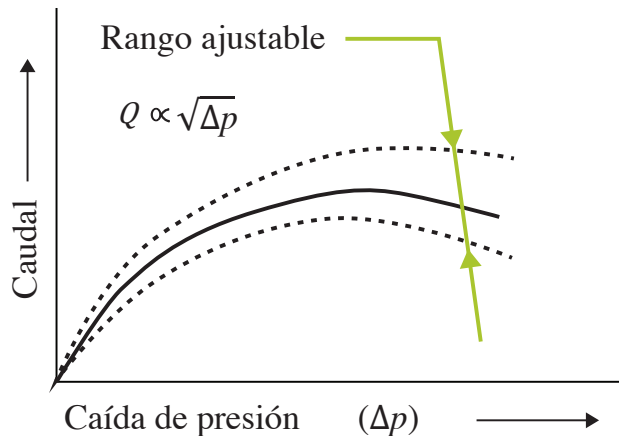


Figura 1.55. Variación del caudal con la caída de presión

1.6.3.2 Clasificación de las válvulas de control de flujo

Las válvulas de control de flujo se pueden clasificar de la siguiente manera:

1. No compensada por presión.
2. Compensada por presión.

Válvulas no compensadas por presión

Las válvulas de control de flujo no compensadas por presión se utilizan cuando la presión del sistema es relativamente constante y la exactitud de las velo-

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

tidades no es demasiado crítica. El principio de funcionamiento detrás de estas válvulas es que el flujo a través de un orificio se mantiene constante si la caída de presión a través de ella sigue siendo la misma. En otras palabras, el caudal a través de un orificio depende de la caída de presión a través de él.

La desventaja de estas válvulas se presenta a continuación: la presión de entrada es la presión de la bomba que permanece constante; por lo tanto, la variación de presión se produce en la salida, que se define por la carga de trabajo. Esto implica que el caudal depende de la carga de trabajo. Esto ocasiona que, la velocidad del pistón no se puede definir con precisión con el uso de estas válvulas cuando la carga de trabajo varía.

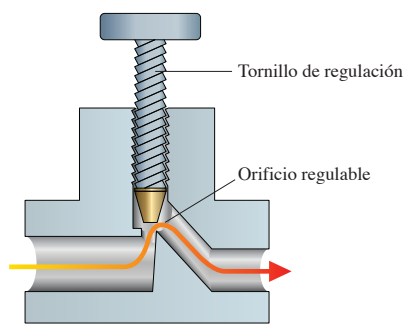


Figura 1.56. Válvula de control de flujo tipo aguja de presión no compensada

El esquema de la válvula de control de flujo de tipo aguja no compensada por presión se muestra en la figura. 1.56. Es el tipo más simple de la válvula de control de flujo. Se compone de un tornillo —y la aguja— dentro de una estructura similar a un tubo. Tiene un orificio ajustable que se puede utilizar para reducir el flujo en el circuito. El tamaño del orificio se ajusta girando el tornillo de ajuste que sube o baja la aguja. Para una posición de apertura dada, una válvula de aguja se comporta como un orificio. Por lo general, existen nomogramas que están disponibles y permiten la determinación rápida del caudal controlado para diferentes ajustes de las válvulas y caídas de presión.

A veces, las válvulas de aguja vienen con una válvula de retención integrada, para controlar el flujo en una dirección solamente. La válvula de retención permite el flujo libre en el sentido opuesto sin restricciones. Como se muestra en la figura. 1.57, solo el flujo de A hacia B se controla mediante la aguja. En el otro sentido (B hacia A), la válvula de retención permite el flujo del fluido sin restricciones.

Válvulas de presión compensada

El flujo en las válvulas de control de flujo con presión compensada resuelve la dificultad causada por la variación del caudal, con los cambios en la presión del sistema. Esto se logra a través de un carrete compensador de resorte, que reduce el tamaño del orificio cuando la caída de presión aumenta. Una vez que se ajusta la válvula, el compensador de presión actúa para mantener la caída de presión casi constante. Funciona como una especie de mecanismo de retroalimentación de la presión de salida. Así, se mantiene el flujo a través del orificio casi constante.

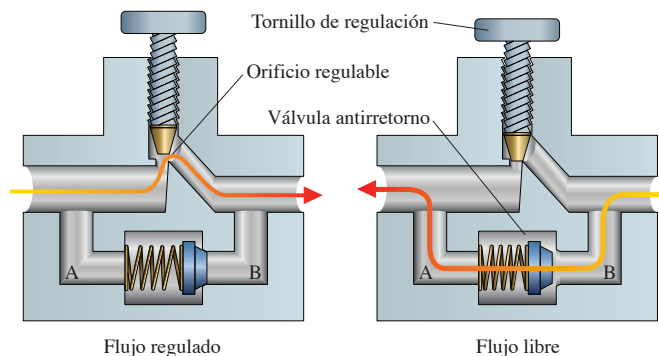


Figura 1.57. Válvula de control de flujo con una válvula de retención integrada

El esquema de una válvula de control de flujo de presión compensada se muestra en la figura. 1.58, y su símbolo gráfico en la figura. 1.59. Estas válvulas constan de un pistón (corredera) principal y un carrete compensador. El tornillo de ajuste controla la posición del pistón principal, que controla el tamaño del orificio en la salida. La presión aguas arriba llega a la válvula por la línea piloto A. Del mismo modo, la presión aguas abajo es llevada hacia el lado derecho del carrete compensador a través de la línea piloto B. El resorte compensador empuja el carrete, de modo que tiende hacia la posición de apertura total. Si la caída de presión a través de la válvula aumenta; es decir, aumenta la presión aguas arriba, en relación con la presión aguas abajo, el carrete compensador se mueve hacia la derecha contra la fuerza del muelle. Esto reduce el flujo que, a su vez, reduce la caída de presión; dicho en otras palabras: se trata de alcanzar una posición de equilibrio en lo que al flujo se refiere.

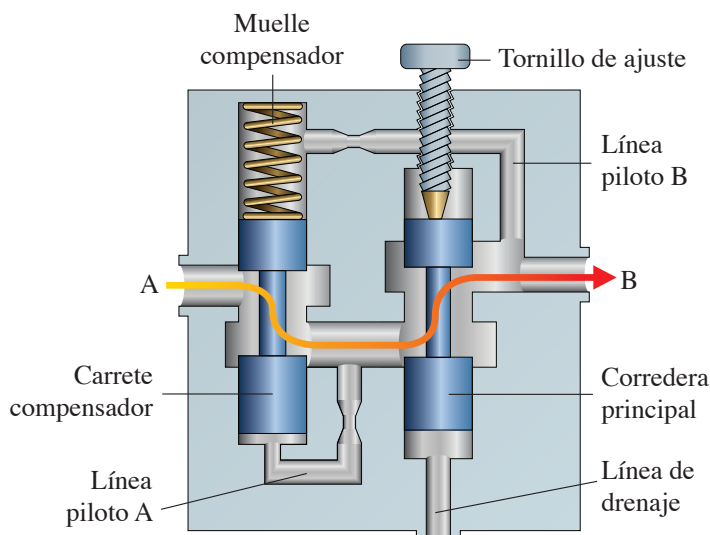


Figura 1.58. Vista en sección de una válvula de control de flujo de presión compensada

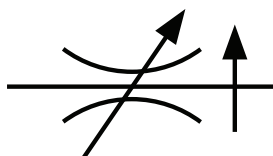


Figura 1.59. Símbolo gráfico de una válvula de control de flujo de presión compensada

En la condición estática, las fuerzas hidráulicas sostienen el carrete de compensación en equilibrio, pero por la fuerza del resorte mantiene el orificio compensador totalmente abierto. En condición de caudal, cualquier caída de presión menor que la fuerza del resorte no afecta a la apertura completamente abierta del orificio compensador; pero, cualquier caída de presión mayor que la fuerza del resorte compensador reduce el orificio compensador. Cualquier variación en la presión, a cada lado del orificio de control, sin el correspondiente cambio de presión en el lado opuesto del orificio de control, mueve el carrete compensador. Por lo tanto, se mantiene, en todo momento, un diferencial fijo de presión, a través del orificio de control. Este efecto bloquea la totalidad del flujo por encima de la posición de ajuste. Como resultado de lo anterior, el caudal superior, a la cantidad predeterminada, puede ser utilizado por otras partes del circuito, o retornado al tanque a través de una válvula de alivio de presión.

El rendimiento de la válvula de control de flujo también se ve afectado por los cambios de temperatura que varían la viscosidad del fluido. Por tanto, a menudo las válvulas de control de flujo tienen compensación de temperatura.

El símbolo gráfico para la válvula de control de flujo de presión y temperatura compensada se muestra en la figura. 1.60.

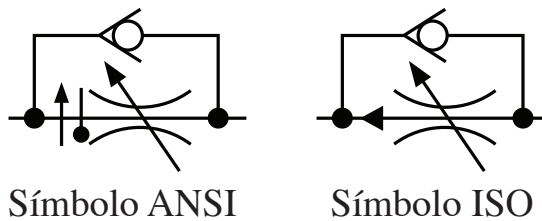


Figura 1.60. Válvula de control de flujo con compensación de presión y temperatura

1.6.3.3 Circuitos de control de velocidad

En las operaciones hidráulicas, es necesario controlar la velocidad del actuador con el fin de controlar la fuerza, la energía, el tiempo y otros factores de operación. El control de la velocidad del actuador se consigue operando sobre el caudal que entra o sale del actuador, o derivando una parte del fluido.

El control de velocidad mediante el control del caudal, que entra en el cilindro, se llama control de entrada. El control de velocidad actuando sobre el caudal que sale del cilindro se denomina control de salida.

Circuito con control de entrada

La figura. 1.61 muestra un circuito con control de entrada con control de la carrera de extensión del cilindro. El flujo de entrada en el cilindro se controla mediante una válvula de control de flujo (FCV), la diferencia entre el flujo de entrada al cilindro y el caudal de la bomba se envía al depósito a través de la válvula de alivio (VLP). En la carrera de retorno, sin embargo, el fluido puede pasar por alto la válvula de aguja y el flujo se produce a través de la válvula de retención y, por lo tanto la velocidad de retorno no es controlada. Esto implica que la velocidad de extensión del cilindro se controla mientras que la velocidad de retroceso no lo es.

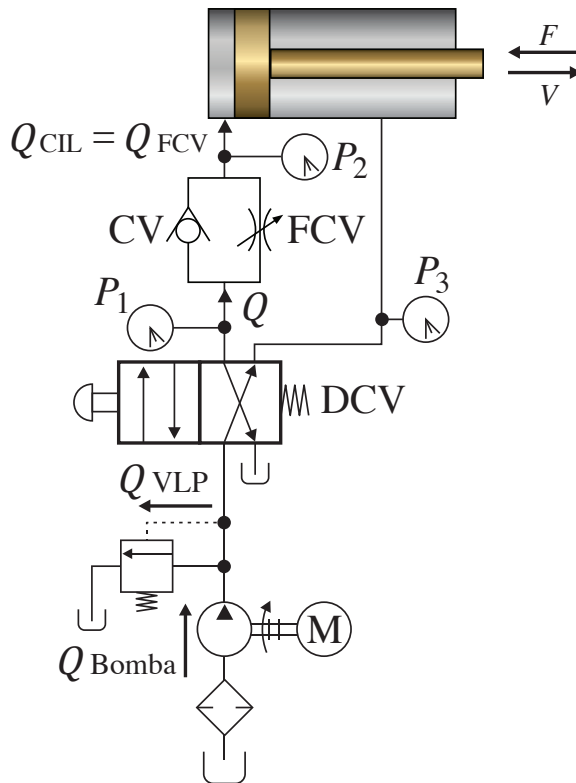


Figura 1.61. Circuito con control de entrada

Circuito con regulación de salida

La figura. 1.62 muestra un circuito de sistema con control de salida para el control del flujo durante la carrera de extensión. Cuando el cilindro se extiende, el flujo, procedente de la bomba al cilindro no se controla directamente. Sin embargo, el caudal que sale del cilindro se controla mediante la válvula de control de flujo — orificio de dosificación—. Por otra parte, cuando el cilindro se retrae, el flujo pasa a través de la válvula de retención sin oposición, pasando por alto la válvula de aguja. Por lo tanto, solo se controla la velocidad durante la carrera de extensión. Tanto los circuitos con regulación a la entrada, como a la salida, antes mencionados realizan la misma operación: el control de la velocidad de la carrera de extensión del pistón, a pesar de que los procesos son exactamente opuestos uno a otro.

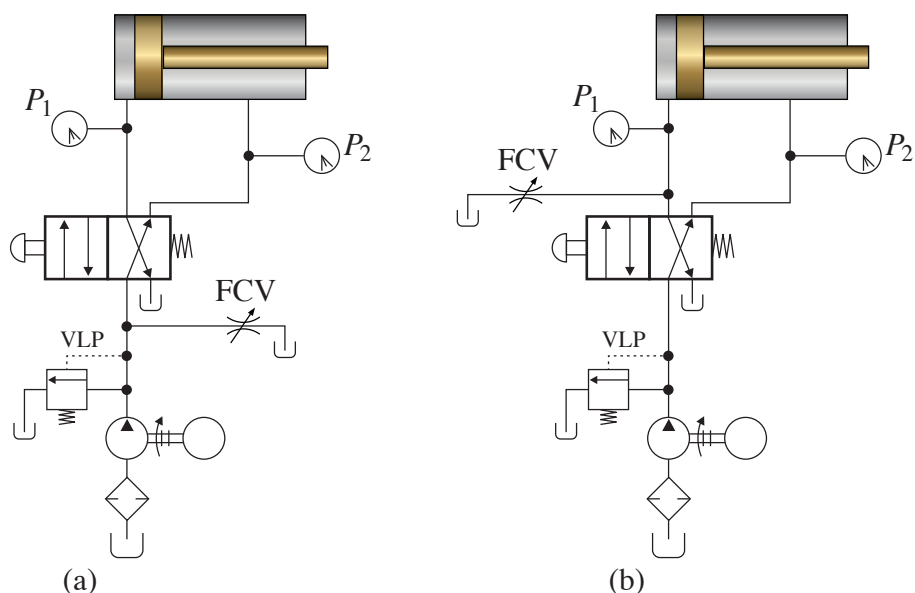


Figura 1.63. Circuitos de derivación: (a) derivación para ambas direcciones y (b) derivación de entrada al cilindro o motor

1.7 Actuadores hidráulicos

Un actuador se utiliza para convertir la energía del fluido de nuevo en potencia mecánica. La cantidad de potencia de salida desarrollada depende del caudal de flujo, de la caída de presión a través del actuador y su eficiencia general (total). Por lo tanto, los actuadores hidráulicos son dispositivos utilizados para convertir la energía de presión del fluido en energía mecánica.

Dependiendo del tipo de accionamiento, los actuadores hidráulicos se clasifican como sigue:

1. Actuador lineal: para el accionamiento lineal (cilindros hidráulicos).
2. Actuador rotatorio: para el accionamiento rotativo (motor hidráulico).
3. Actuador giratorio: para ángulo limitado de actuación.

Los actuadores hidráulicos lineales, como su nombre lo indica, proporcionan movimiento en línea recta. El movimiento total es una cantidad finita determi-

nada por la construcción de la unidad. Ellos se denominan generalmente como cilindros. La función del cilindro hidráulico es convertir la energía hidráulica en fuerza mecánica o movimiento lineal. Los cilindros hidráulicos extienden y retraen el vástago para proporcionar un empuje o tracción, para conducir la carga externa a lo largo de un camino en línea recta.

El movimiento angular continuo se consigue por actuadores rotativos, generalmente conocidos como motores hidráulicos. Los actuadores giratorios son capaces de realizar movimientos angulares, aunque habitualmente limitados a 360° o menos.

Tipos de cilindros hidráulicos

Los cilindros hidráulicos son de los siguientes tipos:

- Cilindros de simple efecto.
- Cilindros de doble efecto.
- Cilindros telescópicos.
- Cilindros en tándem.
- Cilindros de simple efecto

Un cilindro de simple efecto

es el diseño más simple. Su representación gráfica se muestra esquemáticamente en la figura. 1.64. Este se compone de un pistón dentro de una carcasa cilíndrica, llamada camisa. En un extremo del pistón hay una varilla o vástago.

En el extremo opuesto, hay un puerto para la entrada y salida de aceite. Los cilindros de simple efecto producen fuerza en una dirección por la presión hidráulica que actúa sobre el pistón. El retorno del pistón no se realiza hidráulicamente. En cilindros de simple efecto, la retracción se realiza ya sea por gravedad o por un resorte.

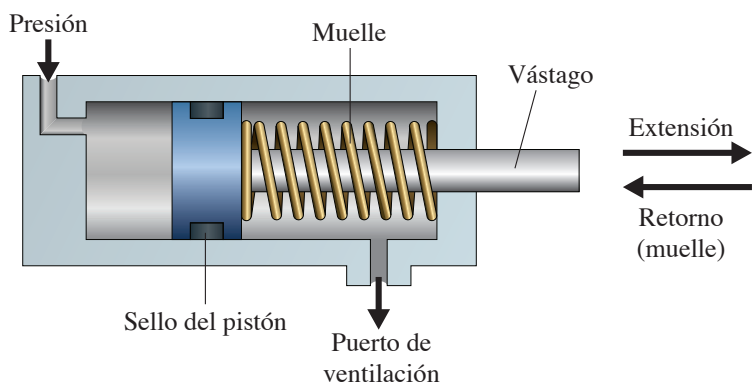


Figura 1.64. Cilindro de simple efecto

De acuerdo con la forma en que retornan, los cilindros de simple efecto se clasifican de la siguiente manera:

- Cilindro de simple efecto con retorno por la gravedad.
- Cilindro de simple efecto con retorno por muelle.

Cilindro de simple efecto con retorno por la gravedad

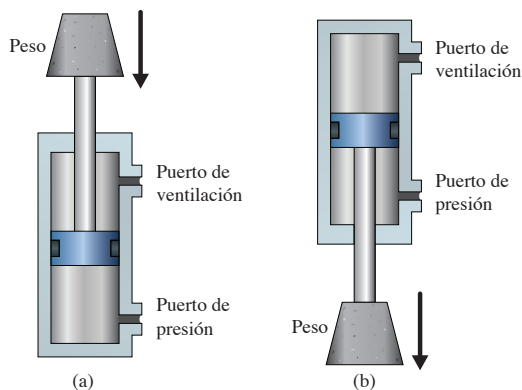


Figura 1.65. Cilindro de simple efecto con retorno por la gravedad: (a) tipo de empuje; (B) tipo de tracción

La figura. 1.65 muestra el cilindro de simple efecto con retorno por la gravedad. En el tipo de empuje —figura. 1.65 (a)—, el cilindro se extiende levantando un peso en contra de la fuerza de la gravedad, mediante la aplicación de la presión del aceite en el extremo del pistón. El aceite pasa a través del puerto del extremo

del pistón o puerto de presión. El puerto del extremo del vástago o el orificio de ventilación está abierto a la atmósfera, por lo que el aire puede fluir libremente hacia dentro o hacia fuera del extremo del vástago del cilindro. Para retraer el cilindro, la presión es simplemente retirada del pistón conectando el puerto de presión con el tanque. Esto permite que el peso de la carga empuje el líquido, fuera del cilindro de vuelta al tanque. En el cilindro de simple efecto de retorno por gravedad de tipo de tracción, el cilindro — figura. 1.65 (b) — levanta el peso por retracción. El puerto de extremo del vástago es el puerto de presión y el puerto de extremo del pistón es ahora el puerto de ventilación. Este cilindro se extiende de forma automática cada vez que el puerto de presión es conectado al depósito.

Cilindro de simple efecto de retorno por muelle

Un cilindro de simple efecto de retorno por muelle se muestra en la figura. 1.66. En el tipo de empuje — figura. 1.66 (a) —, se envía la presión a través del puerto de presión situado en el extremo del pistón del cilindro. Cuando se libera la presión, el muelle vuelve automáticamente el cilindro a la posición completamente retraída. El orificio de ventilación está abierto al ambiente para que el aire pueda fluir libremente dentro y fuera del extremo del vástago del cilindro.

La figura 1.66 (b) muestra un cilindro de simple efecto con retorno por resorte. En este diseño, el cilindro se retrae cuando el puerto de presión está conectado a la bomba y se extiende cada vez que el puerto de presión está conectado al tanque. Aquí el puerto de presión está situado en el extremo del vástago del cilindro.

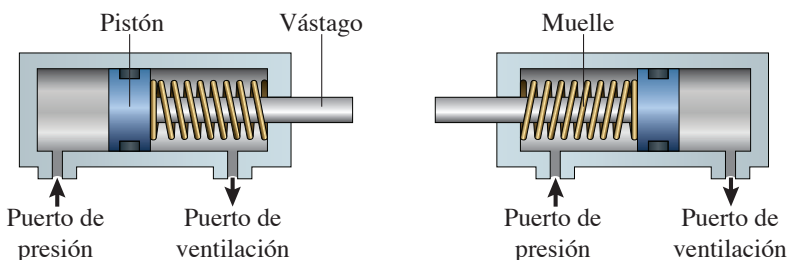


Figura 1.66. Cilindro de simple efecto (a) tipo de empuje y (b) a tracción

Hay dos tipos de cilindros de doble efecto:

- Cilindro de doble efecto con vástago de un lado.
- Cilindro de doble efecto con un vástago en ambos lados.

Cilindro de doble efecto con vástago unilateral

La figura. 1.67 muestra el funcionamiento de un cilindro de doble efecto con vástago unilateral. Para extender el cilindro, el flujo de la bomba se envía al puerto del extremo en blanco — lado del pistón — como en la figura. 1.67 (a). El fluido desde el puerto del extremo del vástago se devuelve al depósito. Para retraer el cilindro, el flujo de la bomba se envía al puerto de extremo del vástago y el fluido desde el puerto del lado del pistón se devuelve al tanque, como se muestra en la figura. 1.67 (b).

Un cilindro de doble efecto con vástago en ambos lados (figura. 1.68) es un cilindro con una varilla que se extiende a ambos extremos. Este cilindro se puede utilizar en una aplicación donde el trabajo se puede hacer por ambos extremos del cilindro, con lo que el cilindro es más productivo. Los cilindros de doble vástago pueden soportar cargas superiores debido a que tienen un cojinete adicional, uno en cada vástago, para soportar la carga.

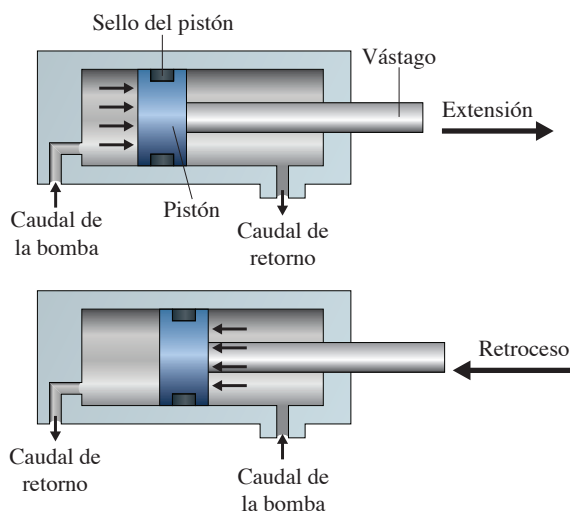


Figura 1.67. Cilindro de doble efecto con vástago unilateral

Cilindro de doble efecto con un vástago pistón en ambos lados

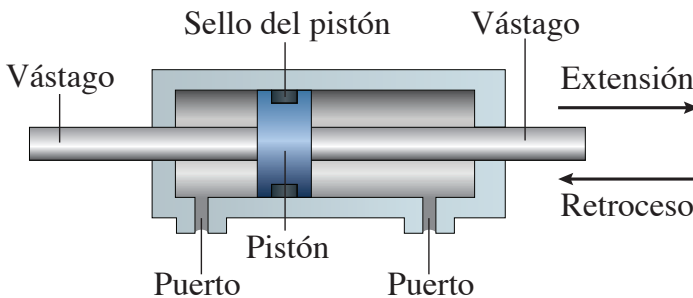


Figura 1.68. Cilindro de doble efecto con vástago en ambos lados

Cilindro telescópico

Se utiliza un cilindro telescópico (Figura. 1.69), cuando son requeridas una longitud de carrera larga y conservando una longitud corta en posición retraída. El cilindro telescópico se extiende por etapas, cada etapa consta de un manguito que se ajusta dentro de la etapa anterior. Una aplicación de este tipo de cilindro es para la elevación una cama de un camión de volteo. Los cilindros telescópicos están disponibles en los modelos de doble y simple efecto. Son más caros que los cilindros estándar, debido a su construcción más compleja.

Generalmente se trata de un conjunto de tubos, y funcionan según el principio de desplazamiento. Los tubos son soportados con el apoyo de anillos de rodadura; el más interno –posterior– del conjunto tiene ranuras o canales para permitir que el fluido fluya. El conjunto de cojinete frontal en cada sección incluye sellos y anillos limpiadores. Anillos de tope limitan el movimiento de cada sección, evitando así la separación. Cuando el cilindro se extiende, todas las secciones se mueven juntas hasta que se impide que la sección exterior –primera etapa– siga extendiéndose por su anillo de tope. Las restantes secciones continúan saliendo fuera hasta que la segunda sección, más externa, alcanza el límite de su recorrido; El proceso continúa hasta que todas las secciones se extienden, siendo la más interior la última de todas.

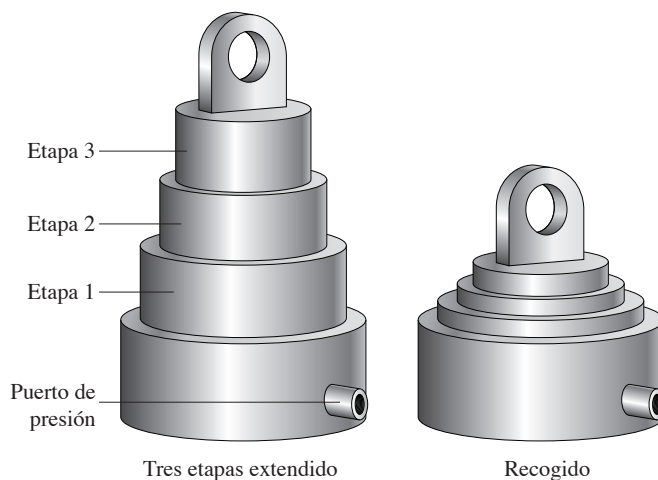


Figura 1.69. Cilindro telescópico

Para un caudal de entrada dado, la velocidad de funcionamiento aumenta gradualmente, según cada sección sucesiva llega al final de su carrera. Del mismo modo, para una presión específica, la capacidad de carga de elevación disminuye para cada sección sucesiva.

Cilindro tándem

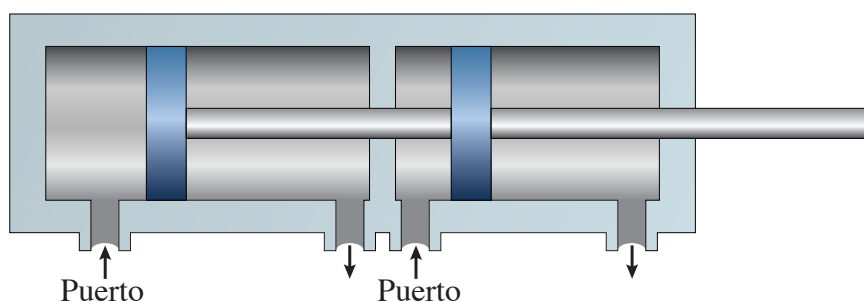


Figura 1.70. Cilindro en tándem

Un cilindro tándem, como el que se muestra en la figura. 1.70, se utiliza en aplicaciones en las que se requiere una gran fuerza de un cilindro de diámetro pequeño. La presión se aplica a los dos pistones, lo que resulta en aumento de la fuerza debido el área más grande.

Cilindros métricos estándar

La tabla 1.8 muestra los tamaños preferidos para el diámetro del pistón y el vástago de los cilindros métricos. La mayor parte de los fabricantes de cilindros han basado su gama estándar de cilindros métricos en estas recomendaciones, que ofrece dos tamaños de vástago para cada cilindro.

Un número de combinaciones tienen la relación diámetro vástago-pistón en la región de 0,7; lo que da un área de corona circular de aproximadamente la mitad del área del pistón. Esta relación de áreas es de uso común en circuitos regenerativos, que dan valores similares de velocidad y empuje, tanto en la extensión como en retracción.

Diámetro del pistón (mm)		40	50	63	80	100	125	140	160	180	200	220	250	280	320
Diámetro del vástago (mm)	Pequeño	20	28	36	45	56	70	90	100	110	125	140	160	180	200
	Grande	28	36	45	56	70	90	100	110	125	140	160	180	200	220

Tabla 1.8. Diámetros de pistón y vástago recomendados

Fuerza, velocidad y potencia del cilindro

La fuerza de salida (F) y la velocidad del pistón (v) de los cilindros de doble efecto, no son las mismas para la carrera de extensión y retracción.

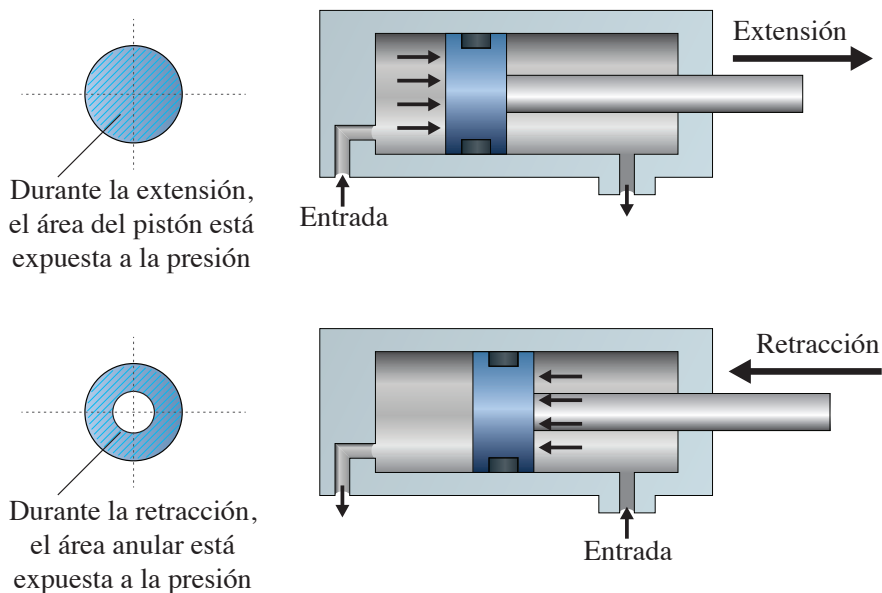


Figura 1.71. Área efectiva durante (a) carrera de extensión y (b) carrera de retracción

Durante la carrera de extensión, ver figura. 1.71 (a), la presión del fluido actúa sobre todo el área circular del pistón A_p ; mientras que, en el recorrido de retracción, el fluido entra por la zona extrema del cilindro donde se encuentra el vástago, ejerciéndose presión únicamente sobre el área anular entre la varilla y diámetro interior del cilindro ($A_p - A_r$), como se muestra en la figura. 1.71 (b) — A_r es el área del vástago del cilindro—. Debido a la diferencia de área efectiva —donde actúa la presión— la velocidad del pistón varía. Siendo A_p mayor que ($A_p - A_r$), la velocidad de retracción (v_{ret}) es mayor que la extensión velocidad (v_{ext}) para un mismo caudal.

Durante la carrera de extensión, la presión del fluido actúa sobre todo el área del pistón (A_p), mientras que, durante la carrera de retracción, actúa la presión de fluido en el área anular ($A_p - A_r$). Esta diferencia en área representa la diferencia de fuerzas de salida durante la carrera de extensión y retracción. Como A_p es mayor que ($A_p - A_r$), la fuerza de extensión es mayor que la fuerza de retracción para la misma presión de funcionamiento, según el principio de Pascal.

La velocidad y fuerza la durante la carrera de extensión se calculan según las fórmulas siguientes:

$$\text{Velocidad: } v_{ext} = \frac{Q}{A_p} \quad (1.12)$$

$$\text{Fuerza: } F_{ext} = p A_p \quad (1.13)$$

La fuerza y la velocidad durante la carrera de retroceso

$$\text{Velocidad: } v_{ext} = \frac{Q}{A_p - A_r} \quad (1.14)$$

$$\text{Fuerza: } F_{ext} = p (A_p - A_r) \quad (1.15)$$

La potencia desarrollada por un cilindro hidráulico (tanto en extensión como retracción) es:

$$P = \text{Fuerza} * \text{velocidad} = F v \quad (1.16)$$

En unidades métricas, la potencia –magnitud física derivada del Sistema Internacional de Unidades– en kW, desarrollada para la carrera de extensión o de retracción, viene dada por la siguiente expresión:

$$P (kW) = \text{Fuerza}(kN) * \text{velocidad}\left(\frac{m}{s}\right) = Q \left(\frac{m^3}{s}\right) p (kPa) \quad (1.17)$$

Métodos de aplicación de movimiento lineal utilizando cilindros hidráulicos

Un cilindro debe producir una fuerza igual a la carga que le requiere, y la debe superar. Un cilindro puede ser colocado con su eje vertical, horizontal o inclinado, dependiendo de la carga que va a ser accionada.

1. Cilindro vertical: en un cilindro vertical, la carga acciona verticalmente, como se muestra en la figura. 1.72. La carga del cilindro F es igual al peso W del objeto, que actúa en la dirección vertical.

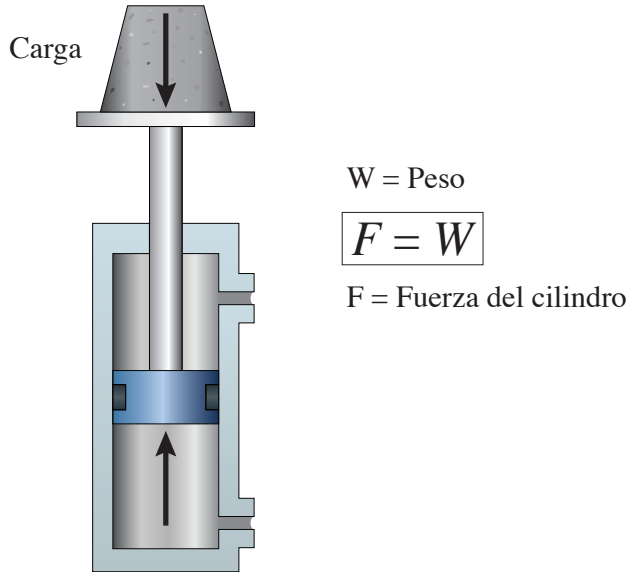


Figura 1.72. Cilindro con carga vertical

2. **Cilindro horizontal:** el esquema de un cilindro horizontal se muestra en la figura. 1.73. En estos cilindros, la carga del cilindro es teóricamente cero, porque el peso del objeto no actúa a lo largo del eje del cilindro. Sin embargo, cuando el objeto es deslizado –por la fuerza de empuje del cilindro– a través de la superficie horizontal, el cilindro debe superar la fuerza de fricción creada entre la superficie contactante del objeto y la superficie de apoyo horizontal.

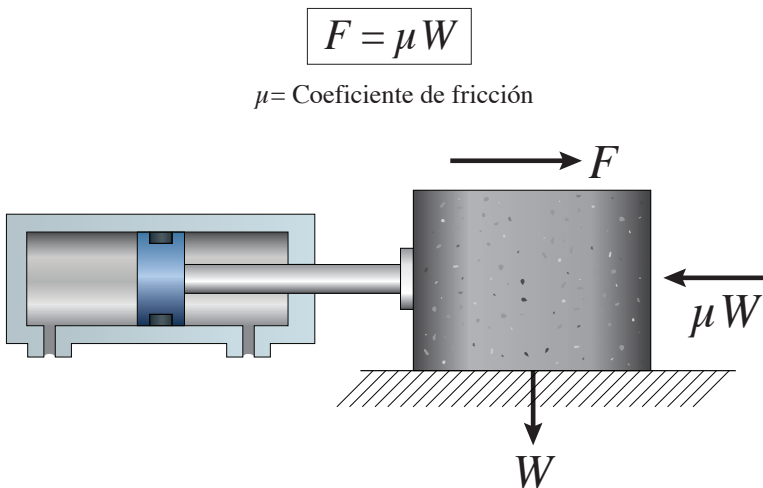


Figura 1.73. Cilindro con carga horizontal

3. **Cilindro inclinado:** en un cilindro inclinado como se muestra en la figura. 1.74, la carga del cilindro es igual a la suma vectorial de la componente del peso del objeto que actúa a lo largo del eje del cilindro y la fuerza de fricción.

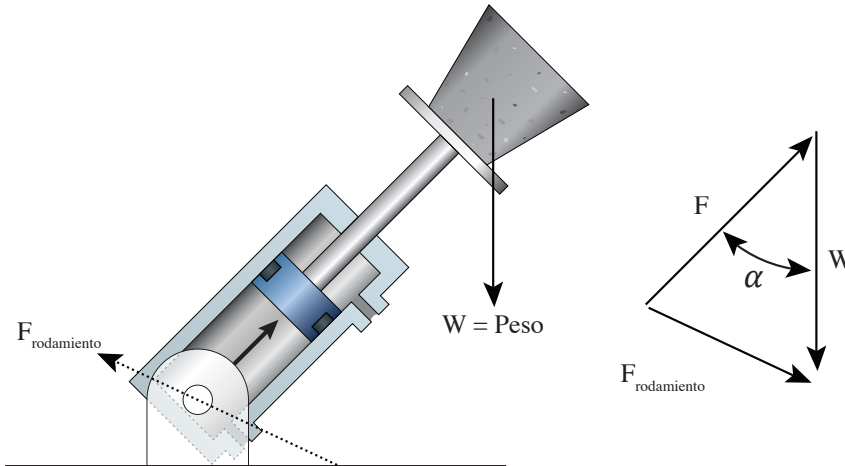


Figura 1.74. Cilindro con carga inclinada

Para un cilindro inclinado, la carga que el cilindro debe superar es menor que el peso del objeto que debe ser movido –en dependencia del ángulo de inclinación α –, salvo que el objeto se deslice sobre una superficie vertical, donde $\alpha = 0$, donde la carga se iguala al peso del cuerpo. Las cargas del cilindro son calculadas sobre la base del movimiento de un objeto a una velocidad constante. Pero cuando el objeto tiene que ser acelerado desde la velocidad cero a una velocidad de estado estable, una fuerza llamada fuerza de inercia adicional debe ser añadida al componente del peso y cualquier fuerza de fricción implicada.

Sea Carga = W = peso o carga que actúa verticalmente hacia abajo,

F = carga que actúa sobre el cilindro,

$F_{rodamiento}$ = fuerza en los cojinetes y

α = ángulo entre la carga W y el eje del cilindro.

Entonces,

$$F = W \cos \alpha \tag{1.18}$$

$$F_{rodamiento} = W \sin \alpha \tag{1.19}$$

Amortiguación de cilindros

Para la prevención de choques, al tener que parar cargas al final de la carrera del pistón, se utilizan dispositivos amortiguadores. Los amortiguadores se pueden aplicar en cualquier extremo o en ambos extremos. Operan según el siguiente principio: a medida que el pistón del cilindro se acerca al final de la carrera, el fluido de escape se ve obligado a ir a través de una válvula de aguja ajustable, que está configurada para controlar el escape del fluido a una velocidad dada. Esto permite que las características de desaceleración puedan ajustarse para diferentes cargas. Cuando se acciona el pistón del cilindro, el fluido entra en el puerto del cilindro y fluye a través de la válvula de retención pequeña, de modo que toda el área del pistón puede ser utilizada para producir la fuerza y movimiento. Una disposición típica de amortiguación se muestra en la figura. 1.75.

Montajes del cilindro y cálculos de resistencia

Los tipos de montaje de los cilindros son numerosos, y pueden adaptarse a una amplia gama de aplicaciones. Una de las consideraciones importantes, en la selección de un montaje en particular es si la fuerza aplicada es de tracción o de compresión. En la medida de lo posible, las cargas de pandeo deben ser evitadas. La relación de la longitud del vástago y su diámetro no debe exceder de 6: 1 para evitar el pandeo. La alineación del vástago con la carga resistiva es otra consideración importante durante la selección de los montajes de los cilindros. Los diversos tipos de montajes utilizados normalmente en las industrias son los siguientes (para diversos montajes, consulte la figura 1.76.):

1. Fijación por patas: debe ser diseñada para dar una cantidad limitada de movimiento en una sola pata, para permitir la expansión térmica o de la carga. Es decir, el cilindro debe estar ubicado o atornillada en un solo extremo.

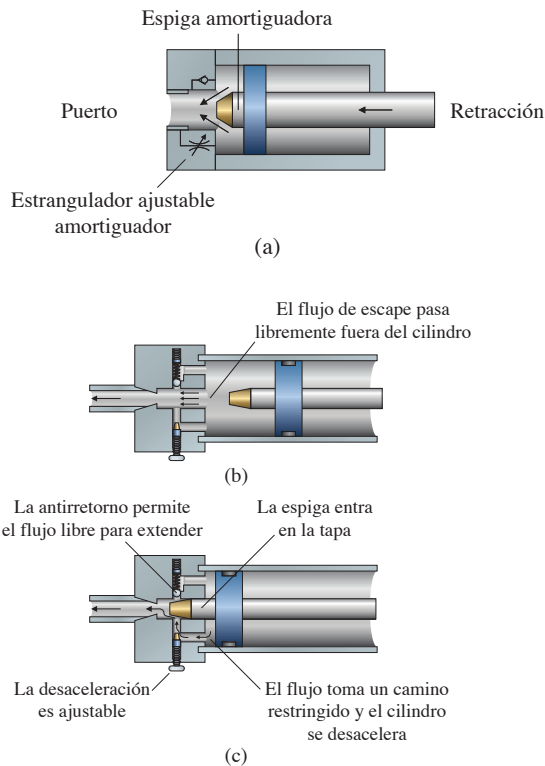


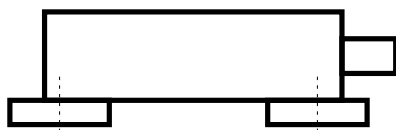
Figura 1.75. Funcionamiento de los amortiguadores de los cilindros. a) Cilindro con amortiguación b) retracción libre c) retracción amortiguada

2. Brida de extremo del vástago o brida de montaje frontal: durante la carrera de extensión, la presión en el fluido hidráulico actúa sobre la tapa del final del cilindro; la fuerza se transmite a la brida de montaje frontal a través del cuerpo del cilindro.

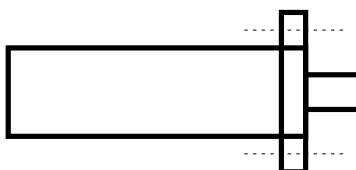
3. Brida trasera, o brida de montaje de cabecera: ninguna tensión está presente en el cilindro debido a la carga en la carrera de extensión; solo la tensión circunferencial está presente. La carga actúa a través del fluido en la brida trasera.

4. Montaje por muñones: permite el movimiento angular. Está diseñado para soportar solo cargas de corte. El rodamiento debe estar lo más cerca posible del cuerpo del cilindro.

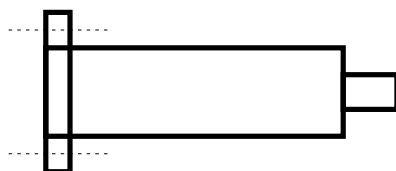
5. Montaje de rótula u horquilla: la carga lateral del rodamiento debe ser considerada cuidadosamente.



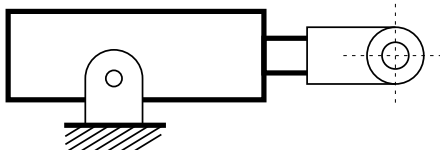
a) Fijación por patas



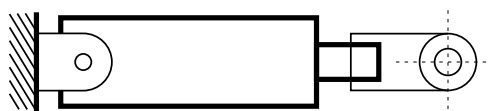
b) Brida de extremo del vástago
o brida de montaje frontal



c) Brida trasera o brida de montaje de cabecera



d) Montaje por muñones



e) Montaje de rótula u horquilla

Figura 1.76. Representaciones esquemáticas de montajes del cilindro.

Extremos del vástago

Los extremos del vástago se pueden suministrar con una rosca macho o hembra, de acuerdo con las especificaciones del fabricante. Las rótulas con cojinetes esféricos están disponibles en algunos proveedores.

Pandeo del vástago

Un vástago en un cilindro hidráulico actúa como una columna cuando se somete a una carga de compresión o ejerce un empuje. Por lo tanto, el vástago debe poseer un diámetro perfectamente calculado para evitar el pandeo. Para cálculo del diámetro del vástago del cilindro adecuado para resistir el pandeo, se utiliza normalmente la teoría de Euler en el cálculo de columnas. La fórmula de Euler establece que:

$$F_b = \frac{\pi^2 EI}{L^2}$$

Donde:

F_b = carga de pandeo

E = módulo de elasticidad

I = segundo momento de inercia del vástago de pistón

r = radio del vástago

L = longitud de pandeo libre (equivalente)

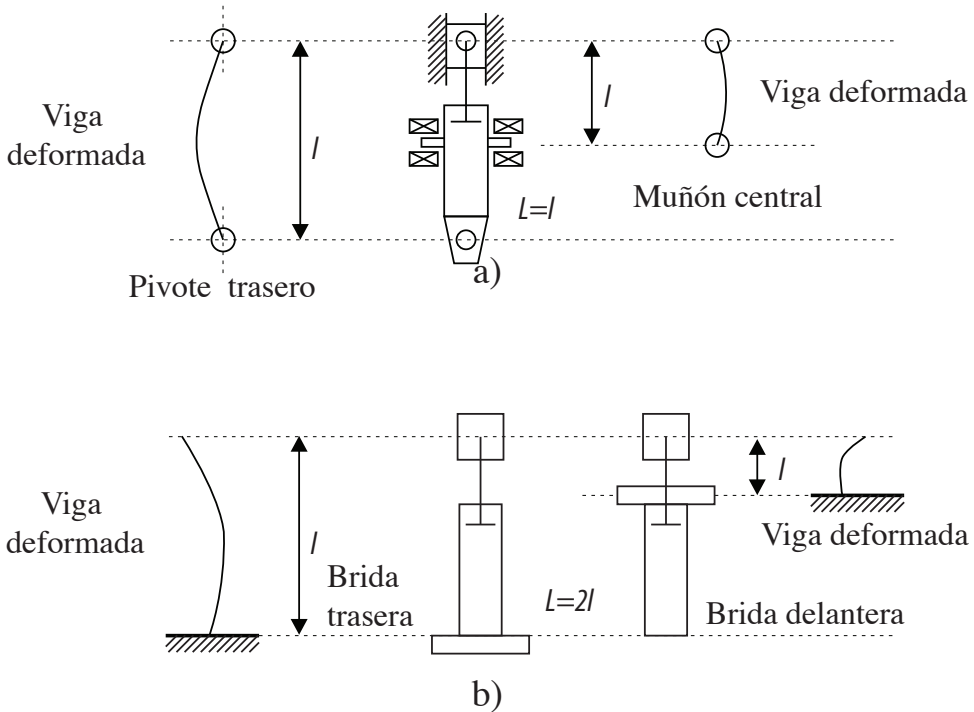
SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

$$I = \frac{\pi r^4}{4} \quad (1.21)$$

La carga máxima segura de empuje F en el vástago de pistón está dada por

$$F = \frac{F_b}{S} \quad (1.22)$$

Donde S es el factor de seguridad, que por lo general se toma como 3,5. La longitud de pandeo libre o equivalente L depende del método de fijación del extremo del vástago y el cilindro, y de la distancia máxima entre los puntos de fijación, es decir, el cilindro totalmente extendido (figura. 1.77).



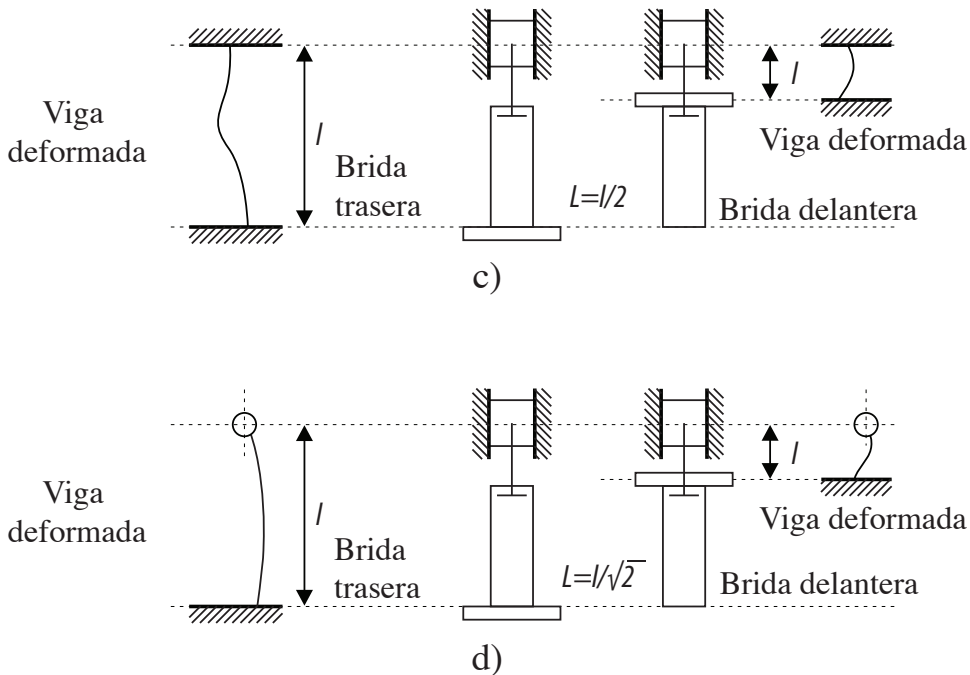


Figura 1.77. Relación entre el vástago, la longitud libre de pandeo y el método de fijación. (a) Montaje con pivote trasero y muñón central, vástago guiado con pivote. (b) Un extremo rígido, carga libre, (c) Un extremo fijo rígidamente, carga guiada. (d) Un extremo fijo rígidamente, carga guiada y pivotada.

Motores hidráulicos

Los motores hidráulicos son actuadores rotativos. Sin embargo, el nombre de actuador giratorio está reservado para un tipo particular de unidad que está limitada en la rotación a menos de 360° .

Un motor hidráulico es un dispositivo que convierte el fluido de alimentación en potencia de rotación o convierte la presión del fluido en par. El par es una función de la presión o, en otras palabras, el nivel de presión de entrada del motor se determina por el par de resistencia en el eje de salida. Una bomba hidráulica es un dispositivo que convierte la fuerza mecánica y el movimiento en energía del fluido. Un motor hidráulico no es una bomba hidráulica cuando rota hacia atrás. Un diseño que es totalmente aceptable como un motor puede funcionar muy mal como una bomba en una cierta aplicación. Las diferencias entre un motor hidráulico y una bomba hidráulica se dan en la tabla 1.9.

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

Motor hidráulico	Bomba hidráulica
Es un dispositivo para la entrega de par a una presión dada. El énfasis principal está en la eficiencia mecánica y el par que se puede transmitir.	Es un dispositivo para suministrar flujo a una presión dada. El énfasis principal está en el rendimiento volumétrico y el caudal.
Generalmente operan en un amplio rango de velocidades, desde unas RPM bajas a altas RPM.	Generalmente operan a altas RPM.
La mayoría están diseñados para aplicaciones bidireccionales, tales como las cargas de frenado, mesas giratorias.	En la mayoría de situaciones, funcionan generalmente en una dirección.
Pueden estar inactivos durante mucho tiempo.	Las bombas generalmente operan de forma continua.
Están sometidos a cargas laterales altas (de engranajes, cadenas, poleas).	La mayoría no están sometidas a cargas laterales, Por lo general, las bombas se conectan al motor primario directamente.

Tabla 1.9. Diferencias entre un motor hidráulico y una bomba hidráulica

Aplicaciones

Los motores hidráulicos han alcanzado popularidad en la industria. Entre sus principales ventajas se encuentran: se pueden aplicar directamente al órgano de trabajo; proporcionan un excelente control de la aceleración, la velocidad de funcionamiento, la desaceleración, reversiones y posicionamiento. También proporcionan flexibilidad en el diseño y eliminan gran parte del volumen y peso de las transmisiones mecánicas y eléctricas. Las aplicaciones de los motores hidráulicos, en sus diversas combinaciones con unidades de bombeo, se denominan transmisión hidrostática.

Una transmisión hidrostática convierte la potencia mecánica en potencia fluida y luego vuelve a convertir la potencia fluida en potencia mecánica en el eje. Las ventajas de las transmisiones hidrostáticas incluyen la transmisión de energía a zonas remotas, el control infinitamente variable de la velocidad, autoprotección por sobrecargas, posibilidad de revertir el giro, el frenado dinámico y una alta relación potencia-peso. Las aplicaciones incluyen equipos de manipulación de

materiales, tractores agrícolas, locomotoras, autobuses, cortadoras de césped y máquinas herramienta.

Nuevos campos de aplicaciones se están descubriendo constantemente para transmisiones hidrostáticas: implementos agrícolas, maquinaria vial, equipos de manipulación de materiales, control numérico (NC), aeronaves, usos militares y máquinas especiales son solo unos pocos de los nuevos campos de expansión de la transmisión de energía mediante fluidos. Una comparación entre un motor hidráulico y un motor eléctrico se muestra en la tabla 1.10.

Motor eléctrico	Motor hidráulico
No se pueden detener al instante. Su sentido de giro no se puede invertir instantáneamente. Esto es debido al espacio de aire entre el rotor y el estator y el campo magnético débil.	Pueden ser detenidos por cualquier período de tiempo. Su dirección de rotación puede ser instantáneamente invertida y su velocidad de rotación puede regularse de forma continua sin afectar a su par. Pueden ser frenados constantemente y tienen inmensas capacidades de par.
Son pesados y voluminosos.	Son muy compactos en comparación con los motores eléctricos: para la misma potencia ocupan aproximadamente el 25% del espacio, y pesan alrededor del 10 % de los motores eléctricos.
La relación del momento de inercia a par es casi 100.	La relación de momentos de inercia a par es cerca de 1.

Tabla 1.10. Comparación entre un motor hidráulico y un motor eléctrico

Clasificación de los motores hidráulicos

Dependiendo del mecanismo empleado para proporcionar rotación al eje, los motores hidráulicos se pueden clasificar de la siguiente manera:

1. Motores de engranajes.
2. Motores de paletas.
3. Motores de pistones:

- Motores de pistones axiales.
- Motores de pistones radiales.

Los motores de engranajes son los menos eficientes: tienen la capacidad de presión más baja de los tres, pero son más tolerantes a la suciedad. Los motores de pistón son los más eficientes, soportan alta presión, pero son menos tolerantes a la suciedad. Los motores de paletas y pistones pueden ser de cilindrada fija o variable, pero los de engranajes solo están disponibles con desplazamiento fijo.

Motores de engranajes: un motor de engranaje desarrolla par debido a la actuación de la presión hidráulica contra el área de los dientes. Hay dos dientes que tratan de mover el rotor en la dirección correcta, mientras que un diente en el centro del engrane intenta moverlo en la dirección opuesta. En el diseño de un motor de engranajes, uno de los engranajes está enchavetado a un eje de salida, mientras que el otro es simplemente un engranaje loco. El aceite a presión se envía al puerto de entrada del motor. La presión se aplica a los dientes de los engranajes, haciendo que los engranajes y el eje de salida giren. La presión se acumula hasta que se genera suficiente par para girar el eje de salida contra la carga. La carga lateral sobre los cojinetes del motor es bastante alta, ya que toda la presión hidráulica está en un lado. Esto limita la vida de los rodamientos del motor. El esquema del motor de engranajes se muestra en la figura. 1.78.

La mayoría de los motores de engranajes son bidireccionales. Con la inversión de la dirección del flujo se puede invertir la dirección de rotación. Como en el caso de las bombas de engranajes, el desplazamiento volumétrico es fijo. Debido a la alta presión en la entrada y la baja presión en la salida, se produce una carga lateral grande en el eje y los cojinetes. Los motores de engranajes se limitan normalmente a presiones de trabajo de 150 bar y velocidad de funcionamiento de 2500 RPM. Están disponibles con una capacidad de caudal máximo de 600 LPM. Los motores de engranajes son de construcción sencilla y tienen buena tolerancia a la contaminación, pero su eficiencia es inferior a los de paleta o de pistón. Generalmente, no se utilizan como servo motores. Pueden ser también de diseño de engranajes internos. Este tipo de motor puede funcionar a presiones y velocidades más altas y también tienen mayores desplazamientos que los motores de engranajes externos.

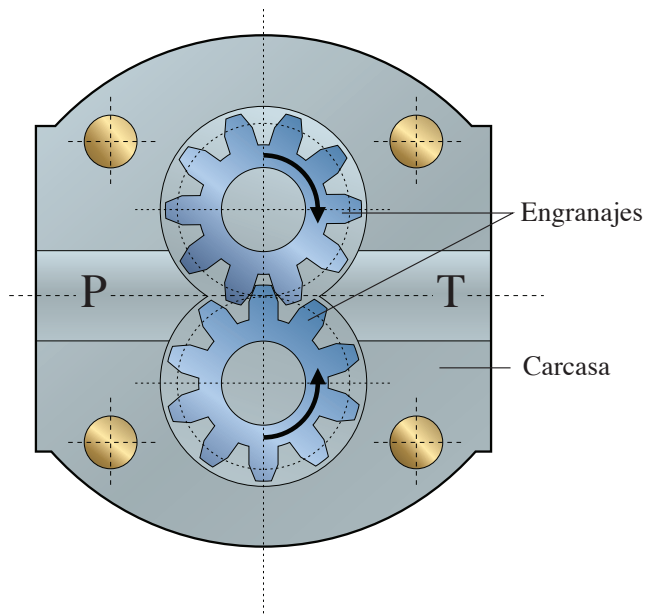


Figura 1.78. Motor de engranajes

Motores de pistones

Los motores de pistones se clasifican en los siguientes tipos:

1. De acuerdo con la disposición del bloque de cilindros y el eje de accionamiento:
 - Motores de pistones axiales.
 - Motores de pistones radiales.
2. De acuerdo con el desplazamiento:
 - Motores de pistones de desplazamiento fijo.
 - Motores de pistones de desplazamiento variable.

Motores de pistones axiales

En los motores de pistones axiales, el pistón se mueve en vaivén paralelamente al eje del bloque de cilindros. Estos motores están disponibles según el

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

desplazamiento en dos tipos: de desplazamiento fijo y variable. Generan par por la presión actuando sobre los extremos de pistones alternativos dentro de un bloque de cilindros. La figura. 1.79 ilustra el diseño del motor en línea, en el que el eje de transmisión y el bloque de cilindros se centran en el mismo eje. La presión que actúa sobre los extremos del pistón genera una fuerza contra una placa motriz en ángulo. Esto hace que el bloque de cilindros gire con un par de torsión que es proporcional al área de los pistones. El par de torsión es también una función del ángulo de la placa inclinada. El motor de pistones en línea está diseñado ya sea como una unidad de desplazamiento variable o fija. El plato oscilante determina el desplazamiento volumétrico.

En las unidades de desplazamiento variable, la placa oscilante está montada en el yugo de balanceo. El ángulo se puede variar por diversos medios, tales como una palanca, rueda de mano o servo control. Si el ángulo de desplazamiento se incrementa, el desplazamiento y la capacidad de par aumentan, pero disminuye la velocidad del eje de accionamiento. A la inversa, reduciendo el ángulo reduce la capacidad de par, pero aumenta la velocidad del eje de accionamiento.

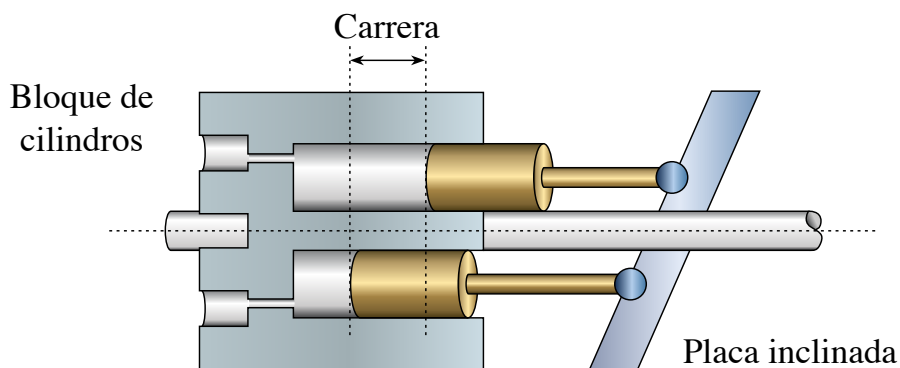


Figura 1.79. Motor de pistones de placa oscilante

Motores de pistones de eje inclinado

Un motor de pistones con eje inclinado se muestra en la figura.1.80. Este tipo de motor desarrolla un par debido a la presión que actúa en los pistones de

movimiento alternativo. En este motor, el eje del bloque de cilindros y la unidad se montan en ángulo de manera que la fuerza se ejerce sobre la brida de eje del accionamiento.

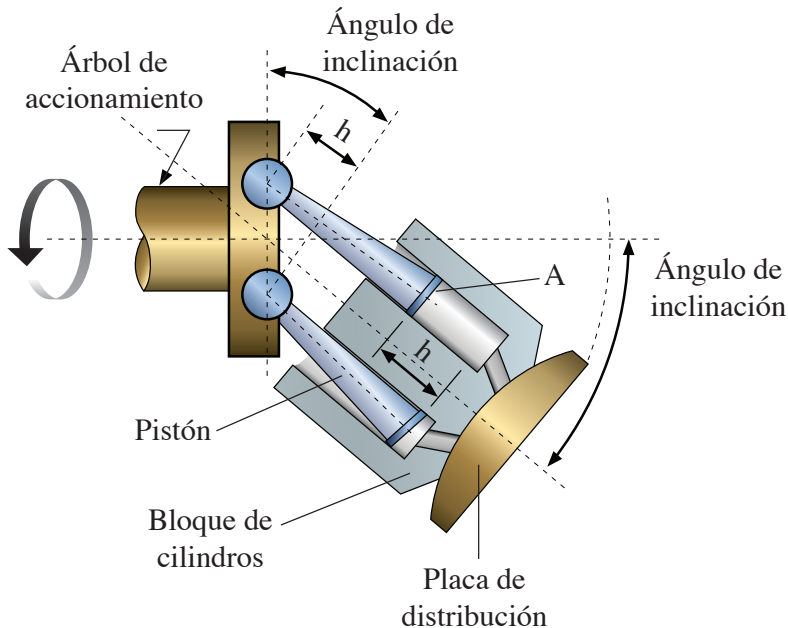


Figura 1.80. Motor de pistones con eje inclinado

La velocidad y el par dependen del ángulo entre el bloque de cilindros y el eje de accionamiento. Cuanto mayor sea el ángulo, mayor es el desplazamiento y par motor, y más pequeña es la velocidad. Este ángulo varía de $7,5^\circ$ (mínimo) a 30° (máximo). Este tipo de motor está disponible en dos tipos: a saber, de desplazamiento fijo y el tipo de desplazamiento variable.

Motores de pistones radiales

En los motores de pistones radiales, el pistón se mueve en vaivén radialmente o perpendicular al eje de salida. El principio básico de funcionamiento de los motores de pistones radiales se muestra en la figura.1.81. Los motores radiales son de alto par a baja velocidad que puede hacer frente a múltiples aplicaciones.

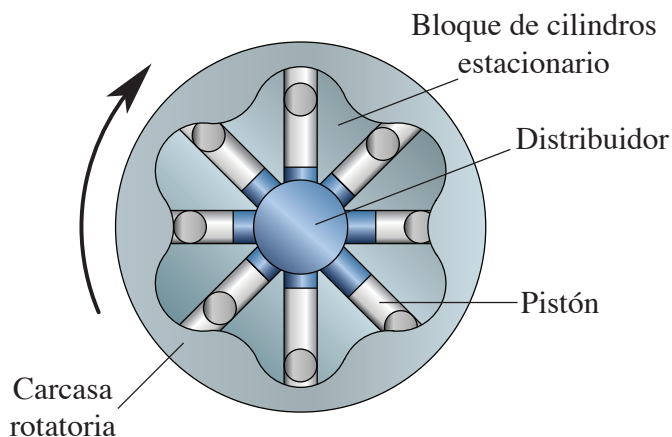


Figura 1.81. Motor de pistones radiales

Actuadores de giro

Estos son dispositivos utilizados para convertir energía de un fluido en un par de torsión que gira a través de un ángulo limitado por el diseño del actuador. En la mayoría de los diseños, el ángulo de rotación se limita a 360° aunque es posible superarlo considerablemente cuando se utilizan actuadores de pistón.

Actuador giratorio de paleta (paleta simple)

Un actuador giratorio de paleta simple se muestra en la figura. 1.82. Un actuador giratorio permite solo una revolución parcial. El actuador giratorio de paleta consiste en una paleta conectada a un eje de salida. Cuando se aplica presión hidráulica a un lado de la paleta, esta gira. Un tope impide que la paleta gire continuamente. El ángulo de rotación en el caso de un actuador giratorio de un solo álabe es de 315° .

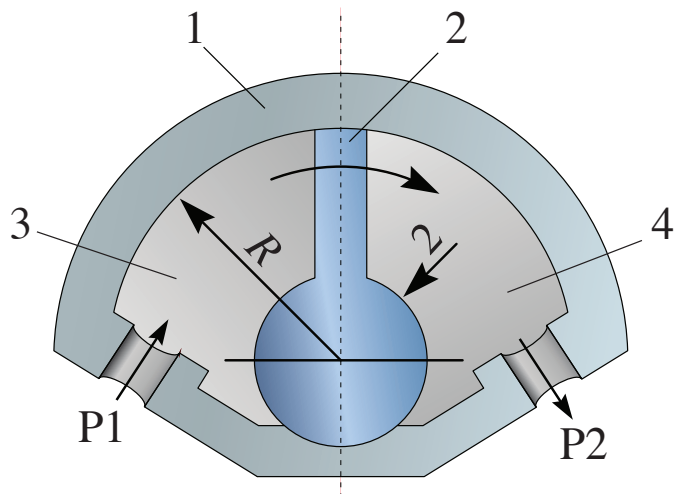


Figura 1.82. Actuador de giro de paleta. 1. Cuerpo, 2. Paleta, 3 y 4. Cámaras.

Actuador de giro de cremallera y piñón

El actuador giratorio de cremallera y piñón (fig. 1.83) es un diseño de uso común para la obtención de accionamientos de giro parcial. Este consiste en un cilindro hidráulico con un mecanismo de cremallera y piñón. La cremallera en el vástago del pistón se convierte en el engranaje del piñón, convirtiendo de este modo el movimiento lineal del pistón en movimiento rotativo, que se transmite a la carga a través del eje de salida.

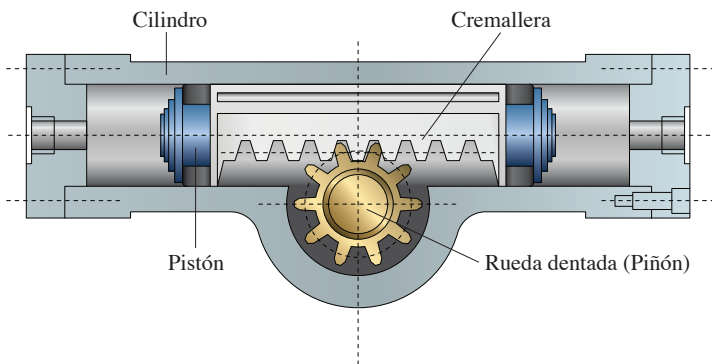


Figura 1.83. Actuador de giro de cremallera y piñón

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

En este diseño, el cilindro acciona un piñón y la cremallera es una parte integral del vástago del cilindro. El ángulo de giro depende de la carrera del cilindro, la cremallera y el diámetro del círculo primitivo del piñón. El inicio y el final de la carrera son ajustados por medio de un tope interno (carrera de ajuste).

Motor hidráulico: par teórico, potencia y caudal

El par generado por el motor hidráulico sin fricción se conoce como el torque teórico. El par teórico se puede calcular por la siguiente fórmula:

$$T_T = \frac{pV}{2\pi} \quad (1.23)$$

Donde: V es el desplazamiento volumétrico en m^3/rev y p es la presión en N/m^2 .

La Potencia desarrollada por un motor sin fricción se conoce como potencia teórica. Se puede calcular por la siguiente fórmula:

$$P_T = T_T * \omega \quad (1.24)$$

$$\omega = 2\pi n \quad (1.25)$$

Donde T es el par teórico en Nm, ω es la velocidad del motor en $[\text{rad}/\text{s}]$ y n es la velocidad del motor en $[\text{rev}/\text{min}]$.

El caudal que el motor hidráulico consumiría si no hubiera fugas se conoce como caudal teórico. Matemáticamente, el caudal teórico está dado por:

$$Q_T = Vn \quad (1.26)$$

Donde V es el desplazamiento volumétrico en $[\text{m}^3/\text{rev}]$, n es la velocidad del motor en $[\text{rev}/\text{s}]$.

Rendimiento de los motores hidráulicos

El rendimiento de los motores hidráulicos depende de muchos factores, tales como: la precisión de sus partes, tolerancias entre las partes de acoplamiento, fugas etc. Las fugas internas entre la entrada y la salida afectan la eficiencia volumétrica. La fricción entre las partes en movimiento afecta a la eficiencia mecánica de un motor hidráulico.

Los hidromotores de engranajes normalmente tienen una eficiencia global del 70–75% en comparación con los motores de paletas que tienen 75–85 %; mientras que, los motores de pistones oscilan entre 85 y 95 %.

El par del motor se divide en tres grupos separados:

1. **Par de arranque:** el par de arranque es la fuerza de giro que el motor ejerce desde un punto muerto.
2. **Par de funcionamiento:** el par de funcionamiento se ejerce cuando el motor está en marcha y cada vez que hay cambios se produce un cambio en la presión del fluido.
3. **Par de frenado:** el par de frenado es el par necesario para detener el motor.

En la mayoría de los motores hidráulicos, los pares de frenado y de arranque son iguales. Por lo general, el par de arranque es de 75 - 80% del par máximo de diseño.

1. **Eficiencia volumétrica:** la eficiencia volumétrica de un motor hidráulico es la relación del caudal teórico y el caudal real necesario para alcanzar una velocidad determinada. El motor utiliza más que el caudal que el teórico debido a las fugas:

$$\eta_v = \frac{Q_T}{Q_A} \quad (1.27)$$

2. **Eficiencia mecánica:** la eficiencia mecánica de un motor hidráulico es la relación del trabajo real hecho y el trabajo teórico hecho por revolución. El par de salida de un motor hidráulico es menor que el par teórico, debido a la fricción mecánica entre las partes en movimiento relativo:

$$\eta_m = \frac{T_A}{T_T} \quad (1.28)$$

Aquí, el par teórico y par real están dados por:

$$T_T = \frac{pV}{2\pi} \quad (1.29)$$

$$T_A = \frac{P}{\omega} \quad (1.30)$$

Donde:

P = potencia en el árbol del hidromotor.

3. **La eficiencia general:** la eficiencia general de un motor es la relación entre la potencia de salida y la potencia de entrada del motor. La potencia de salida es la potencia mecánica en el árbol del hidromotor, la potencia en la entrada es la energía del fluido a la entrada del motor hidráulico:

$$\eta_o = \frac{T_A * n}{p * Q_A} \quad (1.31)$$

$$\eta_o = \eta_v \eta_m \quad (1.32)$$

Nota: la potencia real entregada a un motor por un fluido se llama potencia hidráulica y la potencia real entregada a una carga por un motor a través de un eje de rotación se llama la potencia de frenado.

1.8 Otros elementos del sistema hidráulico

Sellos y empaques: su función básica es evitar las fugas de fluido a presión en sitios que se comunican entre sí o con el exterior. En los sistemas hidráulicos, los sellos y empaques son piezas importantes sin las cuales ni los cilindros, bombas y válvulas, trabajan adecuadamente.

Conductos hidráulicos: los sistemas de conducción del fluido son esenciales para el buen funcionamiento del sistema hidráulico, ya que son los encargados de unir otros elementos del sistema; deben, por lo tanto, estar a prueba de fugas y resistir la máxima presión, temperatura y vibraciones a que estén sometidas durante el trabajo. Su diseño debe evitar restricciones de flujo y turbulencias; deben tener suficiente diámetro para transportar el caudal de las bombas sin pérdidas excesivas por fricción o turbulencias. Los conductos hidráulicos pueden ser tuberías y mangueras flexibles.

Accesorios: son elementos tales como uniones, radiadores y filtros. Los filtros son elementos destinados a retener impurezas presentes en el fluido, las cuales pueden producir desgaste y obstrucciones (figura. 1.84).

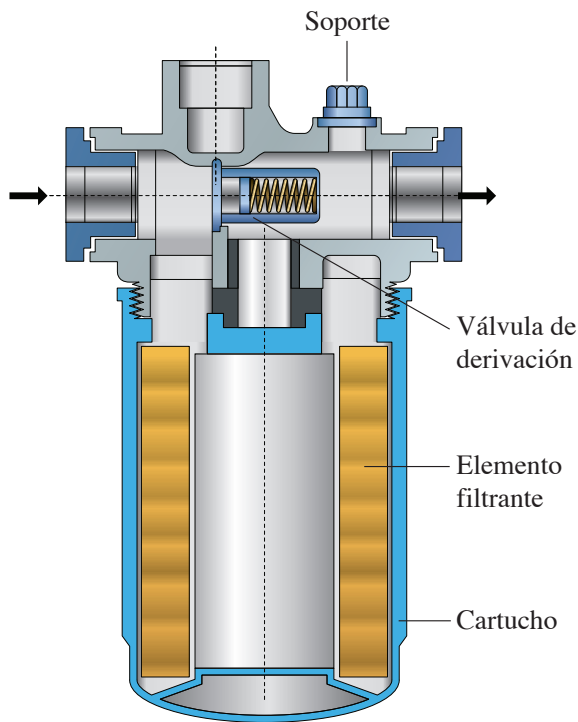


Figura 1.84. Filtro hidráulico

2. SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

Ing. Juan Rafael Pérez Pupo PhD.; Ing. Julio Nolberto Pérez Guerrero PhD

2.1 Introducción

Con el objetivo de simplificar las cadenas cinemáticas ramificadas, asegurar una regulación no escalonada de los regímenes de velocidades, un “suavizamiento” de los regímenes dinámicos de trabajo, y el aumento de la fiabilidad general de los agregados, cada día se utilizan más los sistemas hidráulicos en los órganos de trabajo de las máquinas agrícolas.

La maquinaria agrícola implica muchas funciones de fuerza y movimiento, algunas requieren gran fuerza y un alto grado de precisión; y, otras requieren agilidad, reversiones rápidas y precisión repetitiva. Existen muchas similitudes entre las funciones necesarias para la preparación del suelo, el cultivo y la recolección; y, las que se realizan en la maquinaria para obras públicas, la construcción, la minería, forestal y muchas otras actividades agrupadas comúnmente bajo el término hidráulica móvil.

Dentro del vasto campo de la maquinaria agrícola se consideran fundamentalmente los tractores, implementos y cosechadoras. Los implementos se caracterizan por utilizar como fuente de potencia a los tractores, pudiendo ser acoplados integralmente al tractor o remolcados.

La variedad de accionamientos hidráulicos aumenta constantemente, se amplían sus funciones y se incrementan las exigencias hacia sus características de trabajo; y, por consiguiente, se hacen más complejos en su construcción, lo que trae consigo un incremento del tiempo de duración del proceso de diseño y fabricación.

En este capítulo, vamos a discutir los sistemas hidráulicos comúnmente encontrados en de la maquinaria agrícola, una breve reseña histórica del uso de los mismos en este tipo de maquinaria, valorando cómo cada componente afecta el rendimiento del sistema y cómo interactúan entre ellos. Se analizará el rendimiento de las diversas configuraciones de sistemas típicos utilizados, así como los procedimientos de cálculo de las transmisiones hidrostáticas y sistemas de dirección hidrostática de las máquinas agrícolas.

2.2 Breve reseña histórica

Los primeros tractores eran esencialmente reemplazos mecánicos para caballos, con el propósito principal de proporcionar alimentación a la barra de tracción, para tirar de implementos a través del campo. Según fueron evolucionando los tractores, estos adquirieron capacidades adicionales para proporcionar potencia y controles para los implementos. Las transmisiones por correa inicialmente empleadas fueron reemplazadas por un árbol de transmisión, que consta de un eje de rotación para transmitir potencia mecánica desde el tractor al implemento a una velocidad estándar de 540 rpm, o 1000 rpm en la actualidad. Generalmente, las tomas de fuerza operan con una relación fija de la velocidad del motor, aunque algunos tractores modernos incluyen un modo económico en la toma de fuerza, que permite el funcionamiento de la toma de fuerza a una relación (pero todavía fija) de la velocidad del motor reducida, lo cual mejora la utilización eficiente del combustible.

El primer uso de la hidráulica en los tractores agrícolas fue reemplazar el subir y bajar los implementos manualmente. Esta innovación le dio al operador la capacidad de controlar fácilmente el implemento en tanto se producía el movimiento, en lugar de tratar el hombre de manejar las palancas de ajuste mientras el implemento está en movimiento. La alternativa más segura era detenerlo, desmontarse, hacer el ajuste, volver a montarse en el tractor, y continuar con la operación; pero esto no siempre ocurría (Stoss, 2013).

Los sistemas hidráulicos se añadieron más tarde a los tractores para controlar funciones básicas de los implementos y potencia de rotación, para órganos de trabajo tales como: ventiladores, sinfines etc. Los primeros sistemas hidráulicos eran bastante simples, con bombas de desplazamiento fijo que realizaban una sola función. A medida que los sistemas hidráulicos móviles evolucionaron, aumentaron en complejidad y también su capacidad y eficiencia, pudiendo controlar múltiples funciones simultáneamente a presión y flujo variable.

La notable elevación de la productividad agrícola en el último siglo se puede relacionar directamente con la mecanización, en particular con el desarrollo del tractor.

La función principal de los tractores, como fuente motriz, es ser interconectados con implementos. Estos implementos son remolcados generalmente por una barra de tracción o un enganche de tres puntos en la parte trasera del tractor. Los implementos pueden también llevarse o empujarse por un enganche de tres pun-

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

tos frontal. Otra variante, con frecuencia utilizada, es montarlos directamente al bastidor del tractor. Es importante destacar, que no solo los tractores proporcionan fuerza de tracción para mover los implementos a través del campo, sino que también accionan y controlan los implementos. Originalmente, los aperos para tractores eran analogías de los implementos tirados por caballos y solo requerían que la potencia del tractor proporcionara el tiro. Con el tiempo, estos se han vuelto más sofisticados con requerimientos de energía adicionales. Ahora, la potencia del tractor debe ser equilibrada entre las necesidades de tracción, la potencia en la toma de fuerza (PTO), y los requerimientos de energía hidráulica-eléctrica.

La hidráulica mejora la productividad mediante la eliminación del tiempo de inactividad y también por la mejora de las operaciones de campo. Todo ello conlleva la elevación del tiempo operativo. Cuando las condiciones del suelo varían, el operador tiene que aplicar ajustes de la profundidad, a fin de no sobrepasar la potencia del motor del tractor. Además, cuando el tractor se encuentra con suelo blando el operador puede hacer ajustes de profundidad, mientras este está en movimiento; lo que reduce el riesgo de atascamiento del tractor.

Como sucede en la mayoría de las innovaciones, los primeros desarrollos, en comparación con los estándares actuales, resultaron atrasados. Se utilizaron bombas de engranajes o de paletas en circuitos de centro abierto. Las presiones fueron bajas, de menos de 6900 kPa (1.000 psi). El sistema hidráulico del tractor John Deere –uno de los precursores–, modelo H, tenía 3800 kPa (555 psi) de presión de trabajo, mientras que ya el John Deere, modelo B, tenía 4,200 kPa (610 psi) de presión de trabajo, con un caudal de 0,49 l/s (7,7 gpm) (Stoss, 2013).

El medio habitual de uso en la hidráulica, para controlar subir y bajar el implemento, era y todavía es, el cilindro hidráulico. El cilindro sustituye mecanismos complejos, con ganancia mecánica, utilizados anteriormente. Los primeros cilindros eran de simple efecto, lo que significa que una válvula de control (distribuidor) en el tractor dirigiría aceite hacia el extremo del pistón del cilindro, haciendo que el vástago se extendiera, utilizando una sola línea hidráulica desde el tractor. Esta disposición requiere que la gravedad ayude a empujar el aceite de vuelta al tractor, usando la fuerza desarrollada por el peso de caída del implemento. El inconveniente de esta disposición se manifiesta en momentos en que es deseable retraer la longitud del cilindro, más allá de lo que la gravedad pueda ayudar, tales como levantar las ruedas para añadir peso y poner el implemento en el suelo. La complejidad de la válvula de control en el tractor aumentó progresivamente con dos líneas, siendo dirigidas desde el tractor al cilindro hidráulico, para accionar un cilindro de doble efecto.

Allis Chalmers presentó el sistema altamente sofisticado "sensible a la carga" en 1973, por primera vez para los tractores (Khatti, 1973) también usando bombas de desplazamiento variable. El objetivo principal fue el ahorro de energía, que también ha sido confirmado por Harms, Jarboe, Garbers y otros (Renius, 1994). El principio se muestra en la Fig. 2.1, adoptado de (Matties, 1991). Una bomba de caudal variable es controlada por la caída de presión de la válvula de servicio; así, la bomba suministra, para cualquier ajuste de la válvula, solo el caudal que es necesario para mantener el valor de la caída de presión (Δp) constante (Khatti, 1973). Por lo tanto, el flujo a través de la válvula es directamente proporcional al área de abertura de la válvula, independientemente de la carga del actuador. Estrategias de operación simultánea del circuito con más de un actuador se han presentado por ejemplo por Harms, Jarboe, Friedrichsen/van Hamme y Esders (Renius, 1994). Cuando la válvula está cerrada, la bomba se mueve automáticamente a una posición de "cerca de flujo cero", reduciendo al mismo tiempo la presión de la bomba a un mínimo nivel de espera (*stand-by*). El ahorro de energía depende en gran medida de la carga de servicio real y del historial de flujos; como ha sido investigado por Garbers (Renius, 1994). Las ventajas mencionadas se equilibran con mayor costo inicial (Matties, 1991).

El uso de los sistemas hidráulicos de centro abierto continúa, hasta nuestros días, sobre todo con bombas de engranajes. La ventaja de utilizar un sistema de este tipo es su rentabilidad, cuando el tractor utiliza en gran medida la energía para la barra de tracción. La desventaja es que, desde el punto de vista de la eficiencia, ya existen en el mercado mejores sistemas. A pesar de tales desventajas, la densidad de potencia de los sistemas de centro abierto ha aumentado de tal manera que se utilizan presiones de hasta 20 500 kPa (3000 psi), rango que los sistemas más sofisticados utilizan (ISO, 1994) (ASABE, 2008). Típicamente, el sistema de centro abierto, se usa en los tractores más pequeños en los países en desarrollo.

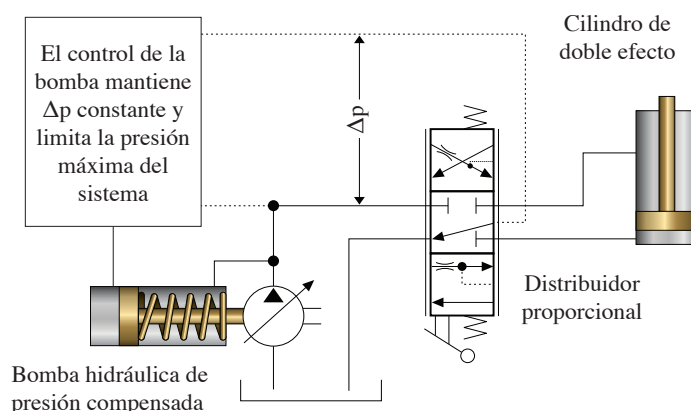


Figura. 2.1. Principio de sistema con detección de carga y bomba de caudal variable.
(Renius, 1994)

A medida que los tractores e implementos crecieron en tamaño, surgió la necesidad de utilizar múltiples cilindros. Esto redujo la utilidad de mantener el cilindro formando parte del tractor. La tendencia fue localizar, de forma permanente, los cilindros –con todas las conexiones y mangueras requeridas– en el implemento, en lugar del tractor; y utilizar los acopladores que se habían desarrollado.

El mayor uso de la hidráulica impulsó la evolución del diseño de los sistemas hidráulicos con una mayor densidad de potencia y una mayor eficiencia. Los sistemas más grandes se trasladaron de sistemas, con centro abierto, a sistemas de centro cerrado con bombas de pistones. Las bombas de pistones permiten llevar la cilindrada prácticamente a cero, cuando no se necesita el suministro de aceite.

Para John Deere, los tractores de la “Nueva Generación de Potencia” se introdujeron en 1960 con bombas de pistones radiales de presión compensada. La presión del sistema se aumentó a 15,500 kPa (2,250 psi) (Stoss, 2013).

Con este sistema, de centro cerrado y bomba de pistones radiales, las bombas funcionaban a una presión constante, pero al mismo tiempo las cilindradas variaban dependiendo del flujo requerido.

Otras compañías comenzaron a desarrollar bombas de pistones axiales comercialmente viables. Hoy, la bomba de pistones axiales representa el pilar de los sistemas hidráulicos de centro cerrado.

En la década de 1980, la presión hidráulica disponible para los implementos aumentó nuevamente. Esta vez, según la norma, el límite superior se estableció

en 20.500 kPa (3.000 psi) (ISO, 1994) (ASABE, 2008). Parte de la motivación de la limitación de la presión con la norma, es proteger los implementos, que puede que no hayan sido adecuadamente diseñados para soportar esta presión. En tal caso el implemento pudiera sufrir daños o producirse situaciones de riesgo.

Case-IH introdujo el sistema con sensor de carga en la producción en masa en los EE. UU, con el nuevo Magnum en 1987, seguido por el Maxxum en 1989. A finales de 1991, Ford se convirtió en el segundo gran fabricante en introducirlo con el nuevo Serie 40, seguido por el nuevo 6000 y 7000 , la Serie 75 de John Deere en 1992 y la nueva serie Fendt 500C y "800" a finales de 1993. (Renius, 1994)

Las máquinas agrícolas (cosechadoras y equipos agrícolas autopropulsados de diversos usos) han seguido un desarrollo similar al de los tractores, caracterizado por un incremento de la potencia del motor disponible para las múltiples funciones que normalmente se requieren, y por la ampliación del uso de los accionamientos hidráulicos, sobre todo a partir de la década del 1960 del siglo XX.

2.3 Características de los sistemas hidráulicos en la maquinaria agrícola

La producción de máquinas agrícolas ha experimentado cambios sustanciales producto al perfeccionamiento de los diseños y a las mejoras en la tecnología de fabricación; estas, han incrementado su potencia, se ha ampliado la variedad de cosechadoras autopropulsadas, más poderosas, con varios órganos activos, capaces de ejecutar varias operaciones tecnológicas.

Los accionamientos de las máquinas agrícolas se caracterizan por:

- Mayor cantidad de transmisiones de engranajes (en lugar de las transmisiones por correa) para accionar las bombas hidráulicas de la máquina con mayor fiabilidad.
- Las válvulas hidráulicas están montadas lejos del operador y son controladas eléctricamente.
- Los componentes se encuentran en lugares accesibles para el servicio.
- Montaje con amortiguación de las tuberías para minimizar el ruido y vibraciones en los soportes de la estructura.

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

- El mismo modelo de filtro es usado en todos los sistemas hidráulicos.
- Los filtros al ensuciarse derivan el líquido hacia partes del sistema, de tal forma que el líquido contaminado no llegue a los componentes críticos.
- El filtraje en la línea de retorno evita la cavitación causada por la suciedad en el filtro.
- Un solo fluido hidráulico es usado en todo el sistema.
- Tomas de enganche rápido para el diagnóstico con el objetivo de reducir el tiempo de localización de los fallos.
- Elevación de las presiones de trabajo hasta el orden de los 210 bar.

Es conocido, que en las condiciones reales de explotación las máquinas móviles agrícolas, y por consiguiente los sistemas hidráulicos de accionamiento de sus órganos de trabajo, se encuentran bajo la acción de cargas variables ininterrumpidas (Lurie, 1970; Pogorieli, 1981).

De esta forma los regímenes estacionarios de trabajo de los sistemas hidráulicos de las máquinas agrícolas pueden verse solo de forma convencional, con un grado de idealización muy grande, tomando los regímenes estacionarios como instantáneos (Lurie, 1969).

Aunque las aplicaciones varían considerablemente, según el campo de aplicación del equipo, los sistemas hidráulicos son construidos usando similares componentes y configuraciones de circuitos:

- Circuitos abiertos o cerrados.
- Fuentes de potencia basadas en accionadores primarios de velocidad fija o variable.
- Bombas de desplazamiento fijo o variable.
- Motores hidráulicos o actuadores lineales acoplados a las cargas.
- Válvulas de control de caudal y presión para proveer las funciones de control necesario.

En los sistemas hidráulicos de la maquinaria agrícola la entrada es habitualmente un motor de combustión interna, que, en el caso de las máquinas agrícolas generalmente funciona a velocidad constante. La velocidad y el momento torsor del accionador primario son convertidos en potencia hidráulica en la bomba, el control direccional de la potencia hidráulica es suministrado por la válvula, mientras que la salida puede ser fuerza y velocidad en un cilindro o momento torsor y

frecuencia de rotación en un motor hidráulico, los cuales pueden estar conectados con las cargas por medio de mecanismos o engranes.

La señal de entrada en las válvulas puede ser electrónica, hidráulica o manual entre otras.

Adicionalmente, la salida del sistema hidráulico puede ser usada como retroalimentación del circuito, lo que normalmente conlleva al uso de instrumentación, elementos lógicos y controladores.

En los tractores, el sistema hidráulico que suministra energía al implemento, puede funcionar a presiones superiores a 20 500 kPa, pero, cuando la potencia hidráulica pasa al implemento, debe reducirse al máximo nivel de 20 500 kPa. Los sistemas con una sola bomba hidráulica a menudo utilizan una válvula de prioridad, para asegurar que los sistemas de control, con dirección y los frenos, obtengan primero la disponibilidad de aceite. Una vez que se han cubierto las necesidades de la dirección y los frenos, se satisfacen los usos secundarios (implementos); lo que se desvía hacia el implemento debe ser a presión reducida.

Para los sistemas hidráulicos integrados a bordo, la norma ISO no tiene límite superior en la presión hidráulica. Esto aumenta la densidad de potencia (relación potencia/peso) del sistema hidráulico más allá de si está sujeta a la misma limitación de 20 500 kPa. Se supone que el sistema está diseñado para manejar la presión. Un ejemplo de tal sistema es aquel, en el que las presiones pueden alcanzar 50 000 kPa (7250 psi).

Uno de los problemas con la reducción de presión para un implemento es el tamaño de la válvula de reducción de presión, requerida para manejar el flujo que típicamente va al implemento. Problemas de estabilidad pueden ocurrir con una válvula de este tipo. La reducción de la presión de aceite también genera calor, lo que entra en conflicto con las mejoras de energía concebidos en los sistemas recientemente.

Los sistemas más nuevos de este tipo son compensados por presión y caudal para mejorar la eficiencia global. En este caso, la bomba ajusta la cilindrada para desarrollar el flujo requerido. Una tercera línea, una línea de detección de carga, se añade a las líneas de presión y de retorno. Esta, indica a la bomba la presión que se requiere para llevar a cabo su función. Cuando se trata de una válvula de control remoto, la conexión de detección de carga es captada internamente en la válvula y la línea de detección de carga se extiende desde la válvula a la bomba. La válvula de control o compensador, toma la señal de detección de carga y agre-

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

ga a ella un poco de presión diferencial, previamente especificada, para asegurar que exista un margen suficiente para completar el trabajo. El margen es la diferencia de presión entre la carga hidráulica y la presión de salida de la bomba; este varía según la aplicación. La idea es mantener el margen tan bajo como sea posible, para minimizar las pérdidas de potencia; pero, lo suficientemente alto para que permita proporcionar una velocidad adecuada de la respuesta.

El resultado es que ni la presión ni el flujo estén en los límites máximos; a menos que ambos sean necesarios. Esto reduce, aún más, las pérdidas de energía, en comparación con las bombas de desplazamiento fijo -que están siempre a caudal máximo-, o para bombas de pistón de presión compensada, que funcionan en la condición de máxima presión. El resultado es una mejora adicional en la reducción de la generación de energía hidráulica innecesaria (ver fig. 2.2) (Stoss, 2013).

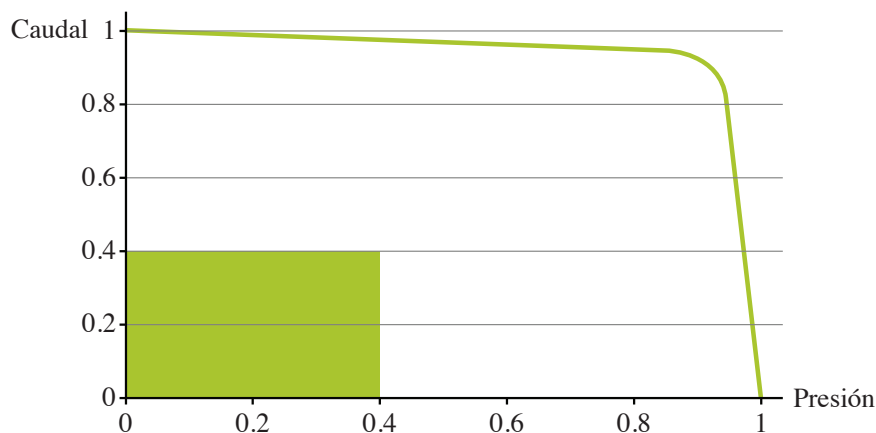


Figura 2.2. Curva de caudal para bomba compensada por presión y caudal (Stoss, 2013).

Si una sola bomba necesita satisfacer dos funciones hidráulicas al mismo tiempo, con diferentes requisitos de presión y caudal, se producen ineficiencias. La bomba producirá un flujo que es la suma de las necesidades totales. En este caso, la presión desarrollada por la bomba estará en el máximo requerido para satisfacer todas las funciones. El resultado es que, la diferencia de presión requerida, para la función con menor demanda, genera exceso de calor y resulta en pérdida de potencia adicional; entonces, se precisa de una energía adicional para alimentar el ventilador y disipar el calor resultante de las ineficiencias del sistema.

Como objetivo, la cantidad de energía disipada en el enfriador, en un sistema bien diseñado, no debe ser mayor que el 15 % de la potencia máxima de esquina de la bomba. La potencia de esquina es la condición en la que se produce la máxima potencia hidráulica. La potencia hidráulica es el producto de la presión de la bomba y el flujo que produce la bomba. Por ejemplo, véase la figura. 2.3. El área verde representa la potencia hidráulica, consumida por una función hidráulica; el área amarilla la energía hidráulica consumida por dos funciones hidráulicas; la zona roja es la energía hidráulica no aprovechada. Cuando varias funciones se suministran con una sola bomba, la curva de potencia hidráulica es el área rectangular de máxima presión; y, el flujo total bajo la curva de presión-flujo, abarca tanto la potencia utilizable e inutilizable (Stoss, 2013).

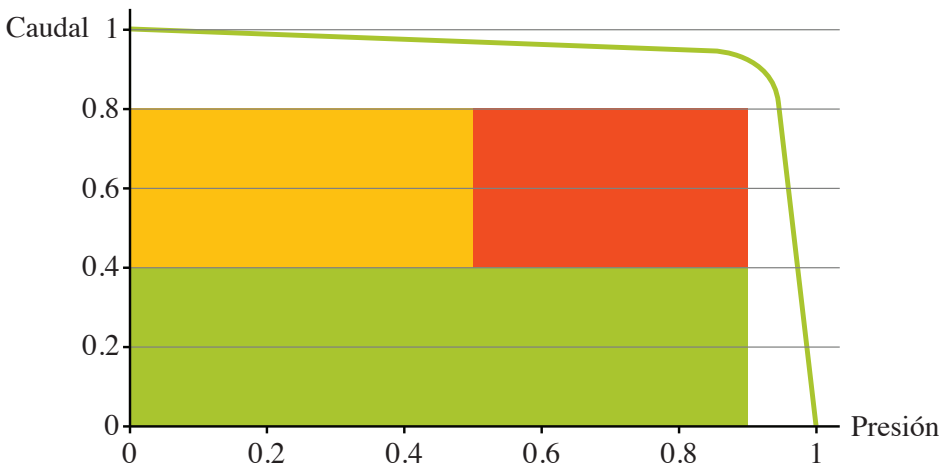


Figura 2.3. Curva caudal–presión, bomba simple, doble función (Stoss, 2013).

Una optimización adicional de tales sistemas se puede lograr cuando los mismos crecen en tamaño; es decir cuando se adicionan nuevos actuadores. Una forma es subdividir el sistema utilizando diferentes bombas con funciones especializadas. De esta manera, cada sistema puede funcionar a la presión y el flujo exigido por este (fig. 2.4). Por ejemplo, un sistema podría manejar la dirección y los frenos, a una presión elevada, como un sistema de a bordo; mientras que la bomba que maneja el implemento se limitaría a 20.500 kPa (ISO, 1994) (ASA-BE, 2008). Un beneficio adicional de tener bombas separadas es la posibilidad de eliminación de la válvula de prioridad. Recordemos que la función de una válvula de prioridad es dirigir el flujo, de manera que las funciones de control crítico

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

–dirección, frenos– tienen acceso al aceite antes que las funciones secundarias. Cuando las funciones de dirección y de freno poseen su propia bomba, la válvula de prioridad puede ser eliminada.

Para ayudar a los diseñadores en el dimensionamiento correcto de las líneas hidráulicas, se han concebido algunas reglas generales, utilizando la velocidad del fluido como el indicador de la resistencia. La clave está en que estas no sean demasiado pequeñas como para causar una caída de presión y pérdidas de potencia excesivas. Si resultan demasiado grandes generarían costos excesivos y la dificultad potencial de enrutamiento de las líneas más grandes y mangueras. Algunas recomendaciones de la velocidad del fluido para el dimensionamiento de líneas y mangueras se presentan a continuación:

- Succión: 0,6... 1,2 m/s
- Retorno: 2... 2,5 m/s
- Media presión: 4,5...6 m/s
- Alta presión: 6...7,5 m/s

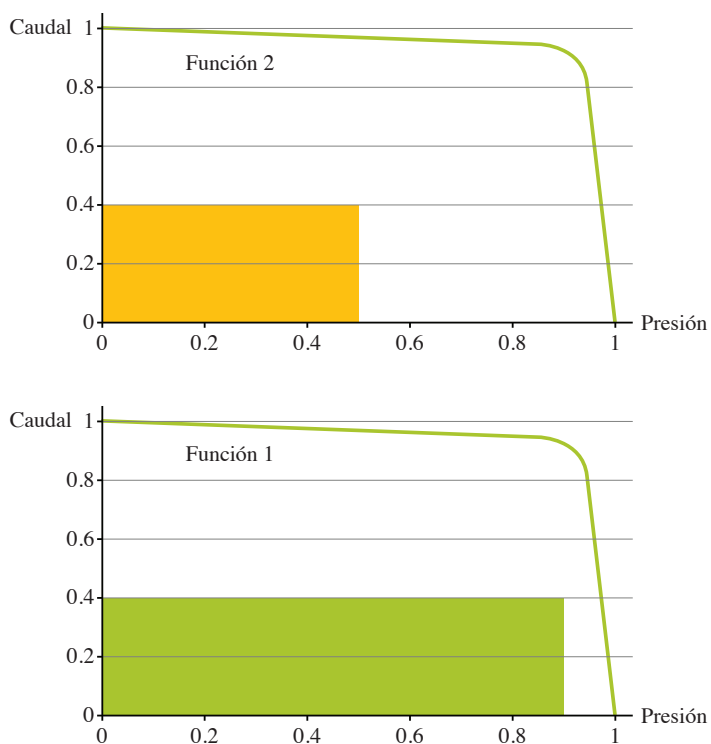


Figura 2.4. Curva caudal–presión, bomba doble, doble función (Stoss, 2013).

2.4 Tipologías de los sistemas hidráulicos en la maquinaria agrícola

2.4.1 Generalidades

Por tipologías o estructuras de los sistemas hidráulicos se entiende la forma de conexión de los elementos que los constituyen. Las utilizadas normalmente en la maquinaria agrícola, se muestran en la tabla 2.1.

- Conexión en circuito abierto.

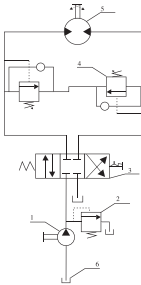
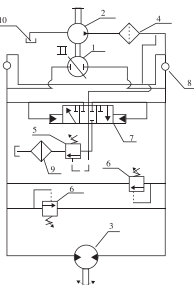
La bomba suministra un caudal de aceite hacia el motor (o el actuador lineal) siempre en el mismo sentido, de modo que para invertir el sentido de giro del receptor es preciso disponer de una válvula distribuidora. A la salida del motor el aceite fluye a presión prácticamente nula al depósito. Durante la posición de reposo, en los circuitos con bomba de caudal constante, la circulación de caudal (a presión casi nula) puede ser interrumpida o no; en los circuitos con bomba de caudal variable es frecuente que ésta se sitúe en la posición en que su desplazamiento volumétrico es cero. Las principales ventajas de este tipo de circuitos son dos: su coste de adquisición suele ser reducido, por el número de componentes incorporados, y la refrigeración del aceite es excelente, gracias al depósito, donde se consigue la transferencia de calor necesaria. Los inconvenientes son varios, entre los que se pueden citar: el riesgo de cavitación de la bomba, la limitación del número de vueltas de la bomba y la imposibilidad de frenar el motor si no se incluye un bloque de frenado apropiado.

- Conexión en circuito cerrado.

En este tipo de sistema el fluido, sin presión a la salida del motor, es dirigido a la aspiración de la bomba directamente sin pasar por el depósito. Al constituir bomba y motor, un sistema interconectado sin interrupción, sus funciones son intercambiables: según el sentido de la energía (dirección del fluido a presión) el motor puede comportarse como bomba, y viceversa. Por ello no hace falta elemento de frenado, pues estos dos elementos se intercambiarán energía y se

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

compensarán recíprocamente, según sea la carga exterior. Entre las ventajas más importantes se encuentran el perfecto grado de llenado de la bomba principal, -gracias a la ayuda de la bomba auxiliar-, la posibilidad de regular las revoluciones del motor, independientemente de la carga; el funcionamiento sin riesgos de cavitación y la excelente protección frente a sobrepresiones y fluctuaciones de presión no deseadas. Entre las desventajas se encuentran la refrigeración insuficiente y la durabilidad del aceite es menor y la bomba principal es de desplazamiento variable lo que lo hace un sistema más costoso.

Tipo de sistema	Circuito Abierto	Circuito Cerrado
Esquema		
Elementos	Bomba 1, Válvula limitadora 2, Distribuidor 3, Bloque de válvulas para el frenado 4, Motor 5, Depósito 6	Bomba principal 1, Bomba auxiliar 2, Motor 3, Filtro 4, Válvula de alivio 5, válvulas limitadoras de presión 6, Distribuidor 7, Válvulas de alimentación 8, Refrigerador 9, Depósito 10
Protección frente a sobrepresiones	Válvula 2	Válvula 6
Elemento de frenado	Bloque de válvulas 4	No precisa elemento adicional; durante el frenado, bomba y motor intercambian sus funciones (el flujo de energía invierte el sentido de circulación), consiguiendo parar casi sin pérdidas
Cambios de sentido de giro	Mediante la válvula 3	Invirtiendo el sentido del volumen de desplazamiento de la bomba
Refrigeración del aceite	Excelente, conseguida en el depósito 6	Deficiente, a través del conjunto de válvulas 5, 7 y el refrigerador 9

Presión en la aspiración de la bomba	Aceptable, el número de vueltas está limitado por el peligro de cavitación	Excelente, garantizada por la bomba 2; en consecuencia, el número de vueltas puede ser elevado; se reduce el peligro de la cavitación y la regulación es perfecta
Aplicación	Motores hidráulicos, cilindros diferenciales Hidráulica móvil Grúas	Motores hidráulicos, cilindros de doble efecto Máquinas herramientas Hidráulica móvil

Tabla 2.1. Clasificación de las transmisiones hidrostáticas según la forma de conexión. (Valencia, 1992).

2.4.2 Sistemas con centro abierto

Hoy en día, la mayoría de los sistemas hidráulicos en máquinas móviles son del tipo de centro abierto (OC, por sus siglas en inglés). En tales sistemas, las válvulas direccionales están diseñadas de manera que todo el caudal de la bomba se dirige al tanque cuando no se activa ninguna válvula. Esto se consigue comúnmente proporcionándole a la válvula direccional un canal en la posición central que conecta el puerto de la bomba y el tanque (véase figura 2.5). Por medio de este canal de centro abierto, la presión del sistema se mantiene a un nivel bajo, mientras que el sistema está inactivo y la válvula está cerrada. Estos sistemas están diseñados para su uso con bombas de desplazamiento fijo, por tanto, a menudo llamados sistemas de flujo constante.

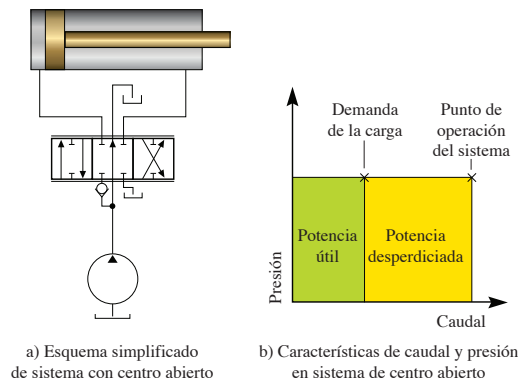


Figura.2.5. Esquema de sistema de centro abierto y diagrama de eficiencia del sistema. (Axin, 2013)

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

Cuando la válvula se desplaza de su posición central, el canal de centro abierto comienza a cerrarse y la presión de la bomba aumenta. Simultáneamente, el orificio de la bomba está conectado a cualquiera de los puertos de carga, dependiendo de la dirección del movimiento del carrete, mientras que el otro puerto de carga lo está al tanque. Cuando el caudal de la bomba está restringido de modo que la presión de la bomba es mayor que la presión de la carga, la válvula de retención se abre y habrá un flujo a la carga. El porcentaje de este flujo depende no solo del desplazamiento de carrete, sino también de la presión de carga. Esto se denomina dependencia de la carga.

Si varias válvulas se activan simultáneamente, el flujo a cada actuador no solo será dependiente de su propia carga, sino también de otras cargas activadas. Esto significa que el nivel de presión en una carga puede influir en gran medida en la velocidad de otro actuador: fenómeno de interacción de carga.

La desventaja más notable de los sistemas de centro abierto resulta en que pueden tener una pobre eficiencia energética. Pérdidas altas de energía se producen al levantar cargas pesadas lentamente; la presión de la bomba tiene que ser alta, pero solo una pequeña parte del flujo se dirige a la carga, (véase la fig. 2.4 (b)). La mayor parte del flujo se dirige a continuación a través del canal de centro abierto al tanque, con una caída de presión alta, resultando en pérdidas importantes de energía.

En resumen, los sistemas de centro abierto tienen las siguientes ventajas y desventajas:

Ventajas: el sistema es sencillo y robusto. Tiene alta amortiguación, lo que lo hace adecuado para aplicaciones móviles pesadas.

Desventajas: pobre eficiencia global y la interacción entre las cargas operadas simultáneamente. La velocidad del actuador no se corresponde con un desplazamiento de palanca específico, sino que es también una función de la presión de carga.

El sistema hidráulico con centro abierto de la figura. 2.6, fue el primer sistema utilizado en maquinaria agrícola. Todavía se utiliza en algunos tractores más pequeños. Incluye: una bomba de engranajes de desplazamiento fijo, una válvula de alivio, una VCD con centro en tándem con una o más secciones, y uno o más actuadores. El diagrama de presión-flujo para el sistema de centro abierto se muestra en la Figura. 2.7. Durante el modo en espera, el sistema funciona a caudal completo, pero a muy baja presión, ya que la bomba puede descargar libre-

mente al depósito a través del centro en tándem de la VCD. Cuando la corredera de la VCD se desplaza para enviar aceite a un actuador, la presión aumenta solo lo suficiente para mover la carga; el caudal disminuye ligeramente a medida que η_{vp} cae al aumentar la presión (ver fig. 2.7). Si la carga del actuador es demasiado grande, la válvula de alivio se abre y el flujo hacia el actuador disminuye, porque parte del aceite se desvía al depósito a través de la válvula de alivio.

La potencia máxima del fluido se produce justo a la izquierda del punto B en la figura. 2.7; es decir, justo antes de que se abra la válvula de alivio. Cuando dos o más correderas en la VCD se desplazan al mismo tiempo, el aceite fluye hacia el actuador que requiere la menor presión; los actuadores restantes se mantendrán en su posición hasta que la presión pueda aumentar. Si la carga del cilindro A en la figura. 2.6 es mayor que la carga del cilindro B, por ejemplo, el cilindro B se moverá primero y el cilindro A se estancará hasta que el cilindro B llegue al final de su recorrido. Tal acción se llama secuenciación, y es una desventaja importante de los sistemas de OC.

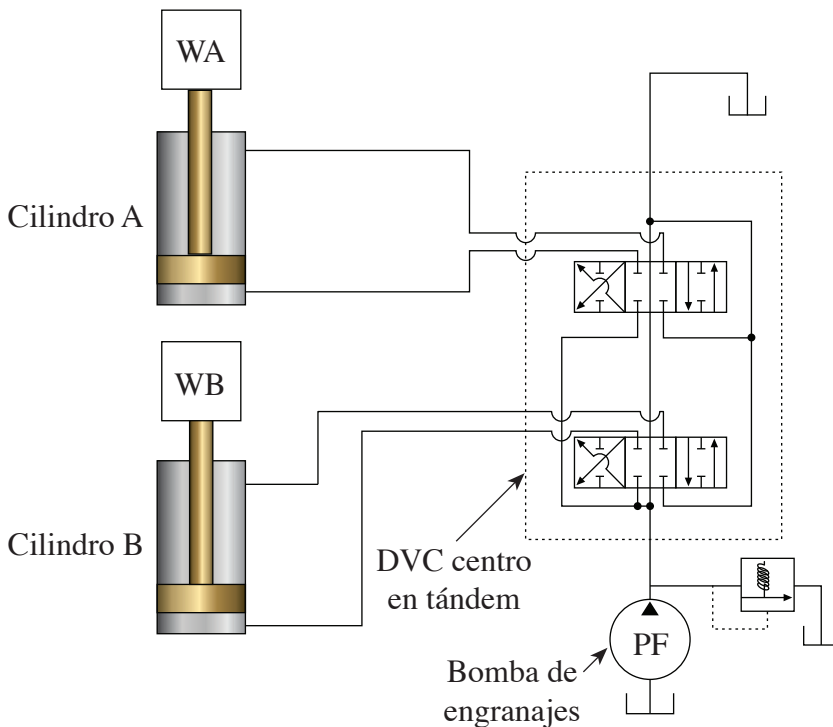


Figura 2.6. Circuito hidráulico de centro abierto.
(Srivastava, 2006)

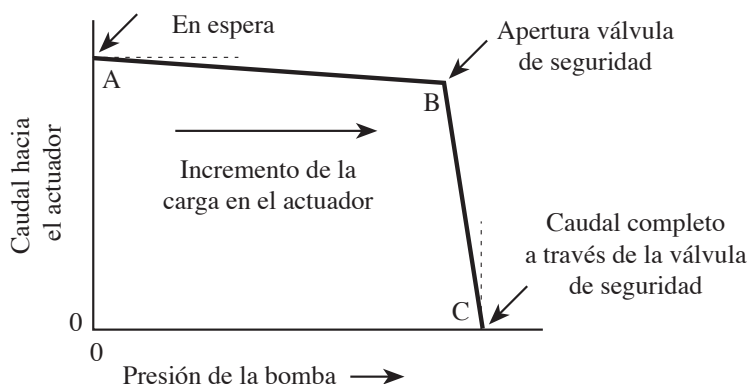


Figura 2.7. Diagrama caudal – presión para un circuito con centro abierto.
(Srivastava, 2006)

2.4.3 Sistemas de presión constante

Un sistema de presión constante (PC) (ver fig. 2.8) puede hacerse usando una bomba de desplazamiento variable controlada por presión o una bomba fija trabajando contra una válvula de alivio de presión. La solución de la bomba de presión controlada tiene mayor eficiencia, (ver fig. 2.8 (b)). Cuando el sistema está inactivo, cada válvula direccional tiene el puerto de la bomba cerrado y la bomba variable es llevada a un pequeño desplazamiento, compensando sus propias pérdidas y manteniendo así la presión constante. Las válvulas direccionales son de tipo centro cerrado.

Se produce un flujo al actuador cuando la válvula direccional se desplaza desde la posición neutral. Simultáneamente, el controlador de la bomba aumenta su desplazamiento, con el fin de mantener una presión constante en el sistema. El caudal depende tanto del desplazamiento del carrete como de la presión de carga. En consecuencia, los sistemas de presión constante sufren de la dependencia de la carga. Sin embargo, la capacidad de control de estos es mejor que en los sistemas de centro abierto en lo que se refiere a la interacción entre los actuadores. Lo anterior ocurre porque no hay dependencia entre la presión de carga y la presión de la bomba. Desde el punto de vista dinámico, los sistemas de presión constante tienen características similares a los de centro abierto debido a su dependencia de la carga. La amortiguación es, por lo tanto, alta. En cuanto a la eficiencia energética, los sistemas de presión constante constituyen una buena opción si las

cargas actuantes tienden a ser constantes. La presión de la bomba se compara con la carga constante mencionada. Sin embargo, si la situación de la carga se altera, se pueden producir grandes pérdidas.

Ventajas: sin interacción entre las cargas operadas simultáneamente y un alto amortiguamiento.

Desventajas: baja eficiencia para cargas ligeras y la velocidad del actuador no se corresponde a un desplazamiento de palanca específico, sino que es también una función de la presión de carga.

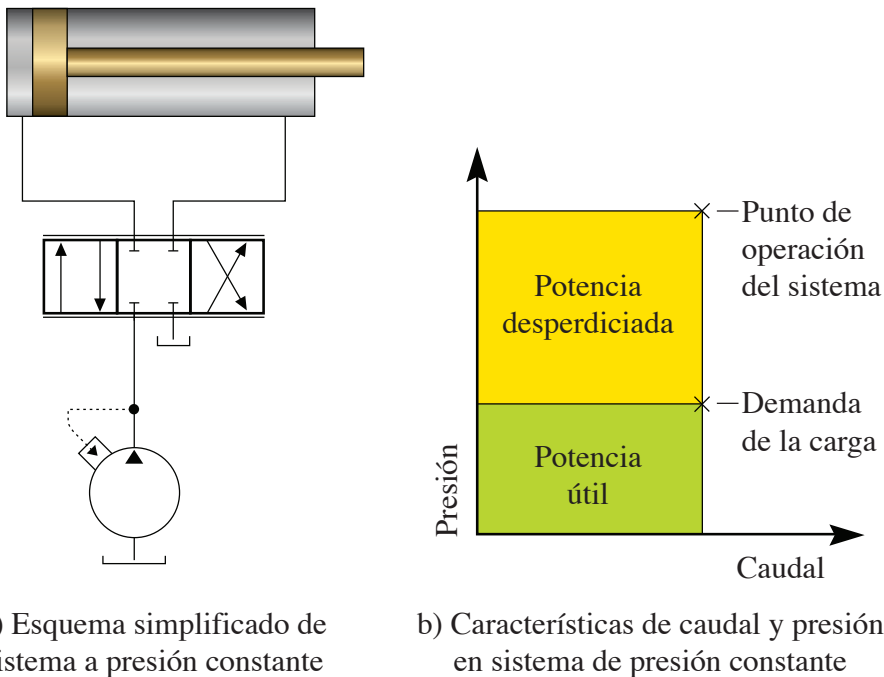


Figura.2.8. Esquema de sistema a presión constante y diagrama de eficiencia del sistema. (Axin, 2013)

El sistema de presión constante (fig. 2.9) fue desarrollado para superar algunas de las limitaciones del sistema de OC. El corazón del sistema es una bomba de presión compensada que ajusta automáticamente su entrega para satisfacer la demanda. Cuando no se necesita ningún flujo, la válvula de control de carrera se abre para admitir aceite al cárter de la bomba, mantiene los pistones radiales lejos de la leva, y hace que la entrega cese. Si la presión cae, por ejemplo, cuando una

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

corredera de la VCD se desliza, la presión en el cárter de la bomba cae de nuevo y empieza la entrega de aceite. La válvula de control de la carrera elimina la necesidad de una válvula de alivio. Observe que el sistema de PC incluye una VCD de centro cerrado, así el caudal de la bomba es cero en el modo en espera, como se muestra en la fig. 2.10. Cualquier número de actuadores se puede conectar de forma simultánea a este sistema, ya que la bomba ajusta automáticamente su carrera para mantener la presión total. De este modo transcurrirá sin secuenciación a menos que la bomba alcance su carrera completa (caudal máximo). Si la demanda de aceite es mayor que la capacidad de suministro de la bomba en carrera completa, el sistema se mueve a la izquierda del punto B en la figura. 2.10 y se comporta como el sistema de OC de la figura. 2.10. Por lo tanto, la secuenciación puede ocurrir en el sistema de PC si uno de los actuadores conectados tiene una alta demanda de caudal y baja presión.

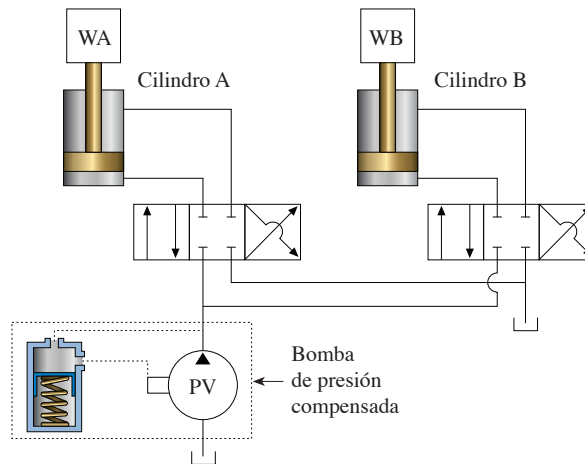


Figura 2.9. Sistema hidráulico con presión compensada.
(Srivastava, 2006)

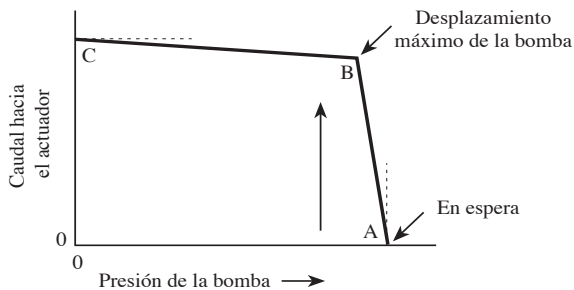


Figura 2.10. Diagrama caudal–presión de un sistema con presión compensada.
(Srivastava, 2006)

Para las aplicaciones más simples, un sistema de presión constante se puede lograr utilizando una bomba de desplazamiento constante y una válvula de alivio de presión para cargar un acumulador hidráulico. Una tecnología más avanzada se puede observar en las bombas de desplazamiento variable, equipadas con una unidad de control para adaptar el caudal a la demanda de los consumidores. Controladores hidromecánicos de bombas se usan todavía, pero serán reemplazados gradualmente por del tipo electrohidráulico. Con la ayuda de acumuladores hidráulicos, la capacidad del sistema se puede ampliar para disminuir el tiempo que se necesita para manipular unidades de desplazamiento variable. El funcionamiento en paralelo sin restricciones de múltiples consumidores es posible concebirlo siempre y cuando la unidad de control de desplazamiento de la bomba y los acumuladores puedan equilibrar las caídas de presión, y hasta que la demanda de flujo sumaria alcance el máximo caudal de la bomba. Incluso varias bombas en paralelo se pudieran agregar si fuera necesario (Dreher, 2010).

2.4.4 Sistemas con detección de carga

Los sistemas de detección de carga (fig. 2.11) utilizan una bomba de caudal variable y válvulas de centro cerrado, similar a los sistemas de presión constante. Sin embargo, el controlador de la bomba está diseñado de una manera diferente. En lugar de mantener una presión constante, la presión de la bomba se adapta continuamente de acuerdo a la carga máxima, (véase figura. 2.12). Otro diseño del sistema de detección de carga podría ser usando una bomba de desplazamiento fijo y una válvula de alivio de presión, adaptando su presión de apertura de acuerdo con la carga más alta. Esta solución, sin embargo, tiene menor eficiencia.

Cuando todas las válvulas direccionales se cierran, la bomba se lleva al desplazamiento mínimo, manteniendo una baja presión en el sistema. Cuando una válvula se desplaza desde la posición neutral, el controlador de la bomba detecta la carga y aumenta su presión, lo que permite un flujo hacia el actuador. Dado que la presión de la bomba se adapta continuamente a la carga, un desplazamiento específico de la palanca resulta en un cierto flujo, independiente de la presión de carga.

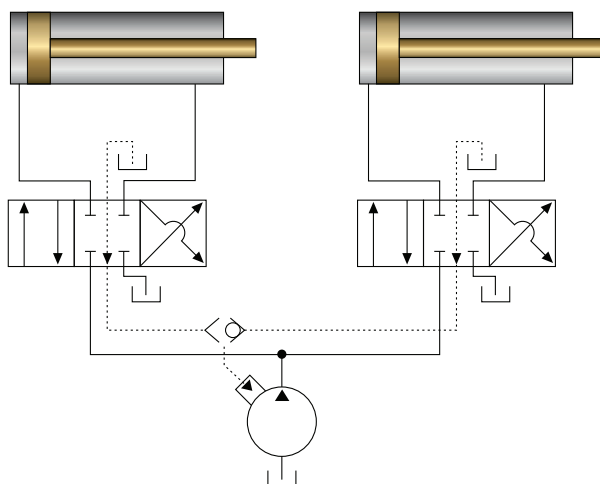


Figura.2.11. Diagrama simplificado de sistema con detección de carga (Axin, 2013).

Los sistemas de detección de carga no tienen ninguna dependencia de la carga en el actuador, siempre y cuando se controle una sola carga. Sin embargo, cuando varios actuadores son operados simultáneamente (fig. 2.12), solo el actuador más cargado será independiente. Todas las cargas más ligeras sufrirán tanto la dependencia de la carga como su interacción. En aplicaciones en las que la controlabilidad es una característica importante, las válvulas están a menudo equipadas con compensadores de presión. La caída de presión, a través de cada válvula direccional se mantiene entonces a un nivel constante y todas las funciones son por lo tanto independientes de la carga, y no habrá ninguna interacción de carga.

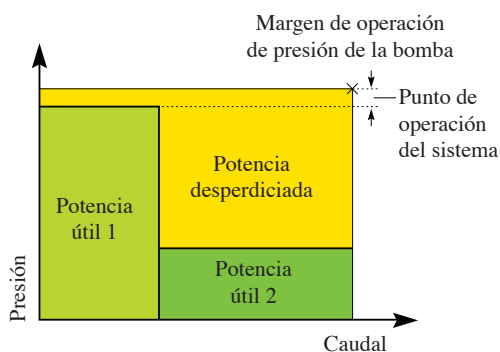


Figura.2.12. Características de caudal y presión de sistema con detección de carga (Axin, 2013).

En resumen, los sistemas de detección de carga tienen las siguientes ventajas y desventajas:

Ventajas: eficiencia energética alta a pesar de que las demandas de presión y flujo varían en gran medida en el tiempo y entre diferentes funciones. El sistema tiene una excelente controlabilidad, ya que no hay interacción de carga y sin dependencia de la misma.

Desventajas: amortiguamiento bajo, lo que significa que el sistema puede mostrar un comportamiento oscilatorio en ciertos puntos de funcionamiento. Altas pérdidas en cargas más ligeras, cuando varias funciones se operan simultáneamente. Una pérdida de presión innecesaria en la mayoría de puntos de operación, debido a un margen de presión excesiva (Axin, 2013).

Una variante de sistema con detección de carga (LS, por sus siglas en inglés) se ilustra en la figura. 2.13, llamado alternativamente sistema de compensación de presión-flujo. Incluye una VCD de centro cerrado, de modo que el flujo es casi cero en el modo de espera. A diferencia del sistema de PC, la presión también es baja en el modo en espera y se eleva solo lo suficiente como para satisfacer la demanda de presión más alta en el sistema. Por lo tanto, la secuenciación se elimina. El corazón del sistema LS es una bomba de pistones axiales de presión compensada cuya cilindrada es controlada por una válvula de compensación de presión diferencial (DPCV). Con el puerto B de la DPCV bloqueado, el sistema se comportaría como un sistema de PC con una presión muy baja de espera, ya que un resorte débil se utiliza en la DPCV. Por lo tanto, la presión de espera es por lo general alrededor de 1,4 MPa. Cuando una sección de la VCD se desplaza, la demanda de presión de la carga se transmite al puerto B de la DPCV a través de una línea de detección, ayudando así al resorte y permitiendo una presión de salida de la bomba de alrededor de 1,4 MPa por encima de la demanda del actuador. La misma presión diferencial aparece a través de la válvula de estrangulación, que regula el flujo hacia el actuador. Cuando dos o más actuadores con diferentes demandas de presión participan al mismo tiempo, la presión más alta se transmite al puerto B de la DPCV. Una caída de presión mayor que 1,4 MPa aparece a través de las válvulas de estrangulamiento que controlan los actuadores con demandas de presión más pequeñas. Cada válvula de estrangulamiento tiene un ajuste manual para permitir al operador controlar la velocidad del actuador asociado. El diagrama de presión-flujo para el sistema LS es similar a la de la figura. 2.10, excepto que el sistema puede funcionar en cualquier punto bajo las curvas. La presión se controla por la demanda del actuador y el flujo es controlado por

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

las válvulas de estrangulamiento. El modo en espera para el sistema LS está cerca del origen de la figura. 2.10, no en el punto A. (Srivastava, 2006)

La hidráulica de trabajo en los sistemas hidráulicos móviles a menudo contiene varios actuadores diferentes. En la mayoría de los sistemas, los actuadores comparten una sola bomba. La necesidad de una sola bomba hace que el sistema hidráulico sea compacto y rentable ya que la bomba es un componente complejo y costoso.

Las demandas del mercado para obtener mejores propiedades de control, una mayor eficiencia energética y sistemas más flexibles han impulsado el desarrollo de sistemas hidráulicos de trabajo móviles hacia los sistemas de detección de carga (LS).

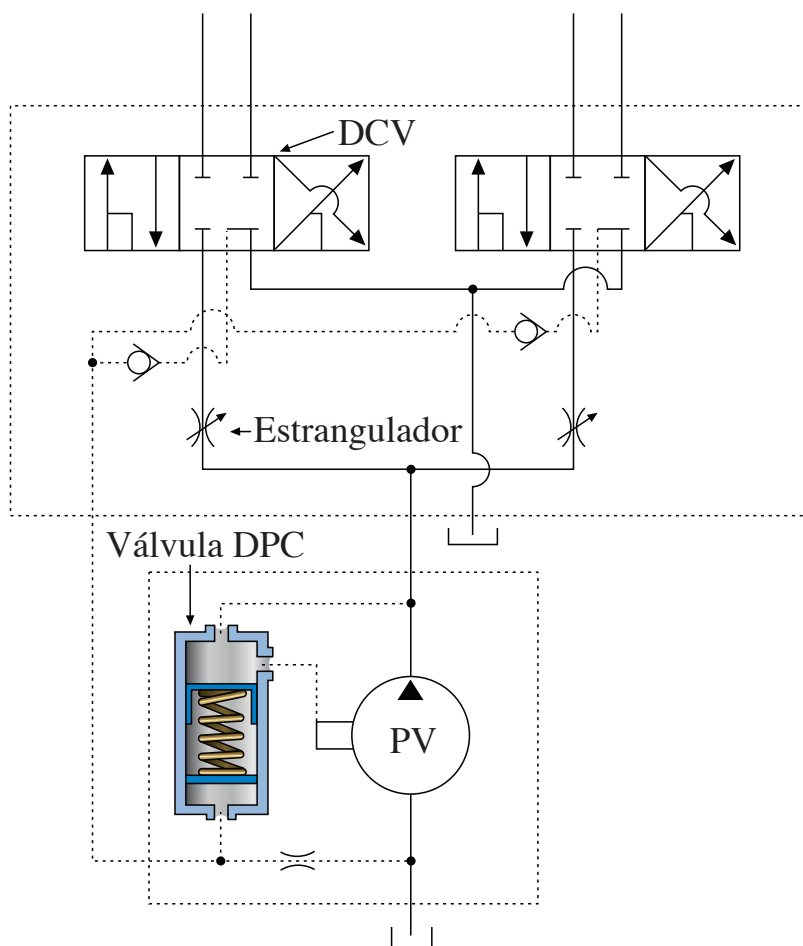


Figura 2.13. Sistema hidráulico con detección de carga.
(Srivastava, 2006)

Hay dos razones principales por las que el diseño del sistema LS ha tenido éxito:

- La eficiencia energética de las bombas variables reduce considerablemente las pérdidas de dosificación, sobre todo cuando los sistemas funcionan a cargas parciales.
- Cualidades de manipulación: los compensadores de presión suprimen la interferencia entre diferentes funciones.

La mayoría de los sistemas hidráulicos comerciales móviles todavía funcionan con válvulas de centro abierto y bombas fijas. La razón es que estos sistemas tienen menor costo inicial, además de ser robustos. Esas propiedades son apreciadas por la industria.

En los sistemas de detección de carga (LS) el accionamiento de las diferentes cargas se lleva a cabo por medio de señales de la palanca de mando (*joystick*). Estas señales representan tanto una demanda de flujo o de presión del actuador. Los sistemas LS utilizados en aplicaciones móviles son comúnmente equipados con compensadores de presión. Mantienen una caída de presión constante a lo largo de las válvulas direccionales. Esta caída de presión constante hace que las señales procedentes del actuador correspondan a demandas de flujo. Hay diferentes formas de control de la bomba en este tipo de sistema. El enfoque de sistema LS que se muestra en la figura. 2.14 utiliza una bomba de presión controlada y válvulas de flujo controladas (Eriksson, 2010).

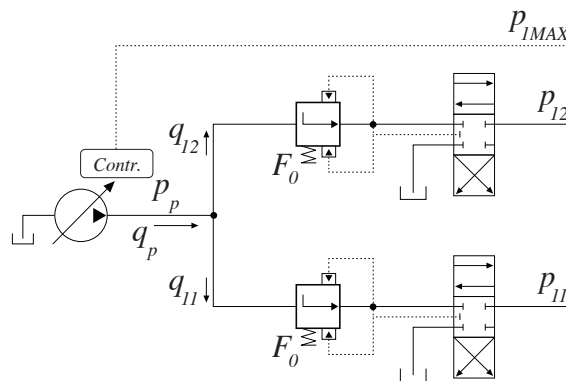


Figura. 2.14. Sistema con detección de carga tradicional (LS) y válvulas direccionales compensadas por presión

2.5 Control de los sistemas hidráulicos de la maquinaria agrícola

Según el método utilizado para regular la velocidad en el actuador existen dos posibilidades de clasificación:

- a) Control volumétrico, mediante la variación de los volúmenes de desplazamiento de bombas o de motores, y
- b) Control por estrangulación, variando los caudales de alimentación que llegan al actuador hidráulico.

En la primera opción (a) se representan tres situaciones cuyas características se reúnen en la tabla 2.2.

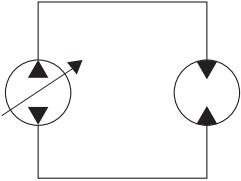
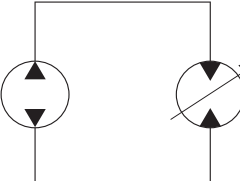
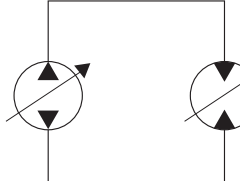
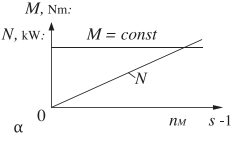
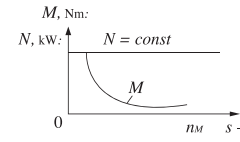
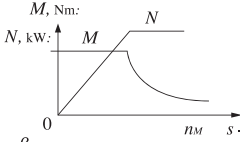
	Regulación primaria	Regulación secundaria	Regulación primaria-secundaria
Denominación	“transmisión a par constante y potencia variable”	“transmisión a par variable y potencia constante”	“transmisión a par y potencia variables”
Elementos del circuito			
Curvas características			

Tabla 2.2. Regulación de la velocidad en las transmisiones hidrostáticas actuando sobre las cilindradas de los componentes

Aceptando la hipótesis común de que el número de vueltas de la bomba es constante, existen ciertas particularidades para cada caso que se enuncian a continuación. La transmisión con regulación primaria es la más usada; en ella se con-

sigue modificar la velocidad y la potencia del motor actuando sobre el volumen de desplazamiento de la bomba, variable desde cero hasta un valor determinado de diseño. Si la bomba es reversible en cuanto al sentido de circulación del aceite (los conductos de aspiración y de impulsión pueden intercambiarse), se logran dos sentidos de rotación del motor. Si la bomba solo puede aspirar e impulsar en un sentido único, la inversión de giro del motor se consigue incorporando una válvula distribuidora y un circuito abierto. La razón principal por la cual se emplea esta transmisión, interpuesta entre el motor de accionamiento (combustión interna) y la carga, estriba en que esta puede ser desplazada en movimiento giratorio (o lineal) a velocidad variable, mientras la fuente motriz gira a una velocidad constante.

La segunda posibilidad, con regulación secundaria, viene afectada de origen con un inconveniente de importancia; si se desea conseguir un número de vueltas del motor igual a cero variando el desplazamiento del motor, este debería ser infinito. En consecuencia, si se empleara en un circuito cerrado, no se podría parar el motor y, por lo tanto, tampoco se podría invertir su sentido de rotación. Todo lo cual limita sus aplicaciones, reduciéndose a circuitos abiertos con válvula distribuidora.

El circuito con bomba y motor variable, bien sea sucesiva o simultáneamente, constituye una combinación de las dos posibilidades anteriores. Gracias a que la gama alcanzable de velocidades del motor es muy alta y a que la conexión de varios motores (o actuadores lineales), en serie o en paralelo, a una misma bomba es muy fácil, se emplean ampliamente en hidráulica móvil, especialmente en vehículos sobre esteras, los cuales deben girar sobre sí mismos y transitar por caminos accidentados con cargas importantes.

La segunda opción (b) consiste en actuar sobre el caudal de la bomba, reduciéndolo de forma conveniente hasta obtener un valor apropiado, el cual se mandará finalmente al motor (o al actuador lineal), y que dará lugar a la velocidad deseada. El método se basa, pues, en la derivación de una porción del caudal constante que suministra una bomba de caudal fijo y accionada a un número de vueltas constantes (ver epígrafe 1.6.3.3).

Esta modalidad de control de velocidad del actuador viene acompañada de considerables pérdidas de potencia, lo cual no sucedía con la regulación volumétrica, en que la eficiencia del proceso era próxima a la unidad. Cuando se trata de la configuración en que la válvula estranguladora está en paralelo, se define el rendimiento del circuito como la relación entre la potencia suministrada al actuador

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

respecto a la potencia entregada por la bomba al fluido, pero en su valor máximo. Mientras que, si el sistema considerado es el que ha incorporado la válvula en serie (ya sea a la entrada o a la salida), el rendimiento es así mismo la “relación entre la potencia que llega al actuador y la que está presente a la salida de la bomba. Potencia esta última que ya es la máxima y constante, de acuerdo con la presión de taraje de la válvula limitadora, la cual permanece abierta, para evacuar una parte del caudal, y poder controlar con ello el caudal hacia el actuador y su velocidad.

En la conexión en serie existe la posibilidad de que aparezcan depresiones indeseadas en el espacio que media entre la válvula y el motor, cuando la carga se convierte en negativa, lo que puede dar lugar a cavitación, con todas sus consecuencias. Esta desventaja de la instalación en serie se anula situando la válvula a continuación del motor, en la línea de retorno (regulación a la salida). (Valencia, 1992)

2.6 Sistemas hidráulicos de los tractores

Las aplicaciones más comunes de los sistemas hidráulicos en el tractor agrícola son:

- Sistema de dirección.
- Sistema de elevación del enganche de tres puntos: elevador de carga o hidráulico.
- Sistema de control remoto: para el accionamiento de órganos remotos.
- Accionamiento de tracción delantera auxiliar.

2.6.1 Sistemas hidráulicos de los órganos de trabajo.

El sistema hidráulico del tractor utiliza una bomba 2 (fig. 2.15) que se alimenta desde el depósito 1 y un distribuidor 3, instalados en el mismo para alimentar remolques e implementos, los que se conectan por los acoplamientos rápidos 4, dispuestos fundamentalmente en la parte trasera del tractor.

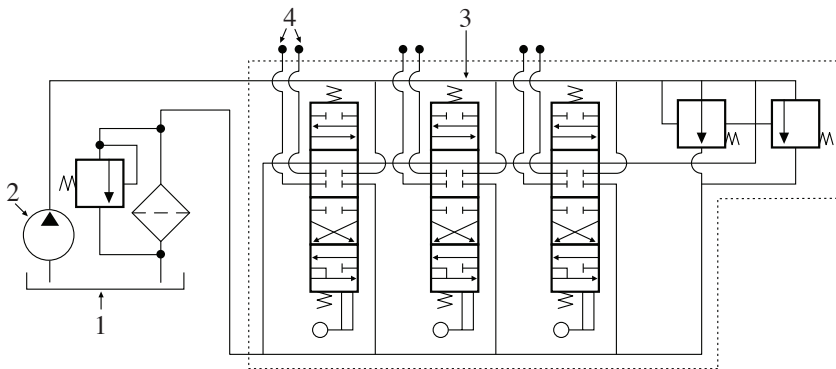


Figura 2.15. Sistema hidráulico típico para los órganos de trabajo del tractor.
(Pogorieli O. M., 2004)

La válvula de control direccional en el tractor, también conocida como la válvula de control remoto o válvula de control selectivo (SCV), guía y controla la potencia hidráulica al implemento. A medida que los sistemas han evolucionado, también lo ha hecho esta válvula. Originalmente, esta válvula era poco más que una válvula de tres vías: tres posiciones. Con el paso del tiempo han evolucionado a válvulas complejas de múltiples vías: múltiples posiciones, para incluir funciones tales como flotador, que permite al aceite moverse libremente hacia atrás y adelante, desde un lado de una función hidráulica a otra, — tal como un cilindro hidráulico-, con un mínimo de resistencia. Estas pueden tener una posición de regeneración, que toma el flujo que regresa del lado del vástago del cilindro— menor que el flujo requerido del lado del pistón, debido a las diferencias de áreas del cilindro-, y se combina con el flujo de la bomba. Esto ayuda con la velocidad y la eficiencia del sistema durante la extensión del cilindro, al no exigir a la bomba producir una mayor cantidad de flujo.

Otra característica es de retén. Esta función mantiene la válvula en una posición fija, mientras se produce la operación, en lugar de requerir que el operador mantenga continuamente el controlador. El mecanismo de control de la válvula podría ser una palanca para el accionamiento mecánico o conexión para el accionamiento electrónico. La operación de retén podría ser continua, lo cual es un requisito para el control del motor hidráulico. Para los sistemas mecánicos, la palanca o mecanismo de control podría volver a la posición neutra, si se encuentra un pico de presión; tal como cuando un cilindro llega al final del recorrido. Con un sistema eléctrico podría haber un temporizador, que devuelve la válvula a la posición neutra, después de un intervalo de tiempo especificado (Stoss, 2013).

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

Probablemente el tamaño más común de acoplamiento para conectar un tractor con un implemento ha sido el acoplador ISO 0.5" (ISO, 2008); (ASABE, 2009). El tractor tiene la mitad hembra del acoplador y el implemento la mitad macho del acoplador. Para manejar el aumento de los flujos algunas aplicaciones se han trasladado a acopladores ISO 0,75" (ISO, 2008).

Con el mismo sistema hidráulico del tractor, se pueden desarrollar o asistir varias funciones: dirección, frenos, elevador hidráulico, control remoto.

En los tractores cada vez es más común la utilización de un sistema hidráulico combinado, que incluyen el control de los cilindros de enganche, cilindro exterior, frenos, dirección, la transmisión y las unidades de lubricación. Tales sistemas tienen un depósito común para el fluido de trabajo, dispositivos de filtración y enfriamiento y se componen de circuitos de altas y bajas presiones (Srivastava, 2006)

2.6.2 Sistema hidráulico del elevador de carga

Inicialmente la potencia del tractor estaba disponible únicamente en la barra de tiro para halar implementos, lo que originaba patinamiento de la ruedas motrices y se requería construir tractores de gran peso; este problema fue solucionado por el inglés Harry Ferguson, quien en 1939 inventó un sistema de levante hidráulico que permitió acoplar implementos agrícolas en la parte trasera, intermedia o delantera del tractor, facilitando el transporte, la operación y mejor utilización de la potencia del tractor. El sistema hidráulico trasero del tractor utiliza tres puntos de enganche para acoplar los implementos y levantarlos, utilizando dos barras inferiores que actúan a tracción y la barra superior en compresión. Con ello se logra acoplar implementos haciéndolos parte integral del tractor, regular la profundidad de trabajo del implemento, transportar implementos, suministrar fuerza hidráulica a cilindros de control remoto. Cuando se levanta un implemento, con el sistema hidráulico del tractor, se transfiere el peso de este y parte del peso delantero del tractor a las ruedas traseras, con lo que se logra incrementar considerablemente la tracción del tractor.

El sistema hidráulico del tractor debe permitir el control preciso del enganche en tres puntos, que siempre aparecen en la parte trasera de los tractores agrícolas y en algunos casos en la frontal.

En la totalidad de los tractores que se encuentran en el mercado, este elevador utiliza uno o varios cilindros hidráulicos que reciben aceite a presión, impulsado

por una bomba, de manera que, al desplazarse el émbolo en el interior del cilindro, por la entrada del aceite, giran hacia arriba los brazos del elevador, que son los que arrastran a los brazos inferiores del enganche tripuntal.

La parte hidráulica del sistema está compuesta por:

- Un depósito que contiene el aceite: el cual puede estar situado en el mismo conjunto elevador o en la caja de transmisiones, en cuyo caso también se utiliza para la lubricación de los engranajes.
- Una bomba impulsora: que puede ser de engranajes o de pistones en línea, radiales o axiales, accionada por un eje en conexión directa con el motor o con la transmisión de la toma de fuerza.
- Un conjunto de válvulas: para controlar la apertura y cierre de los pasos de aceite a los cilindros.
- Un actuador: formado por uno o varios cilindros de simple o de doble efecto.
- Una válvula limitadora de la presión máxima del aceite en el sistema, o un dispositivo equivalente: que modifica el caudal de impulsión de la bomba en función de la presión.
- Uno o varios filtros para retener las impurezas del circuito arrastradas por el aceite.

La mayoría de los sistemas hidráulicos de los tractores modernos utilizan circuitos con el retorno de aceite al depósito bloqueado, de manera que todas las conducciones tienen aceite a presión, con lo que la respuesta del sistema es más rápida, aunque el conjunto es más complejo y costoso.

Con independencia de las ventajas que proporciona el empleo de la energía hidráulica en los diferentes elementos del tractor, como ayuda en el accionamiento de la dirección, de los frenos, etc., o en el exterior, a partir de tomas hidráulicas normalizadas —que permiten utilizar la energía hidráulica producida para accionar motores hidráulicos y cilindros de todo tipo en las máquinas acopladas al tractor—, la principal aplicación de la energía hidráulica es la de accionar y controlar el elevador de carga, modificando automáticamente la posición del apero en función de las variaciones de la carga que se producen durante el trabajo.

El sistema del elevador de carga permite controlar de manera voluntaria la posición relativa del apero respecto al suelo. Para ello, basta actuar sobre la palanca

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

que controla el circuito hidráulico del elevador (palanca del elevador) y desplazarla a la posición deseada. Esto hace que se abra el paso de aceite de entrada al cilindro hasta que la leva, que controla la válvula de paso, deja de empujar; lo que sucede en el momento en que el apero ha alcanzado la posición deseada. Para hacer descender el apero se debe actuar en sentido contrario, con lo que se abre la válvula que da salida al aceite del cilindro. Esto es lo que se conoce como “control de posición”.

También es posible realizar un control automático con el apero, trabajando (control de carga) de manera que las variaciones del esfuerzo de tracción que, se producen, a partir de la posición inicial, sirvan para accionar un dispositivo que haga subir o bajar el apero para mantener constante la carga sobre el tractor.

El control del esfuerzo de tracción que hace actuar al sistema automático de variación de profundidad de trabajo se lleva a cabo generalmente por el brazo superior del enganche en tres puntos o por el conjunto de los brazos inferiores.

En el primer caso, actúan sobre el apoyo del brazo superior en el tractor fuerzas de tracción y compresión que se modulan con un resorte apropiado, a partir del cual se modifica la posición de la leva que controla la entrada y salida de aceite del cilindro. Un aumento del esfuerzo de tiro incrementa la presión del apoyo sensible del tercer punto y abre la válvula de paso del aceite al cilindro, de manera que se produce la elevación del apero. Cuando se reduce el esfuerzo, la operación se invierte y el apero desciende.

Si el control del esfuerzo se realiza sobre el conjunto de los brazos inferiores, las variaciones de este se detectan a partir de un elemento sensible, que puede ser un eje flexible, a cuyos extremos van unidos los brazos inferiores del enganche, o un elemento sometido a torsión por recibir descentrada la tracción que se produce en los brazos exteriores. En cualquier caso, la señal se envía hasta la leva que controla el paso del aceite hasta el cilindro. Los sistemas de control por los brazos inferiores pueden actuar también con aperos semisuspendidos y se utilizan preferentemente en los tractores de mayor potencia; mientras que, en los tractores pequeños el control por el brazo superior es el más generalizado, ya que proporciona mejor respuesta con aperos que demandan menor esfuerzo de tracción, aunque exige que se respeten las cotas de enganche para que la sensibilidad sea la adecuada. La respuesta del sistema de control de carga se puede modificar variando la geometría de las palancas que controlan las válvulas de paso del aceite al cilindro elevador, de manera que resulte influenciada también por la posición. Este control “mixto” permite mejorar el comportamiento de determinados aperos

que deben trabajar a profundidad casi constante. El control del esfuerzo de tracción puede efectuarse, además por los brazos del enganche tripuntal, de manera indirecta con un captador que detecta las variaciones de carga en la transmisión del motor a las ruedas. Esto puede ser ventajoso en los grandes tractores cuando se desean controlar aperos semisuspendidos. (Márquez Delgado, 1999)

El elevador de carga de los tractores permite no solo elevar y descender el apero sino también controlar su posición en un momento determinado. La fig. 2.16 muestra un esquema del sistema hidráulico de un tractor convencional.

La bomba impulsada por el motor del tractor extrae aceite a través de la línea de succión desde el tanque y la alimenta a través del conducto de descarga al distribuidor. Cuando la corredera de la válvula distribuidora está en posición neutra, el aceite sigue hacia el depósito.

Cuando la corredera de válvula se mueve a la posición de “elevación”, la salida al depósito se cierra y el aceite pasa a través de la tubería al pistón del cilindro. Cuando la corredera se mueve a la posición de “bajada” el aceite desde el cilindro se drena al tanque a través de la línea que incluye el estrangulador para la regulación de la velocidad de descenso.

La principal particularidad de este sistema se encuentra a nivel del distribuidor, que no es accionado directamente por el operador del tractor, sino que actúa de forma automática, en función de las condiciones de trabajo. En efecto, mediante el enganche de tres puntos se controla tanto la posición del apero durante el trabajo como el esfuerzo de tracción realizado.

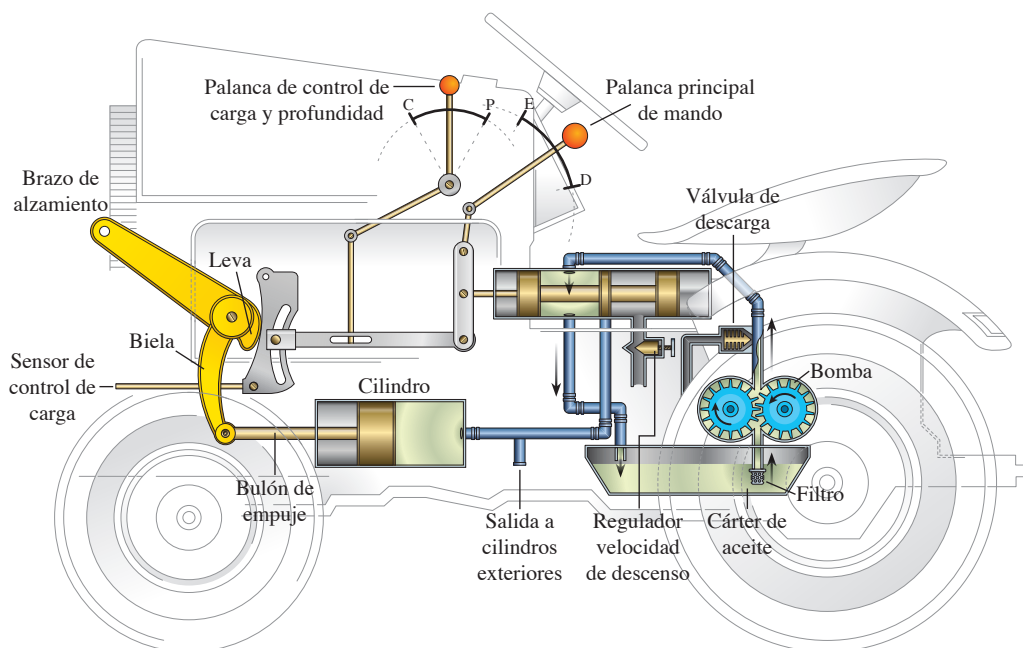


Figura.2.16. Esquema del elevador hidráulico del tractor.

- Control de posición

Se trata de un circuito que relaciona la posición de la palanca de mando con la altura del apero con relación al tractor. Esto permite al operador maniobrar y modificar la posición del apero y devolverlo luego a la posición predeterminada.

- Control de esfuerzo

Este sistema permite mantener un esfuerzo de tracción constante. Se utiliza sobre todo en trabajos de preparación del suelo. Cuando el arado encuentra una resistencia suplementaria del suelo, o cuando aparece una desigualdad en la compactación o dureza del suelo, el tractor podría patinar exageradamente, deteriorando así la estructura del suelo. Para evitar esto, el control de esfuerzo eleva ligeramente el apero provocando así una disminución del esfuerzo de tracción.

Este control de esfuerzo puede combinarse con el control de posición, con el fin de limitar variaciones excesivas en la profundidad de trabajo. Se conoce como control mixto.

- Acoplamiento flotante

En esta configuración, el elevador hidráulico no ejerce ningún control sobre el apero. El pistón puede subir o bajar libremente. El apero (sembradora, gradas accionadas) puede así apoyarse sobre sus ruedas y seguir las irregularidades del terreno. En caso de que el elevador hidráulico no disponga de esta opción, la posición flotante puede conseguirse regulando el control de posición en la posición inferior y el control de esfuerzo al máximo nivel. (Gil, 1994)

2.6.3 Sistemas para el control de la dirección.

Los sistemas de dirección asistida son probablemente el sistema servo más utilizado por el hombre común. La primera unidad de dirección asistida fue inventado por Francis W. Davis a mediados de la década de 1920 (USA Patent No. US1790620, 1931); pero no se introdujo en vehículos de pasajeros hasta 1951. Este sistema fue del tipo bola y tuerca; y todavía está en uso en vehículos que requieren altas fuerzas de dirección, normalmente camiones grandes. El sistema predominante hoy de una de las primeras patentes de Francis W. Davis (USA Patent No. US1874248, 1932) es del tipo de cremallera y piñón, que se introdujo a finales de 1960 en los coches deportivos de rendimiento medio. Existen varios sistemas diferentes de dirección asistida (PAS). El más común es la solución de piñón y cremallera con una bomba de caudal constante, denominado dirección hidráulica asistida (HPAS) (Rosth, 2007).

La tarea principal de un sistema de dirección asistida en tractores y las máquinas agrícolas es disminuir el esfuerzo de dirección del conductor en ciertas situaciones, como las maniobras a baja velocidad y el estacionamiento. La dirección asistida se ha convertido en un componente necesario en los tractores modernos de todos los tamaños, debido al alto peso en los ejes, grandes secciones transversales de los neumáticos y la tracción delantera. En la mayoría de los tractores medianos y grandes, la reducción del esfuerzo de dirección se lleva a cabo mediante el uso de un sistema hidráulico, que produce un par de torsión adicional al aplicado por el conductor. El principio básico de un sistema de dirección hidráulica es el mecanismo servo ordinario hidromecánico en paralelo a una conexión mecánica pura. Un servo hidromecánico es un sistema que copia el movimiento aplicado por el operador, normalmente con la posibilidad de hacer frente a fuerzas o torque más altas. En una configuración normal de un servo seguidor, la fuerza de realimentación al conductor es mínima.

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

Para cambiar el ángulo de rotación de la rueda (fig. 2.17), se bombea el líquido desde el depósito a través del distribuidor alimentando a los cilindros hidráulicos, que cambian la posición de las ruedas. Estos esquemas se utilizan activamente en motoniveladoras, cargadoras de ruedas y otras máquinas.

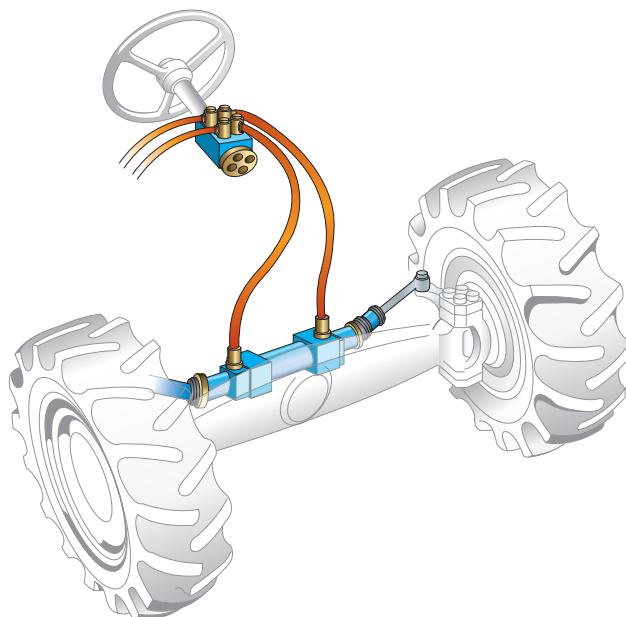


Figura.2.17. Sistema de dirección hidráulica

En los tractores y máquinas agrícolas en general se usan fundamentalmente dos sistemas de dirección hidráulica asistida:

- Hidráulica
- Hidrostática

Dirección hidráulica

En este tipo de dirección, el movimiento dado al volante actúa directamente sobre la caja de válvulas que están comunicadas con el cilindro hidráulico, siendo el aceite a presión proveniente de la bomba el que transmite el esfuerzo para mover el brazo y este a las barras de dirección (fig. 2.18).

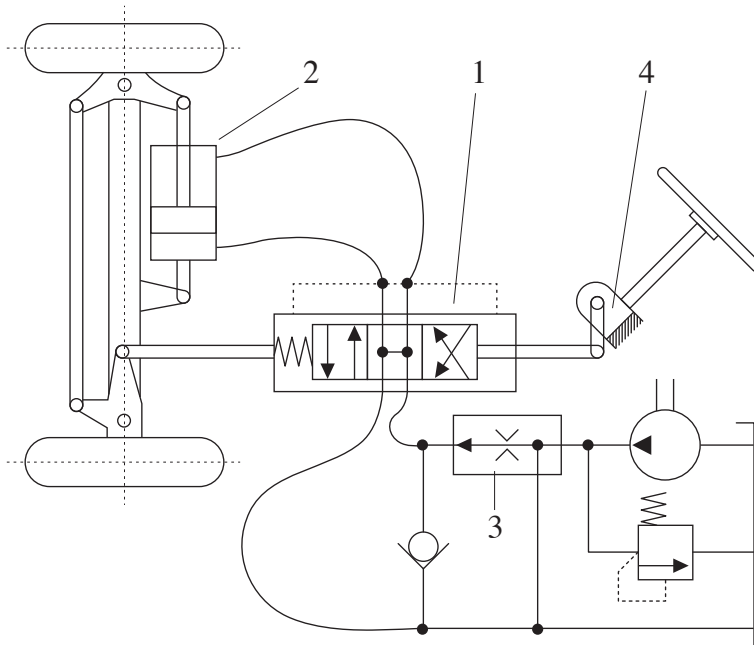


Figura.2.18. Dirección hidrostática con conexión mecánica.

1. Válvula de dirección 2. Cilindro de dirección 3. Válvula reguladora de caudal 4. Timón

Dirección hidrostática

Este sistema no utiliza palancas o barras para unir el volante con las barras de dirección, sino que recibe el movimiento directamente de la bomba de aceite que es accionada por la caja de válvulas sobre la que está dispuesto el timón. Cuando el motor está parado no hay presión de aceite, por lo que guiar el tractor en estas condiciones es posible, gracias a una pequeña bomba existente al final de la columna de dirección y que es movida por el timón (Fig. 2.19).

La disposición del sistema HPAS es básicamente el mismo de un vehículo a otro, (ver fig. 2.19). La asistencia generada por el sistema hidráulico está en relación al par de torsión aplicado por el conductor en el volante.

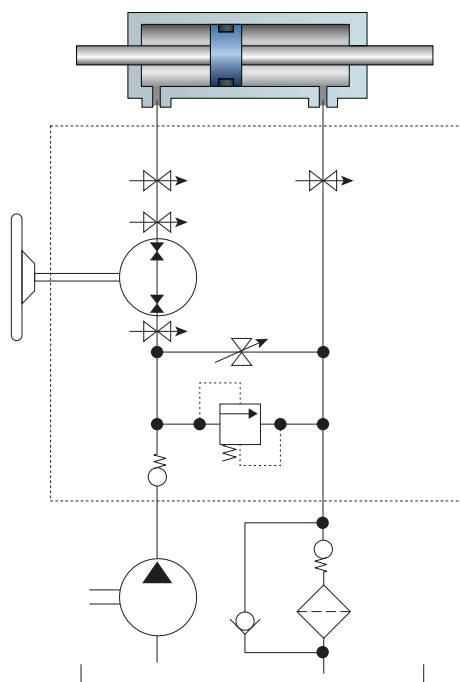


Figura.2.19. Sistema hidráulico de dirección asistida

Dado que la válvula es el elemento de control en el sistema HPAS, su configuración y diseño afectarán a las características del sistema profundamente. La mayoría de los sistemas de dirección asistida, utilizados en los automóviles actuales, utilizan una solución de centro abierto en lugar de una solución de centro cerrado. La razón de esto es que la válvula de centro abierto es una válvula de control de presión heredada, junto con un flujo constante. Un desplazamiento específico de la válvula dará lugar a una presión de carga específica, sin tener en cuenta el movimiento del cilindro controlado; una válvula de centro cerrado es más adecuada para el control de la velocidad. Un desplazamiento específico de la válvula daría lugar a una velocidad del cilindro específica, sin tener en cuenta la variación de la carga. Sobre la base de este conocimiento, es natural que la mayoría de las unidades de dirección asistida utilicen una válvula de centro abierto en lugar de una válvula de centro cerrado (Rosth, 2007).

2.6.4 Dimensionamiento de la dirección hidrostática

Los pasos a seguir para dimensionar la dirección hidrostática son los siguientes:

1. Calcular el torque de pivote
2. Determinar la fuerza del cilindro
3. Calcular el área del cilindro
4. Determinar la carrera del cilindro
5. Calcular el volumen barrido
6. Calcular el desplazamiento
7. Calcular el caudal mínimo de la bomba
8. Decidir si la presión es adecuada
9. Seleccionar el ajuste de la válvula de alivio

1. Determinación del torque de pivote (TK)

Primero determine el coeficiente de fricción (f) usando la figura 2.20. E es el desplazamiento del pivote (se toma igual al ancho del neumático) y B es el ancho nominal del neumático.

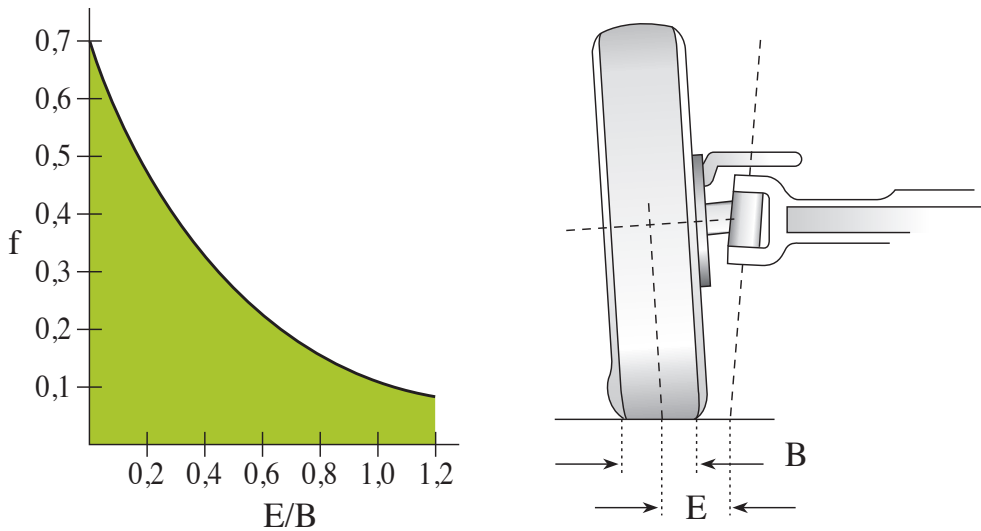


Figura 2.20. Valores típicos basados en vehículos de neumáticos en concreto seco.

Fuente: (Eaton, 2011).

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

Se necesita información sobre el neumático. Si asumimos una presión de neumático uniforme, entonces se puede usar la siguiente ecuación.

$$T = W * f * \sqrt{\frac{I_o}{A} + E^2} \quad (2.1)$$

Donde:

W = peso en el eje direccional

I_o = momento polar de inercia de la impresión del neumático

A = área de impresión del neumático

Si no hay información disponible sobre la impresión del neumático, entonces se puede asumir una impresión circular del neumático usando el ancho nominal del neumático.

$$T_k = W * f * \sqrt{\frac{B^2}{8} + E^2} \quad (2.2)$$

2. Cálculo de la fuerza aproximada del cilindro (F_c)

El torque de pivote determinado puede ser usado para calcular la fuerza del cilindro. La fuerza del cilindro es igual al par de pivote central dividido por el radio mínimo del brazo, según la figura. 2.21. El radio mínimo del brazo es la distancia más corta entre el pivote de la dirección y la línea del cilindro.

$$F_C = \frac{T_K}{r} \quad (2.3)$$

F_c = fuerza del cilindro

r = radio mínimo del Brazo

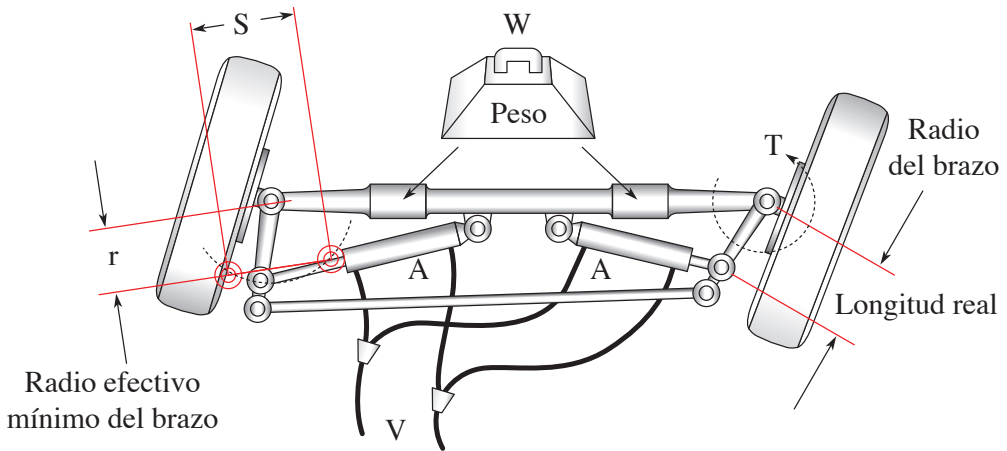


Figura 2.21. Esquema de geometría (Eaton, 2011).

3. Cálculo del área del cilindro (A_c)

Ahora se puede calcular el área del cilindro. Esta es igual a la fuerza del cilindro dividida por la presión nominal de la unidad de dirección. Los tamaños de los cilindros son estándar, así que elija el tamaño del cilindro más cercano, pero más grande que el área calculada.

$$A_c = \frac{F_c}{p} \quad (2.4)$$

Donde:

p = presión máxima de dirección actuando sobre el área más pequeña. La presión de la dirección puede asumirse en primera instancia igual a 90 bar.

Seleccione el siguiente tamaño de cilindro más grande

- ▶ Para un solo cilindro, use solo el área del lado del vástago
- ▶ Para un cilindro doble, use el área del extremo del vástago más el área del pistón

4. Determinación de la carrera del cilindro (S)

S = longitud de carrera

La carrera del cilindro viene determinada por la geometría del puente direccional. Es decir, la carrera requerida es una función del radio del brazo y del ángulo total a través del cual gira el brazo (ver fig. 2.22).

5. Cálculo del volumen barrido (Vs) del cilindro

Los cálculos para el volumen de barrido del cilindro son diferentes para cada tipo de cilindro (Fig. 2.22).

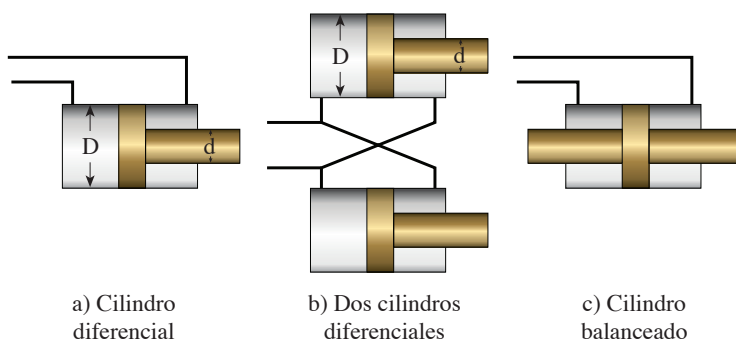


Figura 2.23. Cilindros de la dirección y formas de conexión

- Volumen barrido para un cilindro con vástago bilateral (fig. 2.22 c)

$$V_S = \frac{\pi}{4} * (D_B^2 - D_R^2) * S \quad (2.5)$$

D_B = diámetro del pistón

D_R = diámetro de la varilla (vástago)

- Volumen barrido para un cilindro con vástago unilateral (cilindro diferencial) (fig. 2.22 a) Lado del pistón

$$V_s = \frac{\pi * D_B^2}{4} * S \quad (2.6)$$

Lado del vástago

- ▶ Al igual que uno con vástago bilateral

- Volumen barrido para dos cilindros con vástago unilateral (fig. 2.22 b)

$$V_s = \frac{\pi * S}{4} (2 * D_B^2 - D_R^2) \quad (2.7)$$

6. Determinación del desplazamiento (D)

El desplazamiento se determina según la fórmula 2.8.

$$D = \frac{V_s}{n} \quad (2.8)$$

n = número de vueltas del volante de tope a tope

Tres vueltas es aproximadamente el promedio y cinco vueltas el máximo. Es necesario considerar la aplicación para la que se está diseñando.

Una vez completado este cálculo, seleccione el desplazamiento de la unidad de dirección estándar más cercana a partir de la información del catálogo.

Ahora se debe volver a calcular el número de revoluciones del volante.

7. Cálculo del caudal mínimo de la bomba (Q)

Este procedimiento se realiza mediante la fórmula 2.9.

$$Q = D * n_v * 10^{-3} \quad (2.9)$$

n_v = velocidad de giro del volante en revoluciones por minuto

El flujo de la bomba está en l pm y el desplazamiento de la unidad de dirección en cm^3 .

Velocidad de la dirección

La velocidad de dirección ideal (del volante o timón) y la máxima alcanzable por un humano es de 120 rpm. Usted debe considerar quién será el operador del vehículo y el tipo de vehículo. Es probable que los vehículos articulados tengan velocidades de dirección más lentas. La velocidad mínima de la dirección; normalmente de 60 rpm a 90 rpm es una velocidad de dirección común. Debe asegurarse de que la velocidad de la dirección no exceda las capacidades de flujo de la bomba; de lo contrario, el esfuerzo de dirección aumentará enormemente.

8. Decisión sobre si la presión es adecuada

Existe una regla empírica que asegura que la adición de una presión de aproximadamente de 50 bar a la presión teóricamente requerida siempre permite un rendimiento de dirección satisfactorio. Basándose en esta regla empírica, el tamaño requerido del cilindro se puede calcular sobre la base de una presión de dirección menor en 50 bar a la presión disponible del sistema.

Por lo tanto, si se utiliza la presión recomendada anteriormente, el sistema de dirección debe ser capaz de trabajar con una presión de bomba de:

$$90 \text{ bar} + 50 \text{ bar} = 140 \text{ bar}$$

9. Selección del ajuste de la válvula de alivio.

La presión calculada en el punto anterior es la base para la regulación de la válvula de alivio.

2.7 Sistemas hidráulicos de las cosechadoras

En la segunda mitad del siglo XX, las máquinas agrícolas, que ya presentaban cierto grado de desarrollo desde comienzos del siglo, evolucionaron debido principalmente a la aplicación de nuevas tecnologías como el accionamiento hidráulico.

En las máquinas cosechadoras, los sistemas hidráulicos se utilizan para la propulsión, los accionamientos hidráulicos de los órganos de trabajo y las funciones auxiliares. Mientras que, en la industria, los procesos hidráulicos son periódicos y muchos están totalmente automatizados en hidráulica móvil las condiciones de operación son mucho más inestables y dependen de numerosos factores: diferentes curvas de carga, cambiantes condiciones de operadores y climáticas e incluso múltiples tareas de trabajo se deben considerar para el diseño.

En las máquinas agrícolas modernas, los implementos de trabajo y transmisiones suelen utilizar sistemas hidráulicos, debido a su densidad de potencia y robustez. El estado del arte en las máquinas de hoy en día es todavía el uso de la detección de carga; ya que estos circuitos ofrecen un excelente rendimiento a un costo razonable. El mantenimiento del predominio de los sistemas hidráulicos en este sector dependerá, en gran medida, de si se pueden desarrollar o no nuevos circuitos y tecnologías más eficientes. Para ello, los ingenieros de diseño deben estar al tanto de todas las posibles configuraciones de circuitos disponibles.

2.7.1 Particularidades de los sistemas hidráulicos en las cosechadoras

Las aplicaciones hidráulicas móviles se distinguen de otras aplicaciones hidráulicas, como la industrial, debido a que la demanda de presión y caudal varía mucho a lo largo del tiempo y entre diferentes funciones. A diferencia de otras aplicaciones hidráulicas, varias funciones se alimentan a menudo por una sola bomba. Esto significa que la potencia total instalada del lado de los actuadores es

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

generalmente considerablemente más alta que la potencia de la bomba instalada. Esto es posible porque los actuadores casi nunca requieren su máxima potencia al mismo tiempo. La necesidad de una sola bomba del sistema hace que el sistema hidráulico sea compacto y rentable.

La transmisión de una cosechadora combinada es muy compleja. En función de la demanda de energía, la ubicación de los componentes o la variabilidad de la velocidad, las máquinas tienen sistemas de accionamiento mecánico o hidráulico para distribuir la potencia. La figura. 2.23 muestra la distribución de potencia esquemática de una cosechadora combinada.

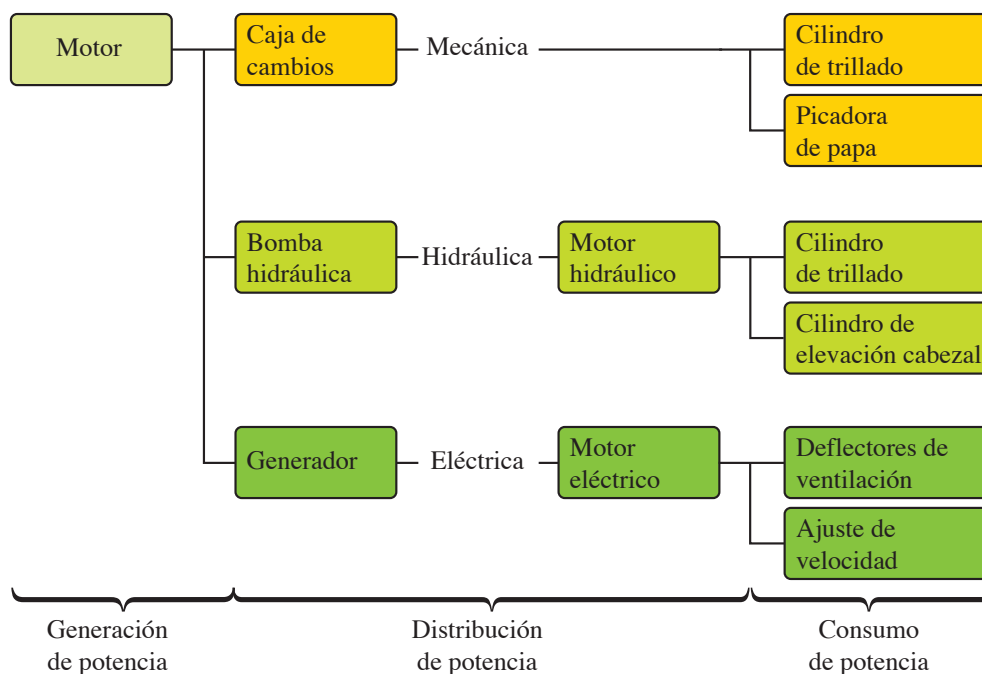


Figura.2.23. Ramificación del árbol de potencia en una máquina cosechadora.

Fuente: (Wolfgang, 2008).

La propulsión de grandes cosechadoras se realiza con transmisiones hidrostáticas para poder variar, de forma continua, la velocidad de la máquina, de acuerdo con el flujo de masa. La figura. 2.24 muestra la disposición típica del sistema de propulsión hidrostática en la cosechadora.

El motor diésel acciona la bomba hidráulica variable, a través de la caja de engranajes principal. El caudal generado se dirige hacia el motor hidráulico, que está conectado a las ruedas motrices por una caja de engranajes —caja de

cambios—, al diferencial y transmisiones finales. El aceite es un medio con dos funciones: transmisión de energía y refrigeración (Wolfgang A., 2008).

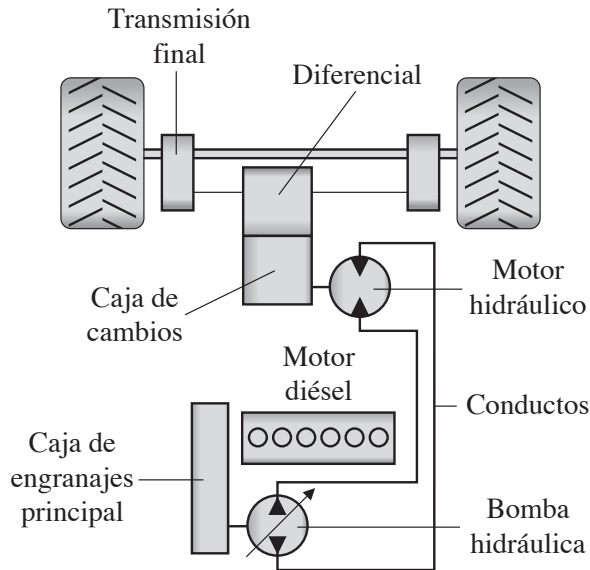


Figura.2.24. Transmisión hidrostática de máquina cosechadora.
(Wolfgang A., 2008)

Las máquinas móviles típicas son sistemas multiactuador. El objetivo principal del sistema hidráulico es permitir al operador controlar con precisión el movimiento simultáneo de todos los actuadores. Para mantener los costos bajos, la mayoría de las máquinas tienen un número limitado de bombas, lo que significa que cada bomba suministra fluido a más de un actuador a la vez. En las máquinas estándar, se permite al operador distribuir de forma intuitiva y precisa el caudal de la bomba a los actuadores individuales, mediante el control de una serie de válvulas direccionales. Debido a los diferentes requisitos de presión de cada actuador y los puntos ineficientes de funcionamiento de los componentes, tales sistemas por desgracia sufren de baja eficiencia. Para competir con conceptos de accionamientos alternativos, es necesario que el sector de la energía fluida desarrolle nuevos sistemas que aumenten la eficiencia de la máquina por:

- Reducción de pérdidas por estrangulación.
- Eliminación de puntos ineficientes de funcionamiento de los componentes.
- Recuperación de la energía potencial.

2.7.2 Estructuras y características de los sistemas hidráulicos de las máquinas cosechadoras

Cualquier sistema hidráulico móvil se caracteriza por: cómo se suministra energía hidráulica —concepto de alimentación— y la manera en la que controla el movimiento de los actuadores —concepto de control— (Murrenhoff, 2014). La energía hidráulica puede ser suministrada ya sea a caudal constante o presión constante.

Para un sistema de suministro de flujo la bomba proporciona el caudal necesario, y para un sistema con suministro de presión la bomba fija la presión del sistema. Del mismo modo, el movimiento del actuador puede ser controlado en uno de los tres lugares: en la alimentación (control primario), entre el suministro y la carga (control conductivo) y en la carga (control secundario).

La figura. 2.25 proporciona una visión sistemática de esta estructura básica. La flecha vertical en gris simboliza los dos conceptos de suministro marcados a la izquierda de la figura. La flecha negra inclinada hacia la derecha simboliza los tres conceptos de control que aparecen en la fila por encima de la figura. Además, tanto el suministro como el control se pueden realizar utilizando componentes hidráulicos analógicos o digitales. A diferencia de los componentes analógicos, que tienen un número infinito de estados, los componentes digitales solo tienen dos estados discretos, de encendido y apagado.

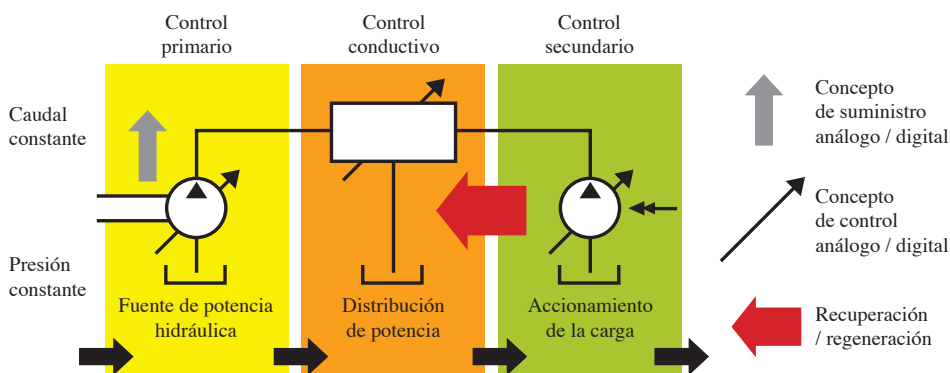


Figura.2.25. Estructura de un sistema hidráulico móvil.

Fuente: (Murrenhoff., 2014).

Una característica importante de estos sistemas es su capacidad o incapacidad para redirigir el flujo en la dirección opuesta de vuelta hacia el suministro, permitiendo así la recuperación de energía. Esto está simbolizado por la flecha roja que apunta hacia la izquierda. Es importante diferenciar los dos tipos de recuperación de energía que se llevan a cabo: la recuperación y la regeneración. Recuperación implica almacenar primero la energía recuperada antes de utilizarla en algún momento posterior.

Regeneración describe el uso directo de la energía recuperada sin ningún tipo de almacenamiento intermedio. Para la regeneración deben trabajar al menos dos actuadores en un sistema, el primero para permitir la recuperación de energía y el segundo para aceptar esta energía (Vukovic, 2014).

El concepto de suministro/control seleccionado determina el modo en el que la máquina funciona. Es importante apreciar las características de las seis combinaciones posibles. La figura. 2.26 muestra seis ejemplos simples. En la primera fila se observan tres configuraciones que utilizan un suministro de flujo; es decir, la bomba determina el flujo que entra en el sistema.

En la segunda fila, se utiliza un suministro de presión; es decir, la bomba determina la presión que entra en el sistema. La variable de control de entrada es u y la variable de salida es x para un actuador lineal o ϕ en el caso de un actuador giratorio.

Como fue explicado anteriormente, la ubicación de los variables de control cambia en función de si se utiliza el control primario, conductivo o secundario.

En el caso de suministro de flujo (caudal constante), la presión p del sistema en el cilindro o motor es una función de la carga FL o ML (fig. 2.26). La velocidad se determina por la variable de control de entrada u . Con un suministro de presión esto cambia para el control primario y secundario. Ahora la variable de entrada u determina la fuerza / par de torsión del actuador y de este modo determina directamente la aceleración del actuador. Estas dos combinaciones, sombreadas en gris, requieren alguna forma de control de bucle cerrado para permitir al operador controlar la velocidad del actuador. En el caso del control conductivo las características de control son independientes de la clase de suministro. Solo el diseño de las válvulas cambia: válvulas de centro abierto para el suministro de flujo y centro cerrado para un suministro de presión.

Cuando se trata de control primario es importante darse cuenta de que la variable de control de entrada está en la misma ubicación que el suministro. Esto

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

significa que la variable de entrada no solo se utiliza para regular la velocidad del actuador, sino también el suministro de flujo o presión. Para el control conductivo y secundario, el suministro se controla por separado y no por la entrada de control u .

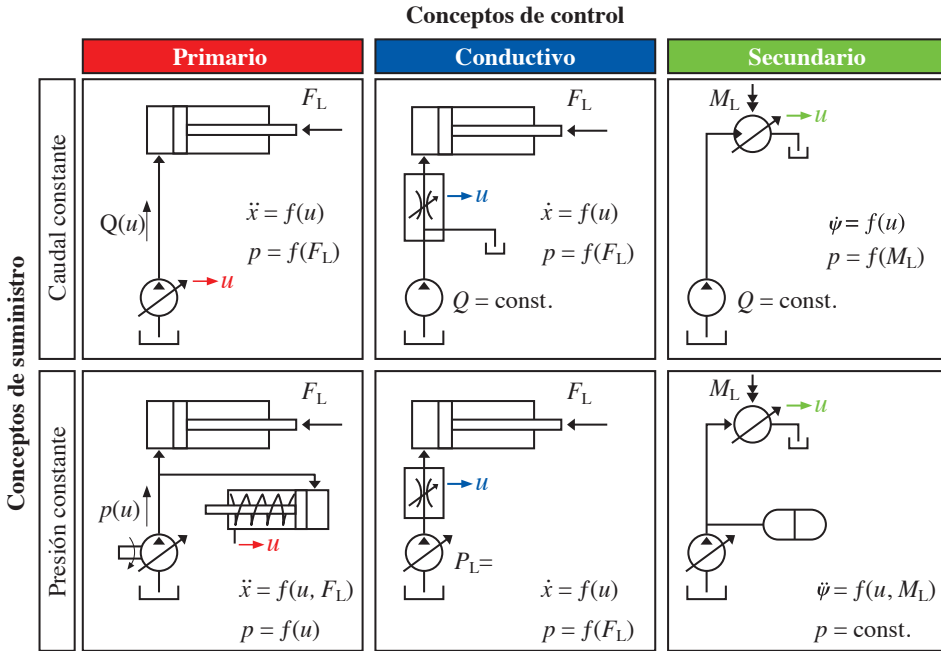


Figura.2.26. Conceptos de alimentación y control
(Murrenhoff H. S., 2014).

Todos los ejemplos en la figura. 2.26 usan componentes hidráulicos analógicos estándar.

Para sistemas móviles, hay pérdidas parasitarias asociadas con la transmisión de potencia desde el motor a la bomba. Además, la potencia de la carga— material que se está moviendo — puede no ser constante, sino variable en el tiempo, requiriendo variaciones dramáticas en la potencia del motor que afecta la eficiencia. También hay pérdidas en la bomba en forma de fricción y fugas internas. Mientras que la eficiencia de la bomba puede ser alta en condiciones ideales acercándose al 90 %, la eficiencia al experimentar cargas variables en el tiempo puede caer muy por debajo del 75 %.

Los sistemas hidráulicos modernos típicos para equipos agrícolas tienen una o más bombas de caudal variable controladas hidráulicamente para satisfacer la demanda de flujo combinado de todos los actuadores en el sistema y la presión exigida por la función que requiere la más alta presión. Mientras que esto satisface requisitos de la función con la demanda de presión más alta, la presión para otras funciones tiene que ser reducida al nivel requerido para cada carga respectiva. La reducción de la presión se produce cuando el fluido se estrangula a través de válvulas de control que logran el resultado deseado, de proporcionar la presión y el flujo apropiado para cada función. Sin embargo, con la excepción de la función que opera a presión más alta, grandes pérdidas de energía se producen debido a la caída de presión para las cargas restantes (fig. 2.28). La energía se pierde en forma de calor, lo que puede conducir a un consumo de energía adicional ocasionado por un ventilador de refrigeración en caso de que este calor se disipara a través del sistema de enfriamiento de la máquina. Además, esta configuración del sistema hidráulico no se presta a los esquemas de recuperación de energía eficaces, como la recuperación de la energía cinética del frenado o la recuperación de la energía potencial cuando los actuadores son descendidos (Center for Compact and Efficient Fluid Power, 2016).

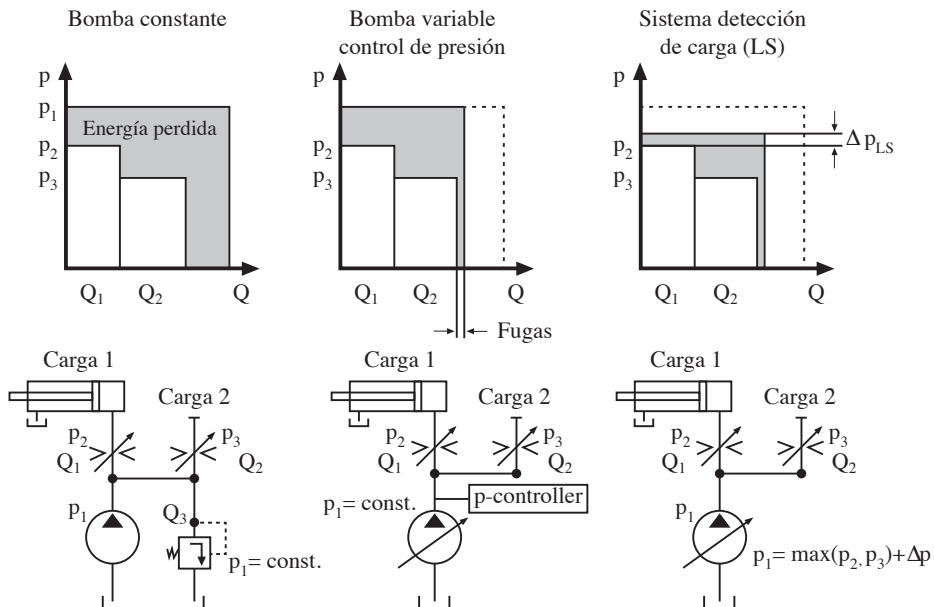


Figura.2.28. Comparación de potencia usada y desaprovechada para diferentes principios de suministro.

Fuentes: (Lovrec, Kastrevc, y Ulaga, 2008).

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

La investigación del Centro de Potencia Fluida de Maha de la Universidad de Purdue (Hoy et ál., 2014) incluye el trabajo en hidráulica móvil de alta eficiencia. Importantes ahorros de combustible se han conseguido en una máquina utilizando un banco de pruebas hidráulico que permite el estudio del accionamiento hidráulico con menos estrangulación. Esta arquitectura de flujo proporciona el caudal necesario, utilizando varias bombas más pequeñas que se combinan con cada actuador individual, eliminando así la válvula de control principal, que es la causante de la mayor pérdida de energía. El único elemento de control es el desplazamiento de la bomba.

Con esta tecnología, las válvulas de control hidráulicas se eliminan y el mando se consigue con la regulación del desplazamiento de la bomba. Se espera que con estos sistemas se proporcione un ahorro de combustible para las máquinas multi-actuadores usadas ampliamente en las industrias de la construcción, agrícola y forestal, con un importante ahorro de combustible (ya demostrado en el banco de pruebas). El trabajo adicional se planea para una configuración híbrida hidráulica, con una meta del 50 % de ahorro de combustible sin degradación del rendimiento. Este tipo de accionamiento hidráulico se ha demostrado en un cargador sobre neumáticos, donde las mediciones mostraron un 20 % más alto de la eficiencia de combustible. Las pruebas independientes en una instalación de Caterpillar demostraron ahorro de combustible de un 40 % con respecto al estándar machine (Hoy et ál., 2014).

La bomba de desplazamiento digital es otra tecnología de transmisión hidráulica que se concibe como prometedora para la mejora de la eficiencia del sistema hidráulico, especialmente para las condiciones de carga parcial. Se plantea que esta tecnología que sustituye las válvulas proporcionales y bombas con sensores de detección de carga, en sistemas hidráulicos tradicionales, por el control de desplazamiento digital puede proporcionar ahorros de energía de doble dígito para vehículos todoterreno (Hoy et ál.,2014).

Otras propiedades importantes de los sistemas hidráulicos móviles son las características de eficiencia energética y capacidad de control. Por estas razones, el desarrollo ha sido compulsado hacia los sistemas de detección de carga, que es el estado de la técnica en los sistemas hidráulicos de la maquinaria agrícola hoy en día. Los sistemas de detección de carga a menudo usan un controlador hidromecánico de la bomba. Sin embargo, el desarrollo de controladores electrohidráulicos de bombas abre nuevas posibilidades, en términos de innovadoras estrategias de control.

En lugar de utilizar señales de realimentación de las cargas, es posible controlar la configuración de desplazamiento de la bomba sobre la base de señales de comando del operador, cuando se utiliza un controlador electrohidráulico de la bomba. El ajuste del desplazamiento de la bomba se controla entonces de acuerdo con la suma de todos los flujos requeridos por las cargas. Este enfoque de control permite un mayor rendimiento energético, ya que la diferencia de presión entre la bomba y la carga viene dada por la resistencia del sistema en lugar de un margen de presión de la bomba prescrito. Además, también mejora las características dinámicas puesto que la bomba ya no funciona en un modo de control de bucle cerrado.

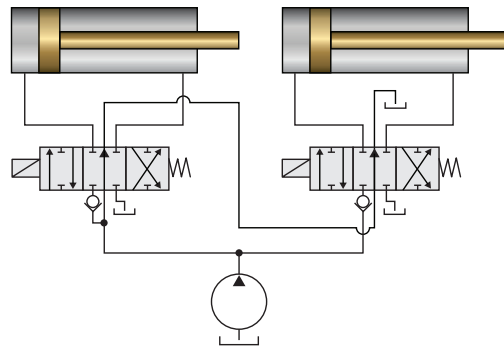
Hoy, la mayoría de los sistemas hidráulicos en máquinas móviles son operados con válvulas de centro abierto y bombas de cilindrada fija (ver fig. 2.29). Tales sistemas pueden ser considerados como relativamente simples, robustos y rentables, pero también a menudo ineficientes, ya que adolecen de la interferencia de carga, lo que significa que el nivel de presión en una carga puede influenciar fuertemente en la velocidad de otro actuador. Además, el caudal depende no solo de la posición de la corredera, sino también sobre la presión de carga, que se refiere a menudo como la dependencia de la carga. Desde el punto de vista de control, esto es a menudo considerado como un inconveniente, pero los operadores calificados en realidad pueden usar esta retroalimentación de la información del sistema en su beneficio. Para el comportamiento dinámico del sistema la dependencia de la carga es una propiedad deseada: se le da al sistema una alta amortiguación de forma natural, lo que significa que el sistema es menos propenso a oscilaciones. Para obtener la amortiguación de una válvula, el flujo tiene que aumentar cuando la caída de presión a través de la válvula aumenta y viceversa. La amortiguación es una propiedad preferida al manejar grandes cargas de inercia.

Los sistemas de presión constante mejoran la capacidad de control en comparación con los sistemas de centro abierto ya que no tienen problemas de interferencia de carga. Otras características, como la eficacia y la dinámica, son similares a los sistemas de centro abierto y la complejidad es un poco más alta, sobre todo porque los sistemas de presión constante frecuentemente usan una presión controlada de una bomba de caudal variable. Es, sin embargo, posible aumentar el rendimiento energético de los sistemas de presión constante, por ejemplo, utilizando el control secundario (Axin, Björn y Krus 2014) o la introducción de una línea de presión intermedia (Dengler et al., 2012).

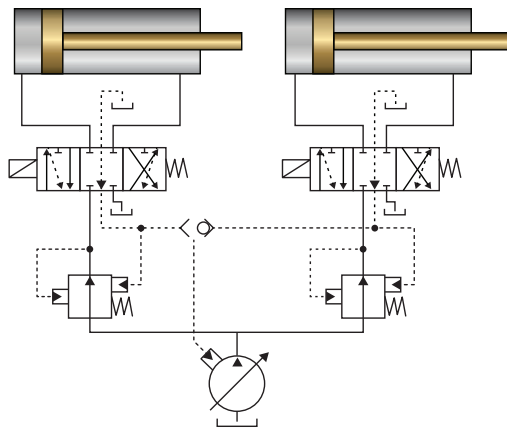
Los sistemas de detección de carga mejoran la eficiencia energética en comparación con los sistemas de centro abierto y de presión constante, adaptando

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

continuamente su presión justo por encima de la carga máxima. La diferencia de presión, por lo general alrededor de dos bares, entre la bomba y la carga, es necesaria para superar las pérdidas en las mangueras y válvulas. Este margen de presión se fija a menudo sustancialmente mayor de lo necesario para asegurarse de que es lo suficientemente alta en todos los puntos operativos. Una válvula de detección de carga por lo regular equipada con un compensador de presión, que controla la caída de presión en la válvula direccional (ver fig. 2.28 (b)). Las diferentes cargas de esta manera se pueden operar casi sin interferencias de carga y la dependencia de la carga, dando excelentes propiedades de controlabilidad.



a) Sistema con válvula de centro abierto y bomba de caudal constante



b) Sistema con válvula compensada por presión y bomba de caudal variable y controlada por presión.

Figura.2.28. Diseños de sistemas comúnmente utilizados para la hidráulica de trabajo en sistemas móviles.

Fuente: (Axin, 2013).

Un paso adelante de los sistemas de detección de carga, utilizando distribuidores convencionales, es desligar los orificios de entrada y salida en la válvula direccional. Numerosas configuraciones para sistemas de regulación individuales se han desarrollado, tanto en el mundo académico, como en la industria (Axin, BjÖrn y Krus 2014).

La diferencia fundamental entre el control de flujo y la detección de carga es que se puede quitar la manguera de realimentación de presión de carga al controlador de la bomba. En lugar de controlar la bomba en un modo de control de bucle cerrado, se puede utilizar un modo de control abierto con ninguna retroalimentación presente (Axin, BjÖrn y Krus 2014 2014)

2.8 Esquemas y parámetros de cálculo de las transmisiones hidrostáticas

2.8.1 Introducción

Toda la potencia de tracción para una máquina móvil se puede obtener a través del fluido presurizado que alimenta uno o varios motores hidráulicos. La bomba que suministra el fluido presurizado al motor proporciona la función direccional y el caudal que determinan la velocidad del motor y consecuentemente la velocidad de desplazamiento del equipo. El nivel de presión dentro del circuito es el resultado de la resistencia encontrada por la máquina en el modo de trabajo correspondiente, ya sea trabajo o transporte. El hidromotor puede ser parte integral de una rueda o estera, o forma parte de una transmisión.

La principal ventaja de la transmisión hidrostática es la facilidad de control. El control de velocidad infinito desde el modo de arranque hasta la velocidad de diseño máxima es una característica de las bombas de desplazamiento variable. Un cambio de caudal, dirección, o presión del fluido relacionada con la resistencia al movimiento, puede ser compensado por la transmisión hidrostática para proporcionar cualquier velocidad deseada de desplazamiento y la potencia requerida por la tarea que se va a realizar.

Otra ventaja obvia es la flexibilidad de las ubicaciones de los componentes. El motor y la bomba pueden colocarse dentro de la máquina, alejados entre sí, con toda la potencia moviéndose a través de las líneas de fluido presurizadas. Esto lógicamente da una flexibilidad de diseño que no se encuentra en los siste-

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

mas mecánicas. Otra ventaja menos obvia es la eliminación de muchos engranajes, correas y poleas que pueden constituir un peligro para el operador y el personal de servicio. La lubricación integral suministrada por el aceite hidráulico es otra ventaja básica del circuito de transmisión hidrostática.

2.8.2 Estructuras de las transmisiones hidrostáticas

Las transmisiones hidrostáticas se caracterizan por diversos conceptos, que utilizan variados componentes, y por su posición relativa en el flujo de potencia. Del concepto (esquema hidráulico) dependen principalmente las prestaciones de la transmisión: relación de transmisión, peso, costo, facilidad de ensamblaje de los agregados de la máquina autopropulsada, etc. La elección del tipo de sistema depende del tipo de máquina autopropulsada, con las especificidades propias de las funciones por realizar.

El primer grupo consiste en la transmisión mixta de vehículos autopropulsados con fórmula de ruedas 4x2, que contienen diferencial mecánico (fig. 2.29, el diferencial se indica con la letra D).

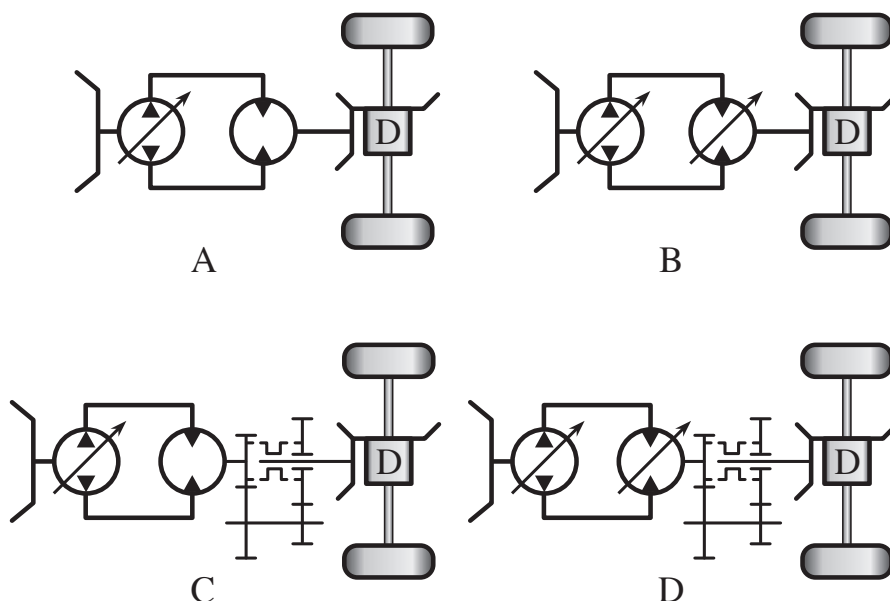


Figura 2.29. Esquemas de transmisión hidromecánica con diferencial de vehículos autopropulsados con neumáticos 4x2

Según el esquema mostrado en la figura. 2.29 A), que incluye una bomba de caudal variable y motor de desplazamiento fijo, se fabrican la mayoría de transmisiones de tractores de jardín y máquinas similares. Esta transmisión es conveniente utilizarla en máquinas de bajo peso y potencia, que no requieren grandes cambios en la relación de carga.

El circuito mostrado en la figura.2.29 B), que utiliza una bomba y motor de caudal variable, se utiliza en las transmisiones de tractores, apisonadoras y excavadoras. Este esquema, en comparación con el anterior, aumenta significativamente la gama de la relación de carga para el mismo tamaño (desplazamiento volumétrico) de componentes hidráulicos.

El circuito mostrado en la figura. 2.29 C), incluye una bomba hidráulica regulable con un hidromotor no regulable y un reductor de engranajes de dos o tres etapas. Este esquema lo utilizan varias cosechadoras, empacadoras agrícolas y otras máquinas autopropulsadas. El reductor hace posible aumentar la relación de transmisión, dividiéndola en varias gamas.

El circuito mostrado en la figura. 2.29 D), con una bomba y motor hidráulico de desplazamiento variable, y un reductor escalonado de engranajes, se utiliza en la transmisión de tractores y en la transmisión de algunas otras máquinas. Este es un esquema mejorado, ya que proporciona una amplia gama de relación de transmisión infinitamente variable. La relación de transmisión se selecciona de manera que para cada relación de transmisión en diferentes condiciones pueda funcionar de forma continua sin realizar cambios. En el tractor un engranaje se utiliza normalmente para el trabajo, y otro para el transporte. En este caso, el uso del reductor no priva a la transmisión hidrostática de su característica más importante: la relación de transmisión infinitamente variable.

La figura. 2.30 muestra los esquemas de transmisiones independientes que tienen dos motores hidráulicos conectados en paralelo y no incluyen un diferencial mecánico. En este esquema, como en el que incluye un diferencial mecánico, las ruedas pueden girar a diferentes velocidades en la máquina con la propulsión por neumáticos. El tren motriz de este grupo, al igual que el anterior, está diseñado para vehículos autopropulsados con fórmula de ruedas 4x2.

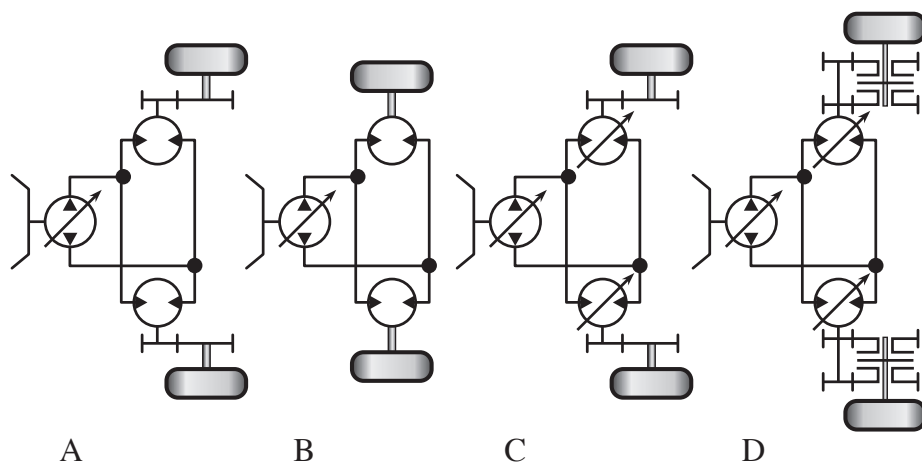


Figura 2.30. Esquemas de transmisión sin diferencial mecánico para vehículos autopropulsados con neumáticos.

De acuerdo con el circuito mostrado en la figura. 2.30 A), con motores hidráulicos de alta velocidad no regulables que operan en conjunto con un engranaje de reducción, que constituye un puente motor, está diseñado para una amplia variedad de máquinas autopropulsadas. A veces el motor está incorporado a la rueda, es decir, se utilizan motores-rueda.

El circuito mostrado en la figura. 2.30 B), con motores rueda que utilizan motores de alto par, se utilizó en los primeros tractores con transmisión hidrostática.

El diseño que incluye un motor de alta velocidad en combinación con un reductor se usa en tractores, cargadoras, excavadoras y rodillos compactadores (fig. 2.30 C).

Para aumentar el rango de carga total del circuito se utiliza a veces la transmisión (fig. 2.30 D) con reductores que tienen una relación de transmisión variable.

Las transmisiones hechas según el circuito mostrado en la figura. 2.30, A y B tienen pequeños rangos de relación de transmisión. Para su incremento se usan los circuitos que se muestran en la figura. 2.30, C y D.

2.8.3 Características de las transmisiones hidrostáticas cerradas

Una transmisión hidrostática consiste en una bomba conectada a un motor hidráulico, como se ilustra en la figura. 2.31. La velocidad de salida de la transmisión se puede calcular a partir de la expresión (2.10):

$$n_m = \frac{V_p n_p \eta_{vp} \eta_{vm}}{V_m} \quad (2.10)$$

Donde:

V_p y V_m = cilindrada de la bomba e hidromotor

n_p = revoluciones de la bomba

η_{vp} y η_{vm} = eficiencias volumétricas de la bomba e hidromotor respectivamente.

El cálculo de par de salida se realiza según la fórmula del torque en el hidromotor vista anteriormente.

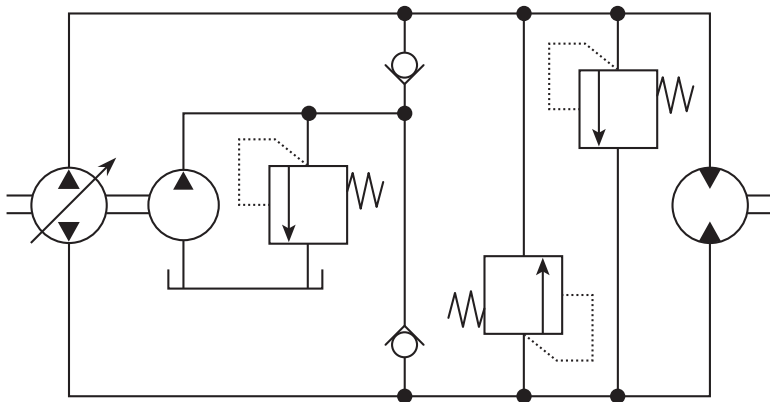


Figura 2.31. Transmisión hidrostática

Una transmisión con una V_p variable y V_m fija es una transmisión de par constante; disminuyendo V_p se reduce la velocidad de salida, pero el par de salida

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

está limitado por la presión nominal de la transmisión y no se puede aumentar. Por lo tanto, la capacidad de potencia disminuye con la disminución de la velocidad de salida. Las transmisiones hidrostáticas de par constante se utilizan en algunos vehículos de servicio ligero que requieren solo un par de salida limitado.

Una transmisión con V_p constante y V_m variable es una transmisión de potencia constante, ya que, a medida que aumenta V_m se reduce la velocidad de salida; el par de salida se incrementa automáticamente sin aumento en la presión del sistema. Todas las transmisiones de engranajes tienen la característica de potencia constante, que es deseable en una transmisión. Sin embargo, la transmisión hidrostática de potencia constante se utiliza raramente debido a su alcance limitado: V_m no puede alcanzar el valor infinito que se requiere para llevar la velocidad de salida a cero. También, V_m no puede ser igual a cero sin bloquear el flujo de la bomba, por lo que la inclinación de la placa oscilante del motor no puede ser invertida y la transmisión se ve imposibilitada de invertir la dirección de desplazamiento del vehículo.

Teóricamente, la transmisión hidrostática puede proporcionar control de velocidad de rango completo, pero la eficiencia de la transmisión sería muy baja, ya sea para velocidades bajas o altas. Para mejorar la eficiencia, una transmisión mecánica se utiliza a menudo en serie con la transmisión hidrostática. La transmisión mecánica permite que la transmisión hidrostática funcione sobre una gama de velocidades mucho más estrecha y, por tanto, mantenga mejor su eficiencia (Srivastava, 2006)

Hasta ahora, las unidades centrales disfrutaron de casi el 100 % de cuota de mercado en aquellas aplicaciones que representan el mayor número de unidades utilizadas, especialmente en recolectores de maíz y cosechadoras. Esto se está moviendo hacia las unidades de eje en la actualidad.

Cada una de estas soluciones de accionamiento tiene ventajas y desventajas que deben sopesarse durante la planificación del proyecto para la aplicación correspondiente. La siguiente es una breve lista de los criterios de toma de decisiones más importantes (Konscad Rosbadn y Ume Maier 2004):

Accionamiento central

Ventajas:

- El bloqueo del diferencial es fácil de realizar mecánicamente.
- La potencia completa de propulsión está disponible en cada rueda.
- Mediante el uso de cajas de cambios, se puede obtener una gama de transformación más grande.

Desventajas:

- Diseño mecánico complicado e incremento de las necesidades de espacio.

Accionamiento por ejes

Ventajas:

- Ahorra espacio, porque no se requieren árboles de transmisión.
- Es posible distribuir la potencia de propulsión entre los ejes delantero y trasero.
- Son suficientes bombas hidráulicas más pequeñas, ya que los motores hidráulicos pueden ser llevados al desplazamiento cero a través del mando. Con un flujo de aceite dado de la bomba, esto da lugar a un flujo más alto para los demás motores hidráulicos en el circuito y, por tanto, una velocidad de traslación más alta.

Desventajas:

- Normalmente deben incluirse reductores finales entre los hidromotores y las ruedas para aumentar el diapasón del régimen de carga.

Unidad individual

Ventajas:

- Espacio libre entre las ruedas y, por lo tanto, una mejor adaptabilidad al terreno.
- Ahorra espacio porque no se requieren árboles de transmisión.

Desventajas:

- Sólo la correspondiente potencia propulsora está disponible en cada rueda.
- Mayor costo de la tubería y el accionamiento individual de los motores.
- Se requiere desembolso adicional con el fin de realizar un bloqueo del diferencial.

Las características de una transmisión hidrostática se demostrarán mediante el estudio de una transmisión cerrada con una bomba de caudal variable y un motor variable. Si se supone que la velocidad de la bomba hidráulica (n_p) es constante y la potencia de entrada se limita a P_{inmax} , las características de la transmisión serán como se ilustra en la figura. 2.32.

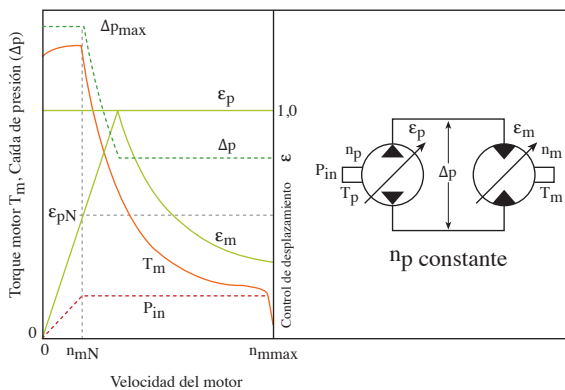


Figura.2.32. Transmisión hidrostática bomba – motor y sus características a potencia de entrada máxima y velocidad constante de la bomba.

Fuente: (Rydberg, 1997)

Los ajustes de desplazamiento de la bomba y el motor (ε_p y ε_m) son, como de costumbre, controlados en secuencia de acuerdo con la figura. 2.32.

Si la potencia de la bomba alcanza la potencia máxima de entrada ($P_{in\ max}$) con un ajuste de desplazamiento de ε_{pn} , el rango teórico de la transmisión se puede calcular como:

$$TR = \frac{n_{mmax.}}{n_{mN}} = \frac{1}{\varepsilon_{pN}\varepsilon_{mmin.}} \quad (2.11)$$

Donde:

TR = rango teórico o relación de transmisión.

n_{max}, n_m = revoluciones del motor máximas y en el punto N, respectivamente.

$\varepsilon_{pN}, \varepsilon_{mmin.}$ = regulación de la cilindrada de la bomba y el motor, para el punto N y mínima respectivamente.

La ecuación 2.11 muestra que, para un valor bajo del ajuste del desplazamiento mínimo del motor ($\varepsilon_{mmin.}$) da un valor alto de TR.

Esa información es de gran interés para la selección de un motor adecuado para la transmisión. Una comparación de los motores de pistones axiales en línea y el tipo de eje inclinado, conduce a los siguientes datos:

Motor en línea $0,3 \leq \varepsilon_{mmin.} \leq 0,35$

Motor de eje inclinado $0,2 \leq \varepsilon_{mmin.} \leq 0,25$

Con el uso de un motor de eje inclinado el valor TR puede aumentarse hasta un 60 % en comparación con un motor en línea. También es un hecho bien conocido que un motor de eje inclinado tiene un rendimiento considerablemente mayor en el arranque que un motor del tipo en línea.

De acuerdo con el problema de diseño de la transmisión hidrostática, un aspecto muy importante es el tamaño requeridos de la bomba y el motor. A partir de las características de transmisión de la figura. 2.32, la potencia de entrada,

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

cuando se acaba de alcanzar su valor máximo en el punto N , se puede expresar teóricamente como:

$$P_{in\ max.} = \varepsilon_{pN} V_p n_p \Delta p_{max} \quad (2.12)$$

$P_{in\ max}$ = potencia de entrada máxima

V_p = cilindrada de la bomba

n_p = revoluciones de la bomba

ΔP_{max} = caída de presión máxima en el sistema

Esta relación, junto con la ecuación 2.11 y $n_p = n_{p\ max}$ da el desplazamiento requerido de la bomba, relacionada con el valor TR .

$$V_p = \frac{P_{in\ max.} TR \varepsilon_{mmin}}{n_{pmax} \Delta p_{max}} \quad (2.13)$$

Donde:

$n_{p\ max}$ = revoluciones máximas de la bomba

La ecuación para la potencia máxima para el punto de velocidad máxima de salida del motor será la siguiente:

$$P_{m\ max} = P_{in\ max.} = \varepsilon_{mmin} V_m n_{mmax} \Delta p \quad (2.14)$$

Donde:

V_m = cilindrada del hidromotor

Δp = caída de presión

Con $\Delta p = \varepsilon_{pN} \Delta p_{max}$ el desplazamiento del motor puede calcularse como:

$$V_m = \frac{P_{in\ max.} TR}{n_{max} \Delta p_{max}} \quad (2.15)$$

Las ecuaciones 2.14 y 2.15 dan la relación entre el desplazamiento de la bomba y del motor como

$$V_p = \frac{\varepsilon_{mmin} n_{mmax}}{n_{pmax}} V_m \quad (2.16)$$

Observe que el desplazamiento del motor depende de la velocidad máxima disponible (n_{max}) del propio motor.

La ecuación 2.16 indica que el desplazamiento de la bomba será más bajo que el desplazamiento del motor. En el mercado, las bombas de pistones axiales y motores disponibles adecuados para transmisiones hidrostáticas tienen una cilindrada máxima de $250 \text{ cm}^3/\text{rev}$. Un motor así con un ajuste de desplazamiento mínimo de $\varepsilon_{mmin} = 0,2$, una velocidad máxima de $n_{mmax} = 3400 \text{ rpm}$, una diferencia de presión máxima de $\Delta p_{max} = 42 \text{ MPa}$ y un valor de rango teórico requerido de $TR = 10$ puede ser utilizado para una potencia de hasta $P_{inmax} \approx 60 \text{ kW}$ en el concepto de transmisión mostrado en la figura. 2.32.

2.8.3.1 Características de la transmisión hidrostática con caja de cambios

El ejemplo anterior ha demostrado claramente que con el concepto básico de transmisión hidrostática no es posible combinar un alto valor de TR y una alta capacidad de potencia. Una forma de aumentar el rango teórico (TR) mediante el uso de una caja de cambios en serie con la transmisión hidrostática. Las características de este tren de potencia, fuerza máxima de tracción frente a la velocidad del vehículo se muestran en la figura. 2.33.

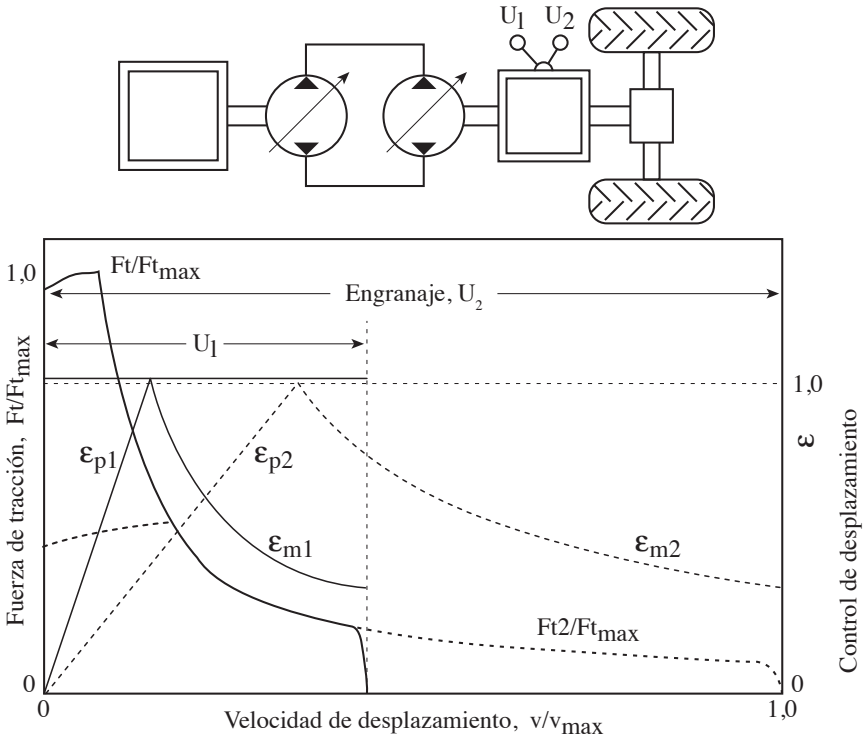


Figura.2.33. Transmisión hidrostática en serie con caja de cambios.

Fuente: (Rydberg, 1997)

Se desprende de la figura que el valor del rango teórico (TR) se incrementó por la caja de cambios mecánica (con la relación de transmisión de la caja de cambios \$U_1\$ el comportamiento es similar a la transmisión bomba-motor; sin embargo, con la relación de la caja \$U_2\$, el rango se amplía significativamente). Si la potencia de la bomba hidráulica alcanza la potencia máxima del motor en el ajuste del desplazamiento de la bomba de \$\epsilon_p = \epsilon_{pN}\$, el valor TR se puede calcular teóricamente, para la transmisión que se muestra en la figura. 2.33, como:

$$TR = \frac{v_{max.}}{v_N} = \frac{1}{\epsilon_{pN} \epsilon_{mmin.}} \frac{U_{max.}}{U_{min.}} \quad (2.17)$$

El desplazamiento del motor requerido se puede obtener a partir de la ecuación (2.18).

$$V_m = \frac{P_{inmax} \cdot TR}{\Delta p_{max} \cdot n_{mmax}} \frac{U_{min.}}{U_{max.}} \quad (2.18)$$

En comparación con la transmisión hidrostática de base, el desplazamiento del motor requerido se ha reducido por el factor $\frac{U_{min}}{U_{max}}$ para el mismo valor TR y capacidad de potencia. Para una caja de cambios de dos etapas este factor es de aproximadamente 0,5 (Rydberg, 1997).

2.8.4 Transmisiones para tractores y cosechadoras.

La tecnología de cosecha ha sufrido cambios de gran alcance en los últimos 50 años. Debido a los cambios estructurales en la agricultura, la tendencia es hacia máquinas cada vez más grandes y más potentes. Las máquinas autopropulsadas han prevalecido y casi han reemplazado a las máquinas tiradas por tractor. Las unidades hidrostáticas ya son estado del arte en muchas cosechadoras. El cambio a la tecnología de válvulas de control eléctrico proporcional, en combinación con sensores de circuito cerrado, se han convertido en equipo estándar para muchos fabricantes.

Mientras que los tractores ahora pueden alcanzar velocidades de 50 km/h y más, las máquinas agrícolas autopropulsadas están avanzando hacia la marca de 40 km/h. El aumento de las demandas resultantes de las máquinas requiere nuevos conceptos de propulsión y frenado. Hay tres conceptos de accionamiento para transmisiones de transmisión hidrostática usados en cosechadoras:

- Accionamiento central con engranajes de transferencia, que acciona los ejes a través de cardán.
- Transmisión por ejes con un solo hidromotor en cada uno de los ejes motrices.
- Unidad individual en las ruedas, con motores de pistones axiales y engranajes planetarios.

Debido a que un tractor es una máquina en la que se debe proporcionar una considerable relación de velocidad entre la unidad de potencia y las ruedas motrices, una discusión adicional de los sistemas de transmisión, en este contexto particular, es apropiada. En la actualidad, hay cuatro variantes que deben ser consideradas: dos de ellas son mecánicas y dos son hidráulicas.

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

La primera es la transmisión mecánica convencional con caja de cambios escalonada y eje intermedio, que se ha utilizado durante muchos años. El segundo tipo tiene el mismo diseño del eje trasero, pero un mecanismo de cambio de velocidad manual o semiautomático utilizando engranajes planetarios, que permite cambios bajo carga. Esta variante solo se ha aplicado recientemente en tractores y será el competidor mecánico para los dos métodos hidráulicos. El objetivo del diseño es proporcionar tan cerca como sea posible una relación de velocidad infinitamente variable y sin embargo mantener un sistema de engranajes.

El tercer tipo es un convertidor de par hidráulico en asociación con cambio de velocidad con engranajes y el eje trasero convencional: esta es probablemente mejor descrita como una transmisión hidromecánica. El cuarto tipo es el sistema completamente hidráulico con una bomba de caudal de alimentación variable para motores en cada uno de las dos o cuatro ruedas. Estos motores, como se muestra en la figura. 2.34, se encuentran en paralelo con la posibilidad de conexión en serie cuando no se desea acción diferencial. Este sistema puede ser modificado para adaptarse a un diseño de tractor de ruedas convencional por tener un solo motor de accionamiento del eje trasero usual, como se muestra en la figura. 2.35. También se puede utilizar para la propulsión y dirección con esteras con dos bombas y dos motores, es decir, un par por estera.

El uso intensivo de agua en cultivos especiales, como el arroz y la soja o la cosecha de otros productos en suelos con mal drenaje a menudo hace intransitable el terreno a las máquinas tradicionales, pesadas con neumáticos, por lo cual se emplean esteras. En el ejemplo de la figura. 2.36, se muestra una cosechadora con esteras totalmente hidrostática con dos circuitos de accionamiento.

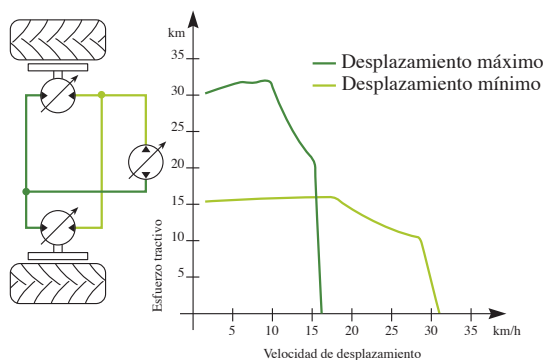


Figura.2.34. Transmisión hidrostática con motores en las ruedas.

Fuente: (Linde Hydraulics, 2015).

Por lo general debe adquirirse una transmisión hidrostática como un paquete con las válvulas necesarias, ya instaladas en la bomba, y el motor a un mismo fabricante. Para el diseño de la transmisión hidrostática, es necesario tener en cuenta además el peso del equipo, los requerimientos de fuerza de tiro y la resistencia que ofrece la plantación al desplazamiento de la máquina.

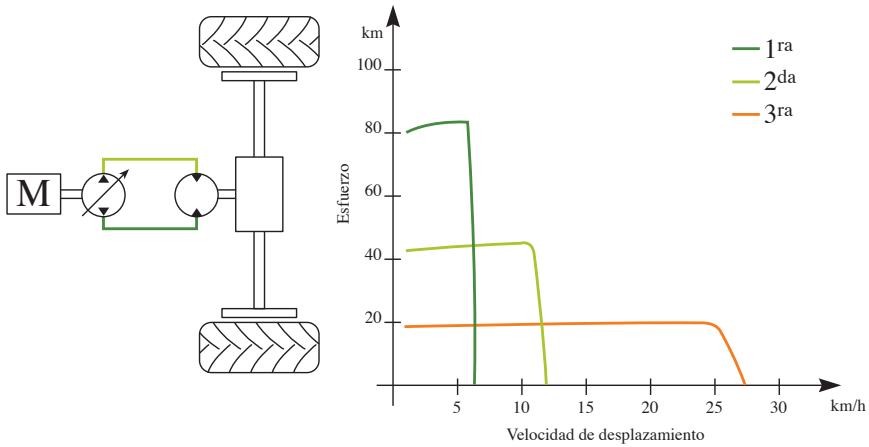


Figura.2.35. Transmisión hidrostática con caja reductora.

Fuente: (Linde Hydraulics, 2015)

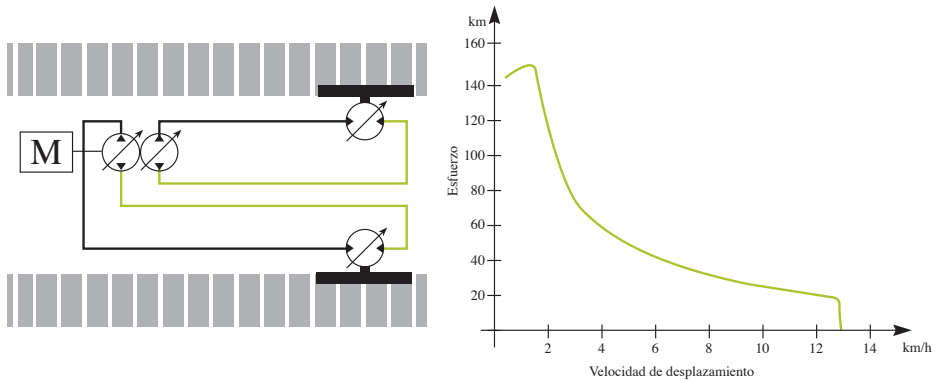


Figura.2.36. Transmisión hidrostática independiente bomba-motor

Fuente: (Linde Hydraulics, 2015).

3. SECUENCIA DE SELECCIÓN DE LOS PARÁMETROS PRINCIPALES Y DISPOSITIVOS DEL ACCIONAMIENTO HIDRÁULICO

El principal documento de referencia para el desarrollo de cualquier producto son los requerimientos técnicos (especificaciones, la mayoría de las veces basados en los requerimientos de los clientes). Debe contener los requisitos técnicos y económicos para el producto, lo que determina sus propiedades de consumo y eficiencia de la aplicación, una lista de documentos que requieren una consideración conjunta, la orden de entrega y aceptación de los resultados del desarrollo. Si es necesario, la especificación técnica también puede incluir requisitos para la preparación y el desarrollo de la producción.

Las especificaciones para el diseño del accionamiento hidráulico, por regla general, establece el destino, las funciones básicas y modos de funcionamiento de la unidad hidráulica, los requisitos técnicos (restricciones) en sus parámetros de salida, los rangos permisibles de los parámetros externos, las restricciones sobre algunos de los parámetros internos de la unidad hidráulica.

En particular, las especificaciones para el diseño de un accionamiento hidráulico lineal indican los valores máximos de las fuerzas de $F_{\max \text{avance}}$ y $F_{\max \text{retroceso}}$ que, como mínimo, debe desarrollar el accionamiento hidráulico en el órgano de salida del cilindro hidráulico, respectivamente, para las velocidades de avance y retroceso, y los valores máximos necesarios de velocidad durante el avance y retroceso $v_{\max \text{avance}}$ $v_{\max \text{retroceso}}$. En lugar de las características mencionadas se puede dar un número de otros valores (por ejemplo, la necesidad de los valores máximos de las fuerzas y velocidades en un cierto punto del objeto de control del accionamiento hidráulico), que permite determinar los valores anteriores mediante cálculo.

El diseño del accionamiento hidráulico comienza con el desarrollo de su concepto (esquema hidráulico) y la elección de la máxima presión de trabajo p_{nom} (si no se especifica este valor en los requerimientos técnicos).

Se sabe que, en un accionamiento hidráulico, para una determinada potencia, el aumento de la presión de funcionamiento hasta un cierto nivel va acompañado de la reducción del caudal necesario, la masa y las dimensiones del accionamiento. Sin embargo, debido a que la presión de trabajo co-

respondiente al coeficiente máximo de rendimiento (η) del sistema hidráulico es menor, que la presión hidráulica determinada a partir de la condición de reducir al mínimo el consumo de metal, y por el aumento de la presión, aumentan los costos de operación de la unidad hidráulica. La selección de la presión de funcionamiento debe realizarse de las condiciones para obtener el costo total mínimo de fabricación y operación del accionamiento.

Debe tratarse de hacer el diseño de la unidad hidráulica principalmente sobre la base de componentes disponibles en el mercado, lo que acelera y abarata el proceso de creación de un accionamiento hidráulico. En vista de esta circunstancia, en la práctica, la presión máxima de trabajo se selecciona al nivel que ha adoptado la rama de la industria, donde se supone que se va a utilizar la unidad hidráulica diseñada. Este nivel está determinado por el nivel de presión nominal de los componentes hidráulicos, producidos para suplir las necesidades de la industria en cuestión, y es diferente para la mayoría de las industrias.

El cálculo de los parámetros requeridos y la elección del cilindro se hacen a partir de las condiciones que aseguren en la salida para las carreras de avance y retroceso, no menos, $F_{\max \text{ avance}}$ y $F_{\max \text{ retroceso}}$ respectivamente. En la solución de este problema se tienen en cuenta las posibles pérdidas de presión en los tramos del accionamiento hidráulico entre la bomba y la cámara de presión del cilindro hidráulico y en el retorno, entre de la cavidad de salida del cilindro hidráulico y el depósito, así como la pérdida de fuerza en los pares de movimiento del cilindro, debido a la fricción.

Hay dos posibles esquemas de conexión del cilindro hidráulico de doble efecto (acción) con vástago unilateral a la fuente de alimentación del fluido de trabajo: simple y diferencial (regenerativo). Al conectar el cilindro hidráulico por el esquema simple sus cámaras de trabajo están conectadas una a la fuente de alimentación y la otra al depósito hidráulico (figura. 3.1 a), En modo diferencial (regenerativo), las cavidades del cilindro están interconectadas y conectadas a la fuente de alimentación (fig. 3.1, b).

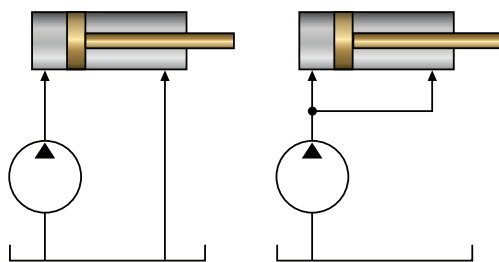


Figura.3.1. Esquemas de cálculo del accionamiento con conexión simple (a) y diferencial del actuador (b)

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

Dado que el área efectiva de la cavidad del lado del pistón A_p del cilindro es mayor que el área de la cavidad del lado del vástago A_v , en el modo regenerativo se produce la extensión del vástago del cilindro. El fluido de trabajo que se desplaza desde el extremo del vástago del cilindro hidráulico, junto con el líquido de la alimentación, entra en la cavidad del pistón del cilindro hidráulico.

Obviamente, para un caudal del fluido de trabajo constante que entra en el cilindro, desde la fuente de alimentación y la presión máxima de servicio con el cambio del accionamiento hidráulico de un diagrama de conexión simple a uno diferencial, aumenta la velocidad de extensión del vástago y la fuerza máxima que se puede obtener en el vástago se reduce.

Una de las características del cilindro hidráulico es el grado de diferencia (diferencial) de sus áreas efectivas del lado del pistón y del vástago, que se calcula por la relación adimensional 3.1.

$$\varphi = \frac{A_p}{A_v} \quad (3.1)$$

Como:

$$A_p = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$A_v = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}$$

$$\varphi = \frac{D^2}{(D^2 - d^2)} \quad (3.2)$$

$$d = D \sqrt{\frac{\varphi_1}{\varphi}}$$

$$\varphi_1 = \varphi - 1 \quad (3.3)$$

Donde

D y d , respectivamente, el diámetro interno de la camisa y del vástago del cilindro. El algoritmo de diseño de los sistemas hidráulicos, que incluye todas las fases del diseño se muestra en la figura. 3.2.

Una vez establecidos los requerimientos de diseño para un sistema hidráulico dado, el proceso del diseño como tal puede iniciarse.

A partir de los requerimientos de diseño, tiene que ser establecido el diseño conceptual del sistema hidráulico. El esquema del sistema debe ser desarrollado junto con las especificaciones operacionales del mismo. El proceso de diseño típico comienza con el estudio de las diferentes soluciones del sistema. En esta etapa, es importante que las soluciones valoradas sean investigadas profundamente. Un error común es valorar una variante de solución completamente y prestar menor atención a las otras.

Una vez que estas tareas son completadas, el diseñador pasa al dimensionamiento y selección de los componentes del sistema. Luego de realizar el cálculo preliminar, es necesario comprobar que los parámetros del sistema cumplan con las especificaciones operacionales establecidas; en caso contrario, se establecen lazos de regresión hasta cumplir con las mismas. De no ser posible, se debe reconsiderar el esquema (diseño conceptual).

Cuando el diseñador ha escogido la mejor configuración del sistema, el trabajo continúa con el refinamiento del diseño, la selección de componentes y el ajuste de los parámetros. Aquí el uso de la simulación y la optimización es muy útil. Debido a que existen varios factores desconocidos en el proceso de diseño es preciso que la mayor parte del trabajo sea interactivo. Por ejemplo, podría ser necesario que las especificaciones de las prestaciones (requerimientos) sean re-elaboradas varias veces debido al desconocimiento de influencias externas. De igual forma que en el paso anterior (cálculo preliminar), debe comprobarse que el sistema cumpla con los requerimientos del diseño; en caso contrario, debe volverse al paso anterior y/o al diseño conceptual.

Para la simulación del sistema debe crearse el modelo matemático, asumiendo las suposiciones necesarias que simplifiquen lo más posible el modelo, pero asegurando que refleje adecuadamente los fenómenos que tienen lugar en el sistema real. Para esto es necesario contar con habilidades como:

- Conocimiento del sistema
- Conocimiento de la física subyacente
- Conocimientos matemáticos para la manipulación de las ecuaciones y su conversión a un modelo adecuado
- Conocimientos de programación para implementar el modelo matemático
- Conocimientos de matemática numérica para entender la interacción entre el modelo y los algoritmos usados para ejecutar la simulación
- Habilidad para interpretar los resultados

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

Cuando se dispone de un *software* con interface gráfica y bibliotecas de componentes predefinidos se puede prescindir de las habilidades referidas a los conocimientos matemáticos y de programación.

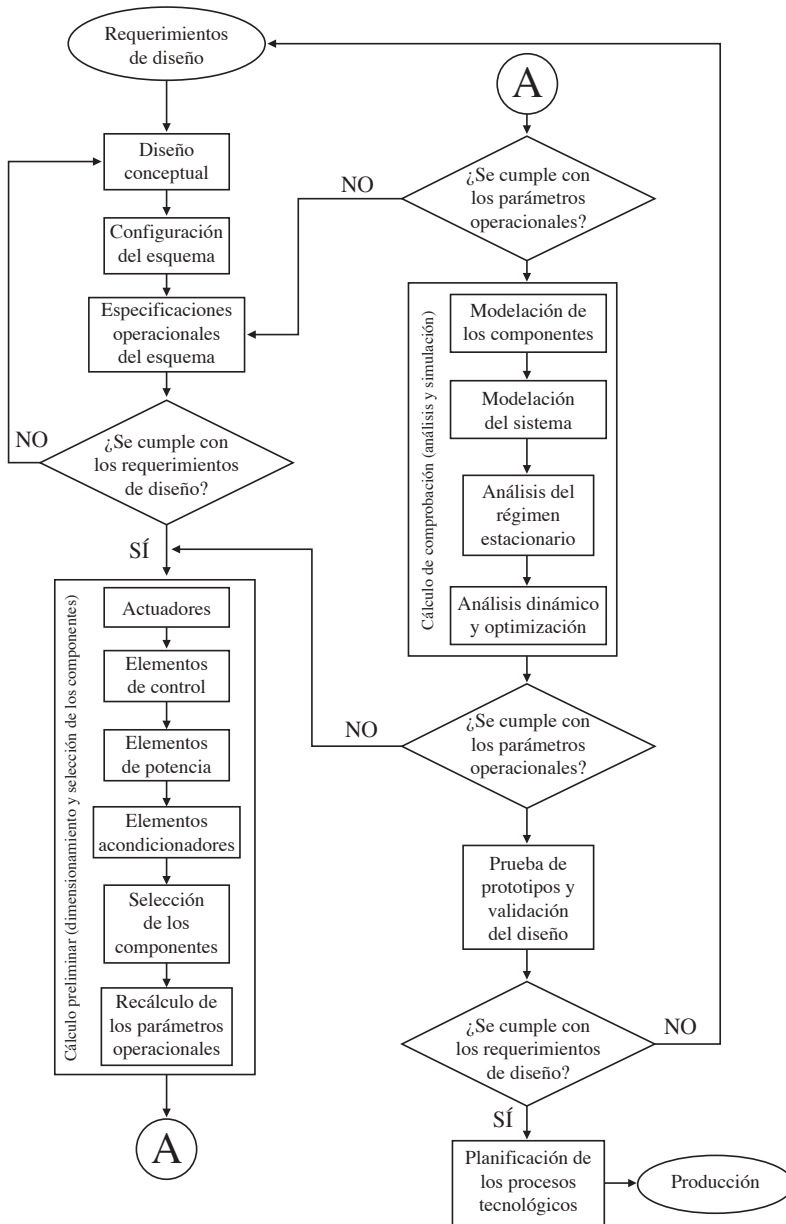


Figura 3.2. Algoritmo de diseño de los sistemas hidráulicos

Fuente: (Pérez Pupo y Parra Escalona, 2005).

3.1 Cálculo de los sistemas hidráulicos

3.1.1 Consideraciones generales

Hay cinco principios que son importantes para la comprensión de los circuitos hidráulicos.

Ellos son: (a) Los líquidos no tienen forma propia, pero fluirán para adquirir la forma de su recipiente, (b) los líquidos pueden considerarse incompresibles a las presiones utilizadas en los sistemas hidráulicos, (c) los líquidos transmiten la presión por igual en todas las direcciones, (d) el caudal de una bomba de desplazamiento positivo varía proporcionalmente con la velocidad de la bomba, pero es prácticamente independiente de la presión del sistema, y (e) cualquier flujo de líquido a través de un tubo u orificio está acompañado por una reducción en la presión del líquido.

Los sistemas hidráulicos incluyen, como mínimo, un depósito, una o más bombas para convertir la energía mecánica en energía del fluido, una o más válvulas de control, uno o más actuadores para convertir la potencia de fluido de nuevo en energía mecánica, líneas para unir a los diversos componentes y filtros para eliminar los contaminantes del fluido hidráulico.

La bomba es el corazón de cualquier sistema de transmisión hidráulica; que convierte la energía mecánica en energía fluida. Solo las bombas de desplazamiento positivo se utilizan en los sistemas hidráulicos. Así el caudal de la bomba es casi independiente de la presión en el puerto de salida de la bomba. Los tres tipos básicos de bombas utilizadas en sistemas de fluidos incluyen bombas de engranajes, de paletas y de pistón.

La entrega de aceite de una bomba se puede calcular utilizando la ecuación 3.3.

$$Q_p = \frac{V_p * n_p * \eta_{vp}}{1000} \quad (3.3)$$

Donde:

Q_p = caudal de la bomba, [L/min].

V_p = desplazamiento de la bomba, [cm³/rev].

η_p = velocidad de la bomba, [rev/min].

η_{vp} = eficiencia volumétrica de la bomba, decimal.

Debido a las fugas internas dentro de una bomba, la eficiencia volumétrica es siempre menor que uno, es decir, la bomba siempre ofrece menos de su caudal teórico. Generalmente, las fugas internas en un componente hidráulico son directamente proporcionales al área de la trayectoria de las fugas y la caída de presión a través de la vía de fuga e inversamente proporcional a la viscosidad.

El requisito de par de torsión de una bomba puede calcularse a partir de la ecuación 3.4.

$$T_p = \frac{V_p * \Delta p}{2\pi\eta_{mp}} \quad (3.4)$$

Donde:

T_p = par requerido para accionar la bomba, [Nm].

Δ_p = aumento de presión en la bomba, [MPa].

η_{mp} = eficiencia de torque (mecánica) de la bomba, decimal.

Debido a la fricción dentro de la bomba, la eficiencia de par es siempre inferior a uno y más de la cantidad teórica de par que se requiere para accionar la bomba.

La potencia hidráulica producida por una bomba se puede calcular utilizando la ecuación 3.5.

$$T_p = \frac{V_p * \Delta p}{2\pi\eta_{mp}} \quad (3.5)$$

Donde:

P_p = potencia hidráulica [kW]

Q_p = caudal de la bomba, [L/min].

Δp = presión en la bomba, [bar].

La potencia en el eje necesaria para accionar una bomba se puede calcular de la ecuación 3.6.

$$P_{acc} = \frac{P_p}{\eta_{tp}} \quad (3.6)$$

Donde:

P_{acc} = potencia en el eje necesaria para accionar la bomba [kW]

η_{tp} = Eficiencia de potencia (total) de la bomba

Dado que tanto η_{vp} y η_{mp} son menores que uno, η_{tp} también es menor que uno, por lo que la potencia de accionamiento real es mayor que la cantidad teórica de potencia que se requiere para accionar la bomba.

Las válvulas se usan en los sistemas hidráulicos para controlar la presión, el volumen y la dirección del flujo. Las válvulas se clasifican, en consecuencia, como válvulas de control de presión (PCV), válvulas de control de volumen (CV) y las válvulas de control direccional (VCD).

El líquido pasa a través de orificios en las válvulas de control, lo que resulta en caídas de presión. La ecuación 3.7 relaciona la caída de presión a través de un orificio con el flujo a través de ella.

$$Q = 60C_oA_o\sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (3.7)$$

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

Donde:

Q = caudal a través del orificio, [L/min].

C_o = coeficiente de orificio, adimensional.

A_o = área del orificio, [mm²].

Δp = caída de presión a través del orificio, [MPa].

ρ = densidad de masa del fluido, [kg/m³].

En el caso habitual en el que A_o es mucho menor que la sección de la tubería y el flujo es turbulento, $C_o = 0,60$ para un orificio de bordes afilados; pero, puede aumentar a más de 0.80 si se redondean los bordes de orificio. La forma del orificio tiene poco efecto; es decir, C_o será casi el mismo para un orificio largo estrecho como para uno circular. Para fluidos típicos, derivados del petróleo, utilizados en sistemas de fluidos, $\rho = 850$ a 950 kg/m³.

Los actuadores hidráulicos incluyen motores para proporcionar energía mecánica rotatoria y cilindros hidráulicos para proporcionar energía mecánica lineal.

Las ecuaciones 3.8 a la 3.10 son para la velocidad, el par, y la potencia de salida, respectivamente, de un motor hidráulico:

$$n_m = \frac{\Delta p * Q * \eta_{tm}}{V_m} \quad (3.8)$$

$$T_m = \frac{\Delta p * Q * \eta_{tm}}{2\pi} \quad (3.9)$$

$$P_m = \frac{\Delta p * Q * \eta_{tm}}{600} \quad (3.10)$$

Donde:

n_m = velocidad del motor, [rev/min]

η_{vm} = rendimiento volumétrico del motor

V_m = desplazamiento del motor, [cm³/rev]

T_m = par motor, [Nm]

η_{tm} = eficiencia par de torsión motor.

P_m = potencia en el eje del motor, [kW]

$\eta_{tm} = \eta_{vm} \times \eta_{mm}$ - eficiencia de potencia (total) del motor.

Q = caudal fluido a través del motor, [L/min]

Δp = caída de presión a través del motor, [bar]

La capacidad de carga de un cilindro se puede calcular utilizando la ecuación 3.11.

$$F = \frac{p_1 A_1 - p_2 A_2}{10} \quad (3.11)$$

Donde:

F = fuerza de la capacidad del cilindro, [kN]

A_1 = área del pistón, [cm²]

A_2 = área de la superficie del pistón menos el área del vástago, [cm²]

p_1 = presión (manométrica) que actúa en el área A_1 , [MPa]

p_2 = presión (manométrica) que actúa en el área A_2 , [MPa]

El factor de 10 es simplemente un factor de conversión de unidades. Una respuesta negativa indica que el cilindro se está retrayendo. En muchas situaciones, uno de los puertos se conectará al depósito y la presión correspondiente será presión manométrica cero.

La velocidad a la que un cilindro se extiende y retrae puede calcularse utilizando la ecuación 3.12.

$$v = \frac{Q}{6A_i} \quad (3.12)$$

Donde:

v = velocidad del movimiento del vástago, [m/s]

Q = caudal en el cilindro, [L/min]

$A_i = A_1$ si el cilindro está extendiendo o A_2 en caso de retracción.

Se debe tener en cuenta que, para un determinado caudal Q , el cilindro se extenderá más lentamente en comparación a su retracción, puesto que $A_1 > A_2$.

El caudal de retorno desde un cilindro de doble efecto se calcula a partir de la siguiente ecuación:

$$Q_R = 6A_j v \quad (3.13)$$

Donde:

Q_R = caudal de retorno del cilindro, [L/min].

$A_j = A_2$ si el cilindro está extendiendo o A_1 si se retrae.

Las ecuaciones 3.12 y 3.13 muestran que un cilindro retorna menos aceite de lo que recibe mientras se extiende y más aceite de lo que recibe mientras se retrae. El depósito debe suministrar el déficit de caudal o absorber el exceso de flujo.

Un depósito suministra aceite a la bomba y proporciona un lugar para el aceite para volver desde el circuito. El depósito debe ser lo suficientemente grande como para permitir que el aceite se enfríe, es decir, un depósito más grande permite más tiempo de residencia para que el aceite se enfríe en el depósito. Si el depósito no puede proporcionar suficiente refrigeración, se puede utilizar un refrigerador de aceite para proporcionar una refrigeración complementaria. Un depósito debidamente diseñado tiene deflectores internos para reducir las salpicaduras de aceite y tiene sus puertos de entrada y de salida dispuestos para evitar que el aceite de retorno del circuito hidráulico de inmediato vuelva a entrar en

la bomba. El puerto de retorno debe estar por debajo de la superficie del aceite, para reducir la entrada de aire y la formación de espuma, cuando el aceite vuelve al depósito. Por último, el depósito debe ser ventilado a la atmósfera para dar cabida a cambios en los niveles de aceite, y la ventilación debe tener un filtro para evitar la entrada de polvo. A medida que el aceite pasa a través de líneas, válvulas y otros dispositivos que no hacen ningún trabajo mecánico, cualquier caída de presión da como resultado la conversión de la energía del fluido en calor. La tasa de generación de calor y las pérdidas de potencia se puede calcular a partir de la ecuación 3.14:

$$P_L = \frac{\Delta p Q}{60} \quad (3.14)$$

Donde:

P_L = pérdida de potencia en un dispositivo de no trabajo, [kW].

Δp = caída de presión en el dispositivo, [MPa].

Q = caudal a través del dispositivo, [L/min].

El número 60 es una constante de unidades.

La viscosidad es la propiedad más importante de un fluido hidráulico. Los fabricantes recomiendan generalmente viscosidades de fluidos entre 12 y 49 mPa.s a la temperatura de funcionamiento de la bomba. La viscosidad de los fluidos cae notablemente con el aumento de las temperaturas, pero la dependencia de la viscosidad de la temperatura es menor si el fluido tiene un alto índice de viscosidad. Esto es muy conveniente para los fluidos hidráulicos, ya que están sujetos a grandes variaciones en la temperatura y las bombas y motores llegan a ser muy ineficientes cuando la viscosidad es demasiado baja o demasiado alta. Los fluidos hidráulicos a base de petróleo están sujetos a la oxidación. La tasa de oxidación se duplica por cada aumento de 10 °C en la temperatura, pero es muy baja cuando la temperatura está por debajo de 60 °C. Los aditivos se utilizan en el líquido para reducir la oxidación, la formación de espuma y el desgaste. Un inhibidor de corrosión también se utiliza generalmente. La caja de transmisión en tractores y máquinas automotrices se utiliza a menudo como depósito para el sistema

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

hidráulico. Luego, el mismo fluido que sirve como fluido hidráulico también debe lubricar los engranajes en la transmisión.

Las partículas metálicas y otros contaminantes sólidos pueden ser muy perjudiciales para los componentes hidráulicos. Las holguras entre piezas de acoplamiento son de 10 micras o menos en algunos componentes y, si las partículas de ese tamaño pasan entre las piezas en contacto, pueden causar un rápido desgaste conducente al fallo prematuro. Así los filtros se utilizan para eliminar los contaminantes en sistemas de fluidos. Tres posibles alternativas para la localización de un filtro en un circuito de alimentación de fluido incluyen (a) entre el depósito y el puerto de entrada de la bomba, (b) inmediatamente después del puerto de salida de la bomba, y (c) justo antes de la entrada de retorno al depósito. La ubicación (a) se usa raramente debido a la caída de presión, a través del filtro puede causar presiones subatmosféricas que se generen dentro de la bomba, lo que lleva a la cavitación y la rotura de la bomba. La ubicación (b) se usa raramente debido a que el filtro tendría que soportar presiones muy altas en esa ubicación. Por lo tanto, la ubicación (c) suele ser elegida para los filtros que pueden eliminar partículas tan pequeñas como 10 micras. Además, un colador o filtro poroso se puede usar en la ubicación (a) para evitar que las partículas más grandes (típicamente mayor que 150 μm) lleguen a la bomba.

Las líneas consisten en tubos hidráulicos y/o mangueras hidráulicas para transmitir fluido entre los diferentes dispositivos en un circuito hidráulico. Tanto la tubería como las mangueras son tratadas como conductos lisos para las que se debe seleccionar el diámetro correcto para evitar la caída de presión excesiva en las líneas. El número de Reynolds se utiliza para determinar si el flujo en las líneas es laminar o turbulento; este se define como:

$$Re = \frac{vd}{\nu} \quad (3.15)$$

Donde:

Re = número de Reynolds, sin dimensiones

v = velocidad del fluido, [m/s]

ν = viscosidad cinemática del aceite, [m^2/s]

d = Diámetro interior del conducto, [m].

La Fig. 3.3 muestra las pérdidas de presión para un conducto circular para diferentes valores de caudal y diámetro del mismo.

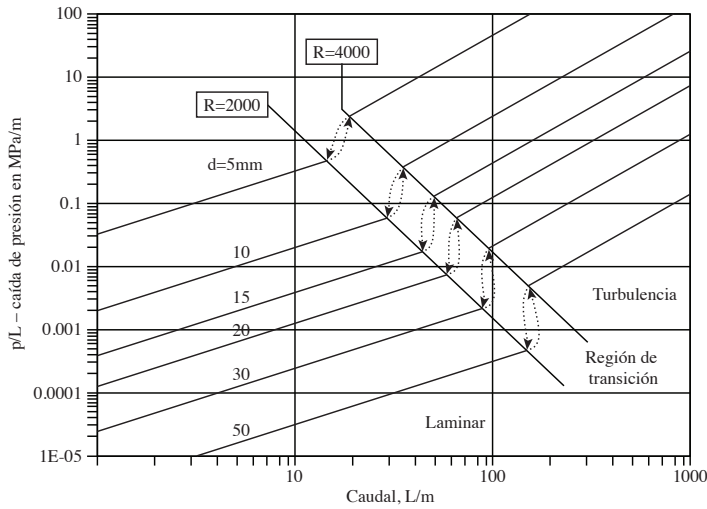


Figura 3.3. Caída de presión en un conducto hidráulico para un fluido con densidad $\rho= 850 \text{ kg/m}^3$ y viscosidad $\mu= 27,6 \text{ mPa.s}$.

Fuente: (Srivastava, 2006)

El flujo es laminar para números de Reynolds inferior a 2000 y totalmente turbulento para números de Reynolds por encima de 4000. Entre estos límites, el flujo está en una región de transición. La ley de Hagen-Poiseuille se utiliza para calcular las pérdidas de presión para el flujo laminar en conductos, es decir:

$$\Delta p = \lambda \frac{L\rho v^2}{2} \quad (3.16)$$

Donde:

ρ = densidad del fluido, $[\text{kg/m}^3]$

λ = coeficiente de fricción, adimensional

Para flujo laminar
$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (3.17)$$

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

Para flujo completamente turbulento $\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}}$ (3.18)

Para flujo transitorio se usa el diagrama de Moody.

El término pérdidas menores (pérdidas en resistencias locales) se refiere a caídas de presión que resultan de accesorios, curvas y cambios bruscos de sección transversal. La caída de presión asociada con pérdidas locales se puede calcular a partir de la siguiente ecuación:

$$\Delta p = \xi \frac{\rho v^2}{2} \quad (3.19)$$

Donde:

Δp = caída de presión, [Pa].

ξ = coeficiente de resistencia local tomado de la tabla 1.11.

Resistencia local	ξ
Conexión de tubería flexible	0,3
Codo a 90° estándar	1,2-1,3
Te	3,5
Entrada de tubería	0,5-1
Salida de tubería	1
Colador (filtro grueso)	1,5-2,5

Los datos sobre estas caídas de presión pueden obtenerse de los fabricantes de componentes o por medición.

En la mayoría de equipos agrícolas modernos, la bomba hidráulica es impulsada directamente por el motor para que la potencia hidráulica esté disponible cada vez que el motor está en marcha. El sistema de transmisión hidráulica se dice que está en modo de espera cuando la bomba está funcionando, pero no se necesita potencia hidráulica. Cualquier potencia suministrada a la bomba durante

la espera se convierte en calor, por lo que es necesario minimizar la potencia del eje de la bomba durante la espera. Hay tres maneras de minimizar la energía en espera. Estas son de reducir al mínimo (a) la presión de la bomba, (b) el caudal de la bomba, o (c) el caudal y la presión de la bomba. Estos enfoques han dado lugar, respectivamente, a los sistemas hidráulicos de centro abierto (OC), presión compensada (PC) y detección de carga (LS) que ahora están disponibles para su uso en equipos agrícolas.

Los parámetros fundamentales del accionamiento hidráulico son: la presión y el caudal, sus características de carga y velocidad del hidromotor (hidrocilindro), potencia y todo tipo de pérdidas.

El cálculo del accionamiento hidráulico debe realizarse en dos etapas:

- Cálculo preliminar de los parámetros fundamentales y selección de los componentes que se va utilizar.
- Cálculo de comprobación de los parámetros fundamentales y de las características estáticas y dinámicas del accionamiento hidráulico.

Los parámetros fundamentales se seleccionan en correspondencia con los cálculos de los momentos, fuerzas y velocidades actuantes en los mecanismos. Los parámetros fundamentales y complementarios obtenidos como resultado de los cálculos se utilizan para seleccionar los componentes correspondientes sobre la base de las existencias en el mercado.

Los datos de partida para el cálculo son los siguientes:

1. Características técnicas y esquema cinemático de la máquina.
2. Esquema hidráulico principal.
3. Condiciones y regímenes de explotación del equipo.
4. Valores de las cargas y velocidades de los mecanismos del equipo, accionados con mando hidráulico, para las máquinas de acción cíclica, el diagrama de las cargas y velocidades de los órganos de trabajo, o sea:

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

- Esfuerzo nominal F_{nom} (momento torsor nominal; M_{nom}) en el órgano de trabajo, determinado para cada sentido de movimiento teniendo en cuenta la eficiencia del accionamiento durante el movimiento del vástago del cilindro a la velocidad requerida o la frecuencia de rotación del hidromotor nM.
- Esfuerzo máximo F_{max} (momento torsor máximo: M_{max}) en el órgano de trabajo teniendo en cuenta la eficiencia del accionamiento para la velocidad del actuador (cilindro o hidromotor).
- Potencia y revoluciones disponibles en el accionador primario.
- Exigencias complementarias hacia el accionamiento hidráulico, entre ellas el paralelismo en la realización de las operaciones del ciclo tecnológico de la máquina, rangos de regulación de velocidades, etc.

Si los parámetros y las características del accionamiento hidráulico obtenidos como resultado del cálculo preliminar no aseguran el cumplimiento de las exigencias de la máquina, es necesario de forma iterativa ir modificando los valores asumidos como parámetros de partida, o introducir modificaciones en el sistema para con posterioridad, realizar el cálculo de comprobación.

Para la regulación de las velocidades, en dependencia de las exigencias relacionadas con la explotación de la máquina, en el accionamiento hidráulico puede utilizarse el método volumétrico o de estrangulación o la combinación de estos métodos.

Durante el proyecto de transmisiones hidrostáticas con circuitos cerrados, el caudal de la bomba auxiliar destinado a la compensación de los salideros de líquidos de trabajo, se obtiene a través de la siguiente expresión:

$$Q_p = Q_{sal} + (0.05 / 0.06) \cdot Q_{tb} \quad (3.20)$$

Donde:

Q_p = caudal de la bomba auxiliar (alimentación) [cm^3/s]

Q_{sal} = salideros sumarios de los agregados [cm^3/s]

Q_{tb} = caudal teórico de la bomba principal [cm^3/s]

3.1.1.1 Selección de la presión nominal

Con el aumento de la presión (hasta un nivel dado) disminuye la masa y el costo de los componentes hidráulicos, la cantidad de los cuales depende del número de órganos de trabajo.

Para la mayoría de los accionamientos hidráulicos de máquinas agrícolas, tales como cosechadoras, cargadores de caña, transporte de arroz, etc., la presión óptima correspondiente a la presión de regulación de la válvula de seguridad se encuentra entre 21 y 25 MPa. Un aumento mayor de la presión trae un crecimiento no proporcional de la masa y los costos. Se debe señalar que con el aumento de la presión nominal aumenta la viscosidad del líquido de trabajo, esto trae un aumento de las pérdidas hidráulicas producto a la fricción en las líneas del sistema hidráulico de la máquina.

Debido a la falta de estabilidad de las características estáticas de las válvulas de seguridad, valoradas por la variación de la caída de presión en la válvula para el caudal total y para las condiciones de taraje, son posibles variaciones de la presión en el sistema hidráulico de la máquina. Para las válvulas utilizadas en los accionamientos hidráulicos de las máquinas móviles la variación de la presión, con respecto a la de regulación, puede variar en el rango de 0,2 hasta 1,5 MPa.

Es necesario tener en cuenta que los valores verdaderos de regulación de presión en las válvulas de seguridad en los sistemas hidráulicos se diferencian de los cálculos en el valor del error de medición durante la regulación de las mismas. Normalmente el error de medición se toma igual al valor de una división de la escala del manómetro utilizado para regular la válvula de seguridad.

Para la obtención de la máxima eficiencia del accionamiento hidráulico la presión y caudal de la bomba deben ser los más cercanos a los nominales recomendados por la firma productora.

Es necesario tener en cuenta que la eficiencia volumétrica y total de las bombas e hidromotores (hidrocilindros) disminuye en el proceso de explotación, como resultado del desgaste de las piezas, por lo que el valor de la eficiencia para los cálculos debe ser algo menor (en un 2 % aproximadamente) que las que aparecen en las características técnicas de los componentes.

La caída de presión en el hidromotor o cilindro (o la sumatoria de las caídas de presión en el caso de varios conectados en serie) para el cálculo preliminar se toma un 10-20 % menor que la presión nominal, teniendo en cuenta las pérdidas de presión en el sistema.

Se recomienda para máquinas agrícolas los siguientes rangos de presión:

- 10-12,5 MPa de presión nominal y 12,5-16 MPa presión máxima para los circuitos hidráulicos principales (hidrocilindros) y de dirección.
- 16-21 MPa de presión nominal y 21-25 MPa presiones máximas para órganos de trabajo activos.
- 32-42 MPa de presión nominal y 42-50 MPa de presiones máximas para las traslaciones hidrostáticas.

Los cálculos de los sistemas hidráulicos sirven para la selección correcta de todos los aparatos hidráulicos, órgano ejecutor, determinación del diámetro de la tubería, etc. Para el trabajo de los sistemas hidráulicos una importancia significativa tiene la dinámica de los procesos de movimiento que, en muchos casos, determina la capacidad de trabajo de los sistemas. Los cálculos dinámicos son muy complejos, y dependen del tipo de suposiciones que se han tomado como punto de partida. Las admisiones que comúnmente se asumen, así como las ecuaciones de los circuitos elementales se describen en Valencia (1985).

Orden de cálculo preliminar del sistema hidráulico

1. Según datos iniciales, dada la carga F y la presión p , y teniendo en cuenta el rendimiento mecánico, se determina el diámetro del pistón del cilindro hidráulico.

La carga calculable F tiene en cuenta la carga útil del accionamiento y todas las pérdidas por fricción. En el caso de una disposición vertical del cilindro hay que tener en cuenta el peso de las partes móviles, es decir cuando el pistón se mueve hacia abajo $F^* = F - G$ (G -peso), y cuando es hacia arriba $F^* = F + G$. Si las masas son grandes, y el tiempo de aceleración es pequeño (0,03-0,08 segundos), hay que tener en cuenta las fuerzas inerciales.

Para el hidromotor, se determina el salto (caída) de presiones.

$$\Delta p = \frac{M_{motor} \cdot 62.83}{q_{motor} \cdot \eta_{hmmotor}} [bar] \quad (3.21)$$

Donde:

M_{motor} = momento torsor $[Nm]$.

q_{motor} = cilindrada del hidromotor $[\frac{cm^3}{rev}]$.

$\eta_{hmmotor}$ = rendimiento hidromecánico del hidromotor.

El valor obtenido de D se normaliza hasta la magnitud más cercana según ISO 3320 (ISO, 2013).

2. Se determina la presión real en la cavidad de trabajo del cilindro hidráulico.

$$\Delta p_{real} = \frac{12,74 F}{D^2 \eta_{hmcil}} [bar] \quad (3.22)$$

D = diámetro del pistón en mm

η_{hmcil} - eficiencia hidromecánica del cilindro

3. Se elige el diámetro del vástago, teniendo en cuenta la longitud de la carrera y la carga del cilindro.

$d = (0,25-0.35) \cdot D$ - para casos habituales,

$d = (0,4-0.5) \cdot D$ - para sistemas con la potencia aumentada,

$d = (0,7 \cdot D)$ - para casos de conexión diferencial del cilindro.

La magnitud obtenida se redondea hasta la magnitud más cercana de la serie, según ISO 3320 (ISO, 2013).

Para los hidromotores, se calcula el momento torsor máximo en el árbol. En dependencia de M_{max} ; n_{max} ; n_{min} y q_{max} se elige el tipo de hidromotor.

4. Según la velocidad de acercamiento rápido (v_{ar}) se determina el caudal de líquido en la línea de presión.

$$Q_{\max} = \frac{A \cdot v_{ar} \cdot 6}{\eta_{vol}} [L / \min] \quad (3.23)$$

A = área del pistón [cm²]

η_{vol} = eficiencia volumétrica del cilindro (0,95)

5. Partiendo de Q_{\max} , y teniendo en cuenta las fugas probables, se elige el gasto de la bomba y su tipo.

$$Q_{bomba} = Q_{\max} + \sum Q_{fugas} + Q_v \quad (3.24)$$

Q_{bomba} = caudal de la bomba, [L/min]

$\sum Q_{fugas}$ = sumatoria de fugas

$$Q_{fugas} = \Gamma_{ap} p \quad (2.25)$$

Γ_{ap} = fuga específica del dispositivo hidráulico [cm³/MPa.s]

$$\Gamma_{ap} = 0.017 \frac{cm^3}{MPa.s} \text{ para dispositivos}$$

$$\Gamma_{ap} = (0.034 \dots 0.05) \frac{cm^3}{MPa.s} \text{ para cilindros}$$

$$\Gamma_{ap} = (0.8 \dots 1.2) \frac{cm^3}{MPa.s} \text{ para hidromotores}$$

Q_v : gasto a través de la válvula (3-4) L/min

6. Según el caudal de la bomba, se elige el tipo de válvula de derivación o de seguridad.

7. Con Q_{max} se eligen los distribuidores, filtros, válvulas, etc.

8. Según Q_{max} , y la velocidad permisible V_{perm} del movimiento del líquido, se determina el diámetro de la tubería de presión.

$$d_{tp} = 4.6 \cdot \sqrt{\frac{Q_{max}}{v_{perm}}} [mm] \quad (3.26)$$

Para la tubería de presión se recomienda tomar $v_{per} = 3-6 \text{ m/s}$.

El diámetro se normaliza según la norma de la tubería que se va a utilizar. Habitualmente se usa en los sistemas hidráulicos tubería de acero sin costura, cuyas dimensiones están determinados por las normas UNE-EN 10305-4:2016 e ISO 4200:1991 (ISO, 1991; UNE, 2016).

9. Se determina el gasto en la tubería de retorno para el caso de acercamiento rápido:

$$Q_{rmax} = \frac{6 \cdot \pi \cdot (D^2 - d^2) \cdot v_{ar}}{4} \left[\frac{L}{min} \right] \quad (3.27)$$

10. Partiendo de Q_{max} , se elige el filtro si se instala en la misma tubería. Según Q_{max} y v_{per} del movimiento del líquido se calcula el diámetro de la tubería de retorno.

$$d_{tr} = 4.6 \cdot \sqrt{\frac{Q_{rmax}}{v_{perm}}} [mm] \quad (3.28)$$

Se recomienda tomar v_{per} para la tubería de retorno = 2-3 m/s. El diámetro obtenido se redondea hasta el valor normalizado.

11. Se determinan los gastos del líquido en la tubería de presión y en la tubería de retorno para la marcha de trabajo.

$$Q_{trab} = 6.\pi.D^2.v_{trab}\left[\frac{L}{\text{min}}\right] \quad (3.29)$$

$$Q_{rtrab} = \frac{6.\pi.(D^2 - d^2).v_{trab}}{4}\left[\frac{L}{\text{min}}\right] \quad (3.30)$$

Si en el sistema hidráulico existen dos velocidades de trabajo hay que calcular los gastos para cada velocidad.

12. En dependencia del puesto de instalación, se elige el estrangulador si se utiliza en el sistema.

13. Se determinan las velocidades reales de movimiento del líquido para la marcha de trabajo (se calcula para el valor máximo).

$$v_{tp} = \frac{Q.21.22}{d_{tp}^2} [m/s] \quad (3.31)$$

$$v_{tr} = \frac{Q.21.22}{d_{tr}^2} [m/s] \quad (3.32)$$

14. Se determina el régimen de movimiento del líquido en las tuberías según el número de Reynolds:

$$Re_{tp} = \frac{1000.v_{tp}.d_{tp}}{\nu} \quad (3.33)$$

$$Re_{tr} = \frac{1000.v_{tr}.d_{tr}}{\nu} \quad (3.34)$$

15. En dependencia del régimen de movimiento del líquido, se determinan los coeficientes de fricción.

16. Se calculan las pérdidas por fricción en la tubería para las líneas de presión y retorno.

17. Se determinan las pérdidas de presión en las resistencias locales durante la marcha de trabajo. Las pérdidas de presión en los dispositivos hidráulicos se dan en los pasaportes técnicos.

Se tienen en cuenta las pérdidas de presión solo en los dispositivos a través de los cuales pasa el flujo del líquido durante el desplazamiento del cilindro con la velocidad de avance de trabajo.

18. Se determinan las pérdidas de presión en las tuberías de presión (ΔP_{pres}) y retorno (ΔP_{ret}). (sumatoria de las perdidas por fricción y en las resistencias locales.

19. Las pérdidas de presión en la línea de retorno se llevan a la cavidad de trabajo del cilindro, teniendo en cuenta las diferencias de las áreas efectivas en las cavidades del cilindro.

$$\Delta p_{retred} = \Delta p_{ret} \cdot \frac{(D^2 - d^2)}{D^2} \quad (3.35)$$

20. Se determina la presión a la que debe ser regulada la válvula de derivación o seguridad.

$$P_{val} = P_{real} + \Delta p_{pres} + \Delta p_{retred} \quad (3.36)$$

21. Se determina la potencia del motor de accionamiento de la bomba.

$$P = \frac{P_{val} \cdot Q_{bomba}}{600 \cdot \eta_{total}} [kW] \quad (3.37)$$

Volumen del líquido en el depósito en el caso general.

$$W = (0.5..2) \cdot Q_{bomba} \quad (3.38)$$

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

22. Si los cálculos no son satisfactorios, se repite el cálculo, variando los tipos de dispositivos hidráulicos, diámetros de las tuberías, etc.

23. Se eligen otros dispositivos hidráulicos según el esquema (manómetros, depósitos, etc.).

4. TENDENCIAS EN EL DESARROLLO DE LOS SISTEMAS HIDRÁULICOS DE LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

Ing. Juan Rafael Pérez Pupo PhD.; Ing. Mario Adelfo Batista Zaldívar PhD

La creciente demanda de la biomasa y los alimentos requerirá un aumento de la productividad y la eficiencia de la maquinaria agrícola en el futuro (Aumer, et al., 2008). Un aumento de la productividad en los tractores se ha logrado mediante innovaciones centradas en el tren de potencia. Esto incluye las transmisiones continuas variables, un aumento de la velocidad máxima, aumento de la tracción, toma de fuerza y potencia hidráulica, así como conceptos multiejes y el diseño de los neumáticos (Geibler et ál. 2010).

La hidráulica es una de las ramas de la ingeniería ampliamente utilizada, pues proporciona altas densidades de fuerza (Burrows 2005), pero su eficiencia es a menudo limitada por los métodos de control con pérdidas; pero, en la actualidad, tenemos la oportunidad de reducir las pérdidas de energía, mediante el uso de un sistema de accionamiento eléctrico eficiente, junto con la parte hidráulica de una máquina móvil (Ahn, 2008). La mejora de la eficiencia de las máquinas de trabajo "ha atraído mucha atención entre los investigadores y fabricantes de todo el mundo (Minav y Pyrhonen, 2012). Un gran número de diferentes tipos de máquinas fuera de la carretera se fabrican con diferentes propósitos.

Por lo general, los vehículos fuera de la carretera pueden ser clasificados como máquinas de construcción, transporte de mercancías o equipos de manejo de materiales y máquinas de limpieza y agrícolas. (Minav y Pyrhonen, 2012)

El progreso de los sistemas hidráulicos de la maquinaria móvil marcha en las siguientes direcciones: a) regulación automática de la presión según el consumidor más cargado; b) la creación de controles hidráulicos para flujos múltiples a partir de una palanca y el uso de sistemas de control remoto; c) el uso de la suma de caudales de forma automática de varias bombas de desplazamiento fijo; d) la creación de sistemas de control automático y regulación de las condiciones de aspiración de la bomba, parámetros del fluido de trabajo, y la señalización automática de filtros y auto bloqueos, que eviten que las unidades hidráulicas trabajen con líquido contaminado.

Una parte integral e importante de los sistemas hidráulicos de los tractores modernos son los controles automáticos de la profundidad de labranza. Existen las siguientes formas de controlar la profundidad de labranza: altitud, posición,

fuerza, combinado. Con el método de altura, la profundidad de procesamiento se da por una posición predeterminada de la rueda de apoyo, que siguen el suelo mientras se mueve la superficie de apoyo. El control de posición se realiza manteniendo automáticamente una posición predeterminada del implemento con respecto a la base del tractor. Se utiliza para las máquinas e implementos montados, que son órganos de trabajo del suelo (abonadoras, cortadoras de césped, etc.), o en el procesamiento de la tierra plana. El método de fuerza es más frecuente cuando se trabaja en la labranza del suelo. Consiste en el control automático de la resistencia a la tracción del implemento. Este método proporciona una buena calidad de tratamiento uniforme del suelo independientemente del relieve del campo. La carga del motor es constante.

Para el tratamiento del suelo con diferentes resistencias específicas, a fin de garantizar la uniformidad de la profundidad del procesamiento, se utiliza una combinación de diferentes métodos, es decir, la regulación combinada. Con la combinación de control de fuerza y posición se alcanzan mejores parámetros agrotécnicos, debido a que se mantienen simultáneamente la resistencia a la tracción dada del implemento y su posición con respecto al tractor. Esto se produce como sigue. Si la resistividad del suelo varía, el circuito de control de fuerza envía una señal para mover el implemento para mantener una resistencia predeterminada. Simultáneamente, con el inicio del movimiento el control de posición se activa, y por lo tanto la eliminación de la señal de error se produce al mismo tiempo por las dos vías (fuerza y posición). El circuito de control de fuerza cumple solo una parte del procesamiento de la señal de error, y debido a la entrada en vigor del control de posición el implemento se mueve una distancia más corta, que cuando solo la regulación de fuerza lo hace. Esto aumenta la calidad del trabajo, pues las vibraciones de la profundidad de labranza se reducen.

Con la combinación del método de fuerza y altura, la mejora de la uniformidad del curso de las herramientas de trabajo se logra mediante el establecimiento de la rueda de referencia, lo que impide que el órgano de trabajo se entierre en las zonas con baja resistividad del suelo.

Los sistemas automáticos de control de fuerza, utilizados en los tractores modernos, pueden mejorar la productividad de la unidad entre un 8 % y 15 % en comparación con el método de control de altitud. Cuando se crean sistemas de regulación de la fuerza, como un parámetro ajustable, puede tomarse como referencia la tensión en las barras del mecanismo de suspensión, el esfuerzo de torsión en uno de los ejes de la transmisión, el deslizamiento del tractor, u otra fuente de información primaria. En la actualidad, los sistemas empleados miden

los esfuerzos en la articulación central o en las varillas inferiores del sistema de suspensión (Popov, 2013).

Para garantizar la competitividad de los sistemas hidráulicos con sus homólogos electromecánicos, es necesario no solo desarrollar arquitecturas de mayor eficiencia energética, sino también asegurar que estas arquitecturas sean rentables. Solo la combinación de estos dos factores dará lugar a la aceptación por parte de la industria y los consumidores. La clave para un aumento significativo de la eficiencia energética no se encuentra en las mejoras en el nivel de componentes, sino más bien en el nivel de sistema.

Un ejemplo de esto es el campo de la hidráulica móvil. Aunque la máxima eficiencia de un motor diésel típico es alrededor del 40 %, y la del sistema hidráulico puede incluso alcanzar el 80 %, la típica eficiencia total del sistema de este tipo de máquinas es de aproximadamente el 10 %, lo que significa que solo el 10 % de la energía química almacenada en el combustible se convierte en potencia mecánica útil.

Lo anterior, en parte, se debe al punto de funcionamiento ineficiente del motor de combustión interna (eficiencia promedio del 25 %) (fig. 4.1), a las pérdidas en las bombas hidráulicas y al aumento de las pérdidas de estrangulamiento a través de las válvulas proporcionales (eficiencia hidráulica promedio del 40 %) (Vukovic y Murrenhoff, 2015).

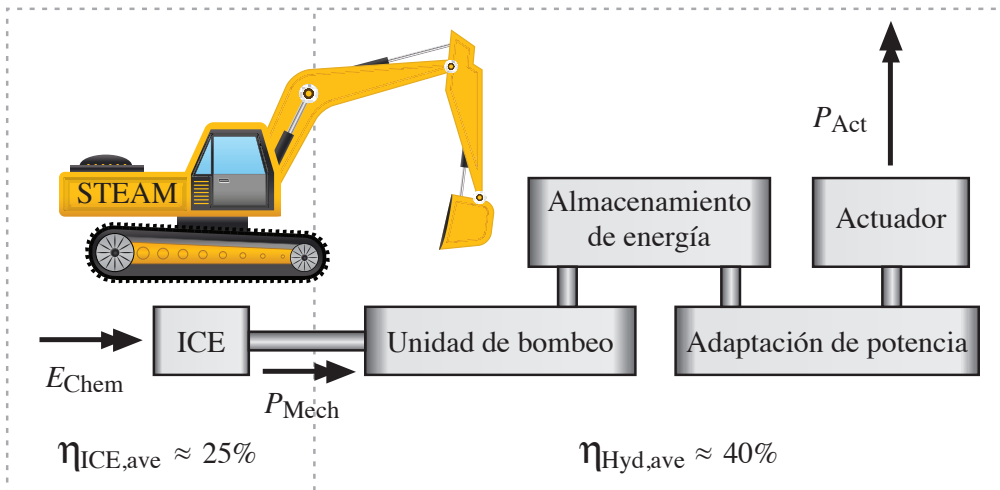


Figura 4.1 Representación esquemática de sistema hidráulico móvil.

Fuente: (Vukovic & Murrenhoff, 2015).

La clave para la eficiencia de costos es utilizar componentes hidráulicos simples y migrar la inteligencia del sistema lejos del *hardware* hidráulico y en el *software* del sistema. Tales disposiciones se refieren con frecuencia como las arquitecturas electrohidráulicas.

4.1 Sistema de clasificación y diseño

Para el desarrollo de nuevas y mejores arquitecturas hidráulicas es necesario primero entender los sistemas actuales y poder clasificarlos. Ya en los años setenta Backé en IFAS (Institute for Fluid Power Drives and Controls) introdujo los bien conocidos cuadrantes de la operación, de acuerdo con el suministro (caudal o presión constantes) y conceptos de control (control por válvulas o desplazamiento) (Vukovic y Murrenhoff, 2015) (ver fig 4.2). En esos años, las máquinas que utilizaban arquitecturas de los cuadrantes I-III estaban ya muy extendidas. Utilizando esta clasificación sistemática pronto quedó claro que no existían los sistemas del cuarto cuadrante, es decir, motores de desplazamiento controlado que operan en un sistema de presión constante. Como resultado, en los años ochenta, Murrenhoff, también en IFAS, desarrolló y probó este tipo de sistemas, que conducen a mejoras considerables en la eficiencia (Vukovic y Murrenhoff, 2015).

En los últimos veinte años se han introducido una serie de nuevos componentes hidráulicos. Estos incluyen transformadores hidráulicos, unidades hidráulicas de desplazamiento digital, convertidores reductores y cilindros multicámara (Vukovic & Murrenhoff, 2015). El montaje de estas nuevas posibilidades, a las establecidas en los cuatro cuadrantes, resulta difícil.

Por lo tanto, en 2014, el IFAS introdujo un nuevo sistema de clasificación con la implementación de un código de barras (Murrenhoff H. S., 2014). El nuevo código de barras está dirigido principalmente a los sistemas hidráulicos móviles, pero se puede utilizar también para sistemas hidráulicos industriales estándar. Usando el código de barras se clasifican y diseñan sistemas que utilizan tanto el suministro como el control con conceptos analógicos y digitales, así como para identificar los sistemas capaces de recuperar energía, ya sea a través de la recuperación o la regeneración.

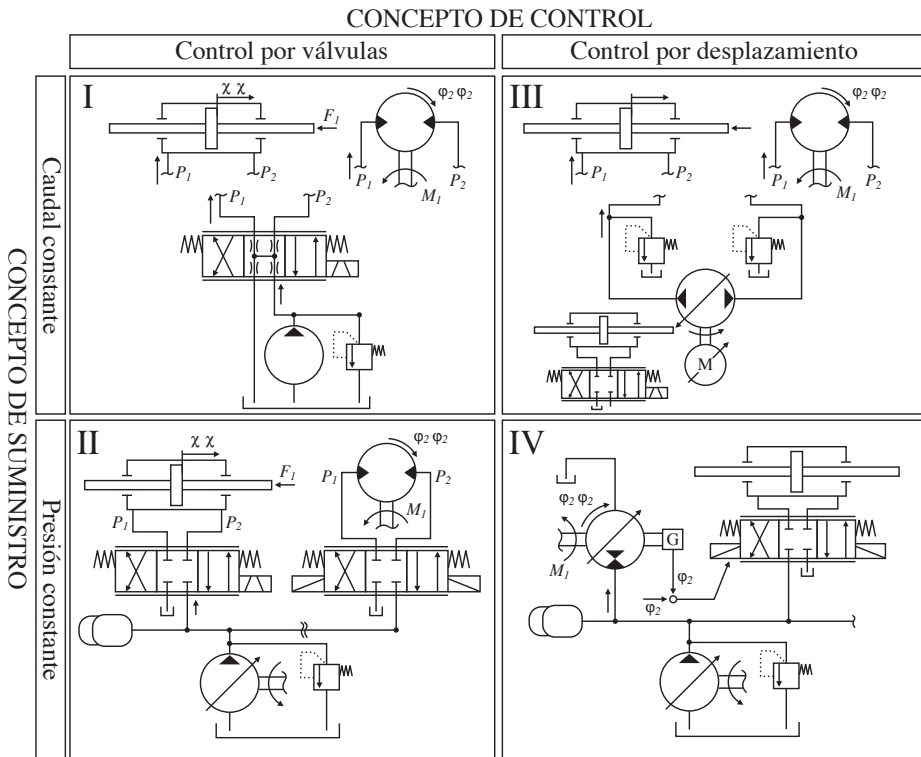


Figura 4.2. Clasificación de los sistemas hidráulicos.

Fuente: (Vukovic y Murrenhoff, 2015)

Debido a su excelente relación potencia-peso y efectividad de costos para la realización de movimientos lineales utilizando cilindros diferenciales y robustez, los sistemas hidráulicos se utilizan ampliamente en las máquinas móviles. La próxima generación de máquinas móviles eficientes debe apuntar a mejorar la eficiencia del sistema hidráulico, y al mismo tiempo optimizar el punto de funcionamiento del motor de combustión interna. Esto significa que es necesario un enfoque de diseño holístico (Vukovic y Murrenhoff, 2015).

La mayor parte de la investigación en el diseño de sistemas de transmisión hidráulica está centrada en dos temas:

- Diseño de componentes
- Diseño de sistemas

4.2 Diseño de componentes

Muchos investigadores han estudiado el diseño y el rendimiento de los componentes individuales como válvulas de control de potencia fluida, la entrega de las bombas y sistemas de control de posición de actuadores y motores (Chan y Ajay Joneja, 1995). Aunque todavía se están llevando a cabo una gran cantidad de investigaciones en esta temática, existen muchos programas comerciales disponibles en el mercado para ayudar en el diseño de componentes individuales, como: la selección de las mangueras (Parker Hannifin Corp.), sección del sello (CR. Industries), dimensionamiento de tuberías y accesorios (Parker Hannifin Corp.), diseño de bridas (Hillberg Cosulting), dimensionamiento de acumuladores (Wilkes y McLean Ltd) dimensionamiento de cilindros (Hydro-Line Mfg Co.), dimensionamiento de bombas (Northern Research and Engineering Corp.), análisis de bombeo (Engineering Software) (Chan y Ajay Joneja, 1995).

4.3 Diseño de sistemas

A nivel de sistemas, la mayor parte de las investigaciones solo se han hecho en el análisis y simulación de sistemas de control de potencia de fluidos. Sin embargo, muy poco se ha logrado en la síntesis de sistemas hidráulicos, debido fundamentalmente a la variedad de aplicaciones y requerimientos diversos para las mismas, además de la diversidad de soluciones que puede tener cada aplicación en particular.

El diseño de sistemas de potencia de fluidos generalmente se realiza utilizando múltiples circuitos genéricos de ejemplo y/o circuitos para aplicaciones específicas. El diseño de sistemas hidráulicos puede de hecho ser considerado como un proceso sistemático en el que el diseñador hace una evaluación de la función del circuito, incluyendo la definición de la carga y el grado de control (captura de requisitos), configura el circuito para realizar esa función, selecciona y dimensiona componentes y luego se llevan a cabo pruebas y análisis para evaluar el rendimiento del circuito (Hughes, 2001).

Sin embargo, se puede decir que la selección de componentes ocurre en paralelo con la configuración del circuito porque la configuración final depende del tipo y funcionalidad de los componentes elegidos.

Después de haber configurado el circuito, la siguiente etapa consiste en el

dimensionamiento de los componentes individuales para satisfacer la carga del sistema, las velocidades operativas, etc. Esto generalmente se conoce como el diseño de estado estacionario, que comienza en las cargas, progresando a través del circuito hacia la alimentación de la bomba (Burrows, 1995). Para una aplicación típica, sería necesario calcular los requerimientos de desplazamientos de la bomba y del actuador, tamaños de válvulas y tuberías, potencia de entrada y de refrigeración del líquido. Se encuentran dificultades con frecuencia, debido a la falta de información con respecto a la carga del sistema y las fuerzas de fricción.

Aunque el proceso de diseño frecuentemente se considera terminado en la etapa de selección de componentes, el diseñador solo puede tener confianza en que la solución de diseño cumplirá con sus especificaciones, cuando una evaluación completa del rendimiento, tanto en el estado estacionario como dinámico, ha sido realizada. Los principales problemas de funcionamiento se encuentran muchas veces debido a la interacción dinámica entre los componentes del circuito, que no pueden predecirse solamente utilizando el análisis de estado estacionario. (Burrows, 1995)

Los principales enfoques utilizados en el diseño de los sistemas hidráulicos son el algorítmico y el de sistemas expertos.

Enfoque algorítmico

Se conocen muchos métodos procedimentales para el diseño de sistemas de fluidos: el método en cascada, el método humano, el método de cambio de señal, la matriz de estado, la tabla de transición, diagrama de estado y tablas de flujo como se cita en (Linn, 1998).

Estos son muy útiles en el diseño de las conexiones lógicas del sistema de potencia de fluido y proporcionan circuitos fundamentales que pueden satisfacer los requisitos funcionales. Sin embargo, proporcionar un diseño que puede aumentar el rendimiento del sistema no es posible para estos algoritmos. Tampoco consideran el diseño paramétrico de los componentes en el sistema (Linn, 1998).

Enfoque de sistema experto

Aunque el enfoque algorítmico ayuda a los ingenieros a diseñar el sistema de transmisión hidráulica de una manera sistemática, todavía no tiene en cuenta

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

mucha información de diseño importante como la experiencia de los diseñadores, el dimensionamiento de componentes, el rendimiento del sistema, la simulación del sistema entre otros aspectos. Por lo tanto, se ha propuesto otro enfoque denominado sistema experto. Un sistema experto es una herramienta, que tiene la capacidad de entender el conocimiento específico problema y utilizar el conocimiento del tema de forma inteligente, para sugerir caminos de acción alternativos (Chan y Ajay Joneja, 1995).

Lee (citado por Linn, (1998)) propuso un enfoque de sistema experto para diseñar esquemas hidráulicos. Después de adquirir los requisitos de entrada del usuario como la carga, el tiempo de ciclo, la velocidad, etc., el sistema realiza una serie de actividades de mapeo entre los requisitos y la experiencia de diseño de expertos a través de una estructura de razonamiento multinivel. Dong y Liu (citado por Linn (1998)) propusieron un enfoque de sistema experto similar para el sistema CAD hidráulico. En este sistema experto, el conocimiento experto se representa como un conjunto grande de reglas simples para guiar el diálogo entre el sistema y el usuario para sacar conclusiones (Linn, 1998).

Muchos de las investigaciones solo se han concentrado en cierta parte del sistema hidráulico. Los componentes que se desempeñan bien en modo autónomo no necesariamente obtienen el mismo rendimiento cuando están interconectados. En otras palabras, pueden obtener solo la optimización local en lugar de optimización global (Pérez Pupo, 2015).

La mayoría de los paquetes de *software* para el diseño de sistemas hidráulicos disponibles en el mercado, solo brindan asistencia al diseño que significa que solo pueden ayudar al ingeniero a especificar el diseño y “probarlo”. Es una necesidad urgente establecer un completo sistema de diseño automatizado, con el fin de acortar el tiempo de diseño (que ocupa casi el 75 % del tiempo en el desarrollo del sistema). A partir de las especificaciones de entrada dadas generalmente por el usuario, el sistema debe ser capaz de generar automáticamente las alternativas de diseño, configuración de componentes, así como los diseños de circuitos (Chan y Ajay Joneja, 1995; Pérez Pupo, J. R., 2006).

El control de la potencia hidráulica (fig. 4.2) se divide en el modo de control de potencia en el eje horizontal y en el modo de suministro de energía hidráulica en el eje vertical. El control es posible a través de la resistencia o el desplazamiento de válvulas hidráulicas o unidades de desplazamiento. En cuanto a la fuente de alimentación, se distingue entre el flujo y la presión impresionada (constantes). El cuadrante I se utiliza generalmente para los sistemas de dirección

para automóviles, y el cuadrante II en soluciones servo hidráulicas estándar, donde la dinámica es más importante que la eficiencia.

En aplicación móvil vemos el uso de cuadrantes III y IV para soluciones de accionamiento. Para la hidráulica de trabajo la situación es algo más complicada.

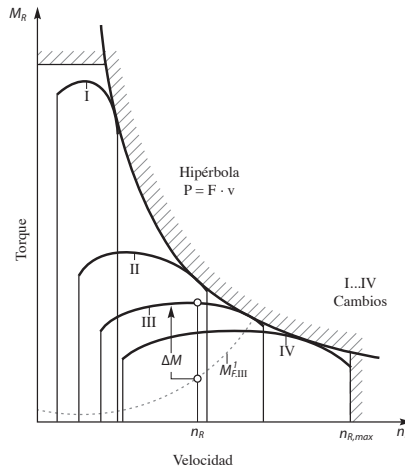
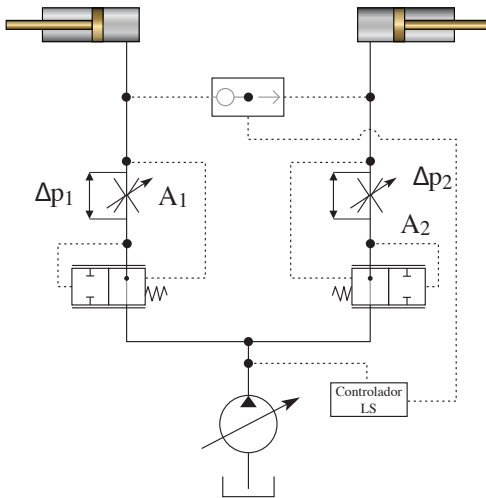


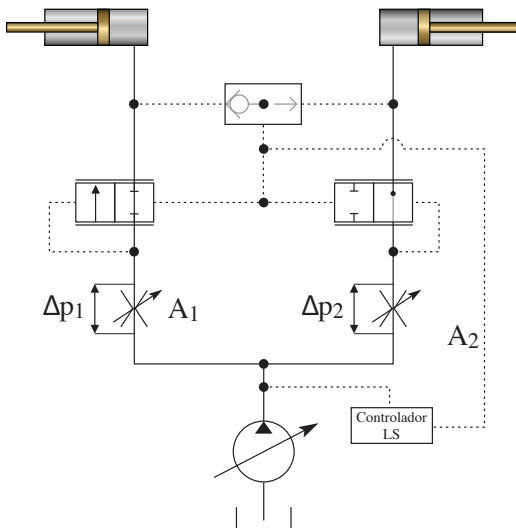
Figura 4.3. Rangos de operación de caja de cambios de cuatro velocidades (Murrenhoff H. , 2007).

Con el fin de distribuir la potencia del motor de combustión interna a las ruedas se requiere una transmisión. Su tarea es transformar la velocidad y el par a las exigencias de la rueda. La figura. 4.3 muestra la característica cualitativa mediante una transmisión manual de cuatro velocidades. La hipérbola de potencia máxima se establece por la capacidad del motor. En función de la marcha elegida, la hipérbola solamente se alcanza en algunas áreas. Por lo tanto, para hacer un mejor uso del motor se requiere una gran cantidad de marchas. En consecuencia, el mejor ajuste solo se puede lograr con una transmisión continuamente variable (CVT).

La distribución de la energía para la hidráulica de trabajo de los equipos móviles, por lo general, requiere que una bomba alimente varios actuadores. Esto es diferente para los rodajes, donde usualmente una bomba soporta un motor en la transmisión hidrostática, o un motor se utiliza como una unidad de control secundario. Por esta razón, los sistemas de detección de carga se han usado durante un largo tiempo (Murrenhoff, 2007). Dos sistemas hoy aplicados se presentan en la figura. 4.3.



a) Sistema con detección de carga sin flujo compartido.



b) Sistema con detección de carga con flujo compartido.

Figura 4.4. Sistemas con detección de carga

Fuente: (Murrenhoff H. , 2007).

En la fig. 4.3 a), la detección de carga electromecánica mantiene la diferencia de presión a través de la válvula de dosificación constante. En este sistema, la válvula está conectada a la palanca de mando del operador. La carga máxima se realimenta al controlador LS de la bomba manteniendo la presión constante. Para

actuadores que utilicen menos presión se requiere el compensador de presión individual, para mantener constante la diferencia de presión, a través de la válvula dosificadora conectada a ese consumidor. Surge un problema en caso de que se supere el caudal máximo de la bomba. En este caso el actuador más cargado se ralentiza y no puede ser controlado de manera suficiente por el operador, de modo que para solucionar este problema se coloca la válvula de medición corriente arriba del compensador de presión (figura. 4.3 b). La presión individual de cada consumidor se compara con la presión máxima en el sistema. El compensador de presión está en la posición de control en caso de que la misma presión actúe en ambos lados. En caso de un flujo máximo de la bomba se reducirá la presión, por lo tanto, también reduciendo las diferencias de presión, a través de las válvulas dosificadoras, ocurrirá a una reducción proporcional de todos los flujos.

Una idea mejorada se presenta en la figura. 4.4, llamada la detección de carga con adaptación electrónico de caudal (Murrenhoff , 2007). Con esta propuesta se ahorra energía y mejora el rendimiento del sistema.

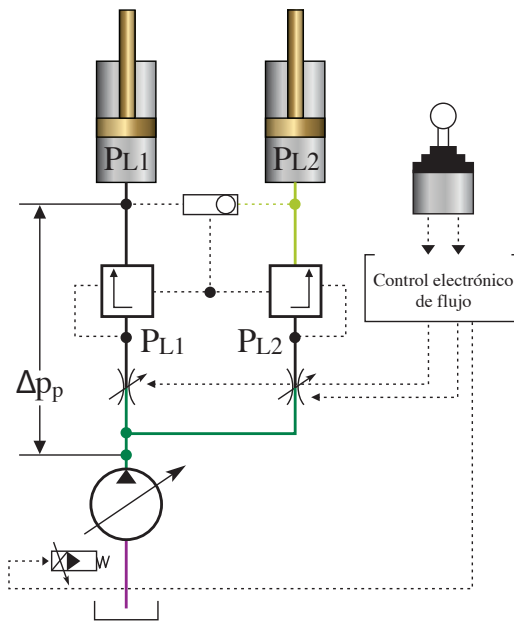


Figura 4.5. Sistema con detección de carga con control electrónico de caudal

La bomba de presión controlada del sistema LS convencional se sustituye por una unidad de desplazamiento puramente controlada. El desplazamiento se rige por las necesidades de flujo de las válvulas. Esto ofrece la ventaja de que

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

la bomba no tiene que reaccionar a los cambios de presión de carga y su funcionamiento es mucho más robusto y estable. El desplazamiento de la bomba es sincrónico con el tiempo de apertura de la válvula, y el cierre elude los desplazamientos temporales por las capacidades hidráulicas en los circuitos. Las pérdidas de presión ya no son determinadas por una diferencia de presión fija. Sino que dependen de puntos de operación y son generalmente más bajas debido a la disminución de Δp . Mediciones realizadas en un tractor con una cortadora mostraron una reducción en las pérdidas de energía del 24 % y un aumento en la eficiencia del 5 %, en comparación con un sistema LS electromecánico convencional (Murrenhoff , 2007).

Bibliografía

- Ahn, K. K. Hot.H., y Dinh,QT. (2008). A study on energy saving potential of hydraulic control system using switching type closed loop constant pressure system. 7. th JFPS_ International Symposium on fluid power TOYAMA, 15-18 de septiembre
- ASABE. (2008). S489: Hydraulic pressure available on agricultural tractors for remote use with implements. St. Joseph, Mich.: ASABE Standards.
- Aumer, W., Lindner, M., Geibler., M., y Thomas., y Thomas, H. (2008). Elektrischer Traktor: Vision oder Zukunft? *LindTechnik*. 63 (1), 14-15.
- Axin, M., Björn, E , y Krus,P.(2014). Flow versus pressure control of pumps in mobile hydraulic systems. *Bournd of sistems and control Engineering*. 228 (4), 245-56.
- Axin, M. (2013). Fluid Power Systems for Mobile Applications with a Focus o Energy Efficiency and Dynamic Characteristics (Tesis, Linköping Studies in Science and Technology, Suecia.
- Burrows, C. R. (2005). Control and condition monitoring in electro-hydraulic systems. Recuperado en <http://www.ieee.com>
- Burrows, D. G. (1995). Development of computer-based techniques for fluid power systems design. *Design Studies*, 16 (4).
- Center for Compact and Efficient Fluid Power. (2018). Mobile Heavy Equipment – High Efficiency Excavator (Test Bed 1), from <http://www.ccefp.org/research/testbeds/high-efficiency-excavator>

Chan, J. C., y Ajay Joneja, R. J. (1995). Overview of Fluid Power System Design in Discrete Part Manufacturing. *Annual Issue of IIE*, Hong Kong.

Davis, F. (1931, 1 27). USA Patent No. US1790620.

Davis, F. (1932, 8 30). USA Patent No. US1874248.

Dengler, et al., 2012. P. Geimer, M., Baum, H., Schuster, 6, y Wessing, C. (2012). Efficiency improvement of a constant pressure system using an intermediate pressure line. 8 th Interhatic Fluid Power Conference. Dresden, Germany.

Dreher, T. (2010). The capability of hydraulic constant pressure systems with a focus on mobile machines. 579-588. West Lafayette.

Eaton. (2011, September). Steering Catalog C-STOV-MC001-E2.

Eriksson, B. (2010). Mobile Fluid Power Systems Design with a Focus on Energy Efficiency. Linköping.

Geißler, M., Aumer, W., y Lindner, M.; y Herlitzcon (2010). Electric single wheel drive for mobile agricultural machinery. Land Technik 65 (5), 368-71.

GIL, E. (1994). MAQUINARIA AGRÍCOLA Tractor, preparación del suelo y siembra.

Guglielmino, E, Semini, Kogler, H., Scheidl, R y Caldwell, D. G. (2010). Power Hydraulics - Switched Mode Control of Hydraulic Actuation. IEEE/RSS International Conference on Intelligent Robots and Systems Taipei.

Hoy, R., Rohrer, R., Liska, A., Luck, J., Isom, L., & Keshwani, D. (2014). Agricultural Industry Advanced Vehicle Technology: Benchmark Study for Reduction in Petroleum Use. Adam Liska Papers. Retrieved from <http://digitalcommons>.

Hong Y-S. y Kwon, Y. H.-C. (2006). Electromagnetic Analysis of a Flat-Type Proportional Solenoid by the Reluctance Method. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing* 7 (2), 46-50.

Hughes, E. J. (2001). Development of a design support tool for fluid power system design. *Journal of Engineering Design*, 12(2), 75-92. doi:10.1080/09544820110041155

Retrieved 5 19, 2016, from <http://www.komatsu.com/CompanyInfo/profile/report/pdf/161-E-05.pdf>

ISO. (1991, 2). ISO 4200:1991. Plain end steel tubes, welded and seamless -- General tables of dimensions and masses per unit length. 7.

4 ISO 3448:1992. Industrial liquid lubricants -- ISO viscosity classification.

.ISO. (1994). ISO 10448: Agricultural tractors—Hydraulic pressure for implements. Geneva, Switzerland: ISO.

ISO. (2013, 12). ISO 3320:2013. Fluid power systems and components -- Cylinder bores and piston rod diameters and area ratios -- Metric series. 4. Ivantysynova, M. (2008). INNOVATIONS IN PUMP DESIGN – WHAT ARE FUTURE

Khatti, R. (1973). Load-Sensitive Hydraulic System for Allis-Chalmers Models 7030 and 7050 Agricultural Tractors. SAE Technical Paper. doi:10.4271/730860

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

Konrad Rossbach, A. M y Uve Marer, E. (2004). Drive and Control Technology for Self-Propelled Harvesters. Land Technik(1).

Linde Hydraulics. (2015). Optimum power. Maximum yield. Hydrostatic drives in agricultural machines.

Linn, J. C. (1998). A methodology to automate the design of fluid power systems. International Journal of Computer Integrated Manufacturing, 11(2), 118-129. doi:10.1080/095119298130868

Love, L. J. (2012). Estimating the Impact (Energy, Emissions, and Economics) of the U.S. Fluid Power Industry. Tennessee: Oak Ridge National Laboratory – UT- Battelle.

Lovrec, D., Kastrevc, M., & Ulaga, S. (2008). Electro-hydraulic load sensing with a speed-controlled hydraulic supply system on forming-machines. Int J Adv Manuf Technol.

Lurie, A. B. (1969). Dinámica de la regulación de máquinas agrícolas integrales. Moscú: Editorial “Construcción de Maquinarias”.

Lurie, B. A. (1970). Dinámica Estadística de los Agregados Agrícolas. Leningrado: Editorial Kolos.

Manring, N. D. (2005). Hydraulic control systems. Wiley.

Márquez Delgado, L. (1999, Noviembre). El sistema hidráulico. Agrotécnica, 28-34.

Matties, H. J. (1991). Einführung in die Ölhydraulik[Introduction to oil hydraulics] (2nd ed ed.). Stuttgart: TeubnerVerlag.

- Mattila, J. a. (2000). *Energy-efficient Motion Control of a Hydraulic Manipulator*. San Francisco.
- Minav, T., & Pyrhonen, L. L. (2012). Effect of an Electric Motor on the Energy Efficiency of an Electro-Hydraulic Forklift. In *Energy Efficiency - A Bridge to Low Carbon Economy*, Finland.
- Murrenhoff, H. (2007). *Trends and some recent developments in Mobile Hydraulics*. Aachen, Germany: Institute for Fluid Power Drives and Controls.
- Murrenhoff, H. S. (2014). *An Overview of Energy Saving Architectures for Mobile Applications*. Aachen.
- Pérez Pupo, J. R. (2006). Estado del arte de los software de simulación de los sistemas hidráulicos. *Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias*, 15(1), 32-37. La Habana, Cuba. Retrieved from <http://www.redalyc.org/toc.oa?id=932&numero=8669>
- Pérez Pupo, J. R. (2015, octubre-diciembre). Optimización del accionamiento hidráulico del aparato trozador y discos de corte de la cosechadora cañera. *Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias*, 24(4), 36-40. Retrieved from <http://www.redalyc.org/articulo.oa?id=93241002006>
- Pérez Pupo, J. R., & Parra Escalona, Y. (2005). Metodología de diseño de sistemas hidráulicos. *Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias [en línea]*, 14. Retrieved 5 18, 2016, from <http://www.redalyc.org/articulo.oa?id=932>
- Petrovich B, A. (2012). Розробка і дослідження систем гідроприводу активних робочих органів сільськогосподарських машин. Робота на здобуття освітньо-кваліфікаційного рівня «Магістра», Вінниця.

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

Pogorieli, L. V. (1981). Métodos Ingenieriles de Pruebas de Máquinas Agrícolas. Kiev: Editorial Técnica.

Pogorieli, O. M. (Ed.). (2004). Sistemas hidraulicos de la técnica agrícola. Kiev: Educación Superior.

Роров, В. В. (2013). Гидропривод мобильных сельскохозяйственных машин. Гомель.

Renius, K. T. (1987). Traktoren [Tractors] (2nd ed. ed.). Munich: BLV- Verlagsgesellschaft and Verlagsunion Agrar.

Renius, K. T. (1994). Trends in Tractor Design with Particular Reference to Europe. J. Agricultural Engineering Research(57), 3-22.

Renius, K. T. (1994). Trends in Tractor Design with Particular Reference to Europe. J. Agricultural Engineering Research(57), 3-22.

Rosbach, K., Meise, A., & Elchingen, U. (2004). Drive and Control Technology for Self-Propelled Harvesters. (1).

Roth, M. (2007). Hydraulic Power Steering System Design in Road Vehicles. Linkoping, Sweden.

Rydberg, K.-E. (1997). Hydrostatic Drives in Heavy Mobile Machinery – New Concepts and Development Trends. Society of Automotive Engineers.

Rydberg, K.-E. (2005). Energy Efficient Hydraulic Systems and Regenerative Capabilities. Linköping.

Southwell, P. H. (1960). Mechanical, electrical or hydraulic transmission? 2.

Srivastava, A. K. (2006). Mechanical power transmission. Chapter 4 in Engineering Principles of Agricultural Machines. In Engineering Principles of Agricultural Machines. Michigan: ASABE.

Stoss, K. J. (2013). Tractor Power for Implement Operation -Mechanical, Hydraulic, and Electrical: an Overview. Kansas City, Missouri, USA: American Society of Agricultural and Biological Engineers.

Thayer, R. H. (1978). A Brief History of Electrohydraulic Servomechanisms. NY: Moog Technical Bulletin.

UNE. (2016, 9 28). UNE-EN 10305-4:2016. Tubos de acero para aplicaciones de precisión. Condiciones técnicas de suministro. Parte 4: Tubos sin soldadura estirados en frío para circuitos hidráulicos y neumáticos.

Valencia Leonardo, E. (1985). Fenómenos transitorios en acoplamientos hidrostáticos. Fluidos, 14(107), 95-110.

Valencia Leonardo, E. (1992). Caracterización y funcionamiento de las transmisiones hidrostáticas. Fluidos(111, 112, 113).

Vukovic, M. S. (2014). STEAM – a holistic approach to designing excavator systems. Aachen, Germany.

Vukovic, M., & Murrenhoff, H. (2015). The next generation of fluid power systems. 106, 2 – 7.

Wolfgang A., e. (2008). Conceptual Comparison of Electrical and Hydrostatic Propulsion in Combine Harvesters. (2).

SISTEMAS HIDRÁULICOS EN LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

Yang, H. W. (2007). New Investigation in Energy Regeneration of Hydraulic Elevators. 12(5), 519-526. doi:10.1109/TMECH.2007.905691

Es imposible imaginarse la maquinaria agrícola actual sin transmisiones hidráulicas. Sistemas hidráulicos de potencia se utilizan para los sistemas de suspensión de los aperos en los tractores, los órganos de trabajo activos de la maquinaria de labranza y cosecha, etc.

Los sistemas objeto de estudio de este libro incluyen los sistemas hidráulicos de aperos o implementos agrícolas, accionados con ayuda de los sistemas hidráulicos del tractor, y las máquinas agrícolas, que generalmente cuentan con un motor de combustión interna para su propulsión y suministro de energía a todos los accionamientos.

En el capítulo I se abordan los fundamentos teóricos de los sistemas hidráulicos que sirven de soporte para el correcto diseño y análisis de estos sistemas, en el capítulo II se analizan los sistemas típicos utilizados por aperos y máquinas agrícolas. En el capítulo III se brinda la metodología de cálculo de estos sistemas y en el capítulo IV se enumeran las tendencias fundamentales en el desarrollo de los sistemas hidráulicos de las maquinarias agrícolas.

Rafael Perez Pupo nació en Holguín, antigua provincia de Oriente, Cuba. Es ingeniero mecánico graduado en el Instituto Politécnico de Jarkov, Ucrania. Es máster en Ciencias en Ingeniería en la Especialidad de Automática, Hidroneumática y Accionamiento Hidráulico y doctor en Ciencias Técnicas (PhD). Actualmente es docente de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, y tiene 20 años de experiencia en la investigación y la docencia, ha publicado varios artículos científicos en revistas indexadas y ha recibido importantes reconocimientos.



ISBN: 978-9942-35-640-6



9 789942 356406