



INFORME TÉCNICO DE RESIDENCIA PROFESIONAL

INGENIERÍA MECÁNICA

PRESENTA:

Marco Antonio Jiménez Morales

NOMBRE DEL PROYECTO:

Diseño, cálculo y automatización de un sistema de potencia hidráulica para plataforma de izaje de vehículos de carga pesada.

Realizado en:

ALZ Construcciones S.A. de C.V

PERIODO DE REALIZACIÓN

AGOSTO-DICIEMBRE 2016

CONTENIDO

ÍNDICE DE FIGURAS	5
ÍNDICE DE TABLAS.	8
INTRODUCCIÓN	9
CAPITULO I	10
1.1. JUSTIFICACIÓN.....	10
1.2. OBJETIVOS	11
1.2.1. Generales.....	11
1.2.2. Específicos.....	11
1.3. CARACTERIZACIÓN DEL ÁREA EN QUE PARTICIPO	11
1.3.1. Misión	11
1.2.3. Visión	11
1.3.3. Valores	11
1.3.4. Ubicación geográfica	12
1.4. PROBLEMAS A RESOLVER	12
1.5. ALCANCES Y LIMITACIONES.....	12
1.5.1. Alcances	12
1.5.2. Limitaciones	12
CAPITULO II .MARCO TEORICO.....	13
2.1. DEFINICION DE FLUIDO.	13
2.2. PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS.....	13
2.2.1. Densidad especifica o absoluta	13
2.2.2. Peso especifico	13
2.2.3. Viscosidad	14
2.3.4. Viscosidad absoluta o dinámica	14
2.2.5. Viscosidad cinemática	15
2.3. FUERZA Y PRESIÓN	15
2.4. PRINCIPIO DE PASCAL.....	16
2.5. HIDRODINÁMICA.....	17
2.5.1 Ecuación del flujo	17
2.5.2. Ecuaciones de continuidad para líquidos	18

2.5.3. Conservación de la energía - ecuación de Bernoulli	19
2.5.4. Tanques, depósitos expuestos a la atmosfera	22
2.5.5. Teorema de Torricelli	23
2.5.6. Flujo de fluidos en tuberías	25
2.5.7. Flujo laminar	26
2.5.8. Flujo turbulento	26
2.5.9. Velocidad critica	26
2.5.10. Numero de Reynolds	26
2.6. ECUACIÓN DE DARCY.	27
2.7. SISTEMA HIDRÁULICO	28
2.7.1. Hidráulica	28
2.8. BOMBAS HIDRÁULICAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO	28
2.8.1. Principio fundamental de las bombas de desplazamiento positivo	28
2.8.2. Bomba de engranajes	30
2.8.3. Bomba de paletas	30
2.8.4. Bomba de pistón	31
2.9. CILINDRO HIDRÁULICO	32
2.9.1. Generalidades	34
2.9.2. Carrera del pistón	36
2.10. SISTEMAS DE ACCIONAMIENTO	37
2.10.1. Válvulas distribuidoras	37
2.10.2. Válvula 2/2 (2 vías – 2 posiciones)	38
2.10.3. Válvula 3/2 (3 vías – 2 posiciones)	39
2.10.4. Válvula 4/2 (4 vías – 2 posiciones)	39
2.11. VÁLVULAS DE BLOQUEO.....	40
2.12. VÁLVULA LIMITADORA DE PRESIÓN.....	41
2.13. VÁLVULAS REGULADORAS DE CAUDAL	41
2.14. CENTRAL HIDRÁULICA	42
2.10.5. Generalidades	42
2.15. DEPOSITO HIDRÁULICO	42

2.16. ACUMULADOR HIDRÁULICO	44
2.17. FILTROS.....	46
2.18. FLUIDO HIDRÁULICO	48
2.19. CONDUCTO HIDRÁULICO (MANGUERA HIDRÁULICA)	49
2.20. MOTORES ELÉCTRICOS	50
2.20.1. Motores de corriente continúa	49
2.21. MOTORES DE CORRIENTE ALTERNA.....	50
2.22. INTERRUPTOR.....	51
2.23. CONTACTOR.	51
2.24. PROTECTORES DE SOBRE CARGA	52
CAPITULO III. DESCRIPCIÓN DE LAS ACTIVIDADES	53
3.1. SELECCIÓN DEL LUGAR.....	53
3.2. SELECCIÓN DEL DISEÑO DE LA PLATAFORMA	54
3.3. INSPECCIÓN DEL VEHÍCULO.	54
3.4. CALCULO DEL SISTEMA DE POTENCIA.....	55
3.4.1. Selección de bomba hidráulica	54
3.4.2. Cálculo del cilindro hidráulico	56
3.4.3. Calculo de tuberías	61
3.4.4. Selección de la válvula distribuidora 4/3	63
3.4.5. Perdidas de carga	64
3.4.6. Perdidas de carga en la válvula distribuidora	67
3.4.7. Selección de la válvula de seguridad	69
3.4.8. Selección del manómetro	69
3.4.9. Selección de motor eléctrico	69
3.5. ELABORACIÓN DE LA LOGÍSTICA DE LOS RECURSOS MATERIALES Y ECONÓMICOS DEL PROYECTO.	71
CAPITULO IV. SIMULACIÓN Y RESULTADOS.	73
4.1. CREANDO DEL SISTEMA DE POTENCIA EN AUTOMATION STUDIO 5.0.....	73
4.1.1. Selección y caracterización de bomba hidráulica	72
4.1.2. Selección de motor eléctrico	74
4.1.3. Selección de válvula direccional	75

4.1.4. Caracterización de cilindros hidráulicos	75
4.1.5. Selección de la válvula de seguridad	76
4.1.6. Selección del depósito de aceite hidráulico	77
4.1.7. Selección de controlador de flujo a la salida del sistema	77
4.1.8. Circuito hidráulico completo	78
4.1.9. Caracterización de tuberías	79
4.2. DISEÑO DE CIRCUITO ELÉCTRICO.	79
4.3. SIMULACIÓN DEL SISTEMA HIDRÁULICO	81
4.4. MONITORIZACIÓN DE LA SIMULACIÓN	83
CONCLUSIONES Y OBSERVACIONES.	87
FUENTES DE INFORMACION.....	88
ANEXOS.....	89
PROPUESTA DE PLATAFORMA.....	95

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura. 1. Ubicación del área geográfica de la planta ALZ CONSTRUCCIONES S.A. DE C.V.	12
Figura 2. Fluido entre dos placas.....	14
Figura. 3. Ejemplo de presiones en pistones de distinto tamaño.	16
Figura. 4. Prensa hidráulica “dispositivo multiplicador de fuerzas” que funciona por el principio de pascal.....	17
Figura. 5. Secciones variables de un tubo donde pasa un líquido.	18
Figura. 6. Porción de un sistema de distribución de fluido en el que hay variaciones de velocidad, presión y elevación.	19
Figura. 7. Elemento de fluido en una tubería.....	20
Figura. 8. Energía de flujo.....	21
Figura. 9. Elementos de fluido utilizados en la ecuación de Bernoulli.	21
Figura. 10. Deposito expuesto a la atmosfera	23
Figura. 11. Flujo desde un tanque.	24
Figura. 12. Perfil de fluido ideal (a) y fluido real (b) a través de una tubería.	26
Figura. 13. Circuito típico de un pistón dentro del cilindro en un sistema hidráulico	28
Figura. 14. Cilindro hidráulico: 1 cuerpo de desplazamiento, 2 espacio de trabajo; (Q) caudal volumétrico, (F) fuerza de desplazamiento, (A) superficie, (p) presión de elevación, (s) distancia de desplazamiento.....	29
Figura. 15. Vista interna de una bomba de engranajes.	30
Figura. 16. Bomba de paletas deslizantes.	31
Figura. 17. Bomba de pistones	31
Figura. 18. Cilindro hidráulico de simple efecto.....	33
Figura 19. Cilindro hidráulico de doble efecto.....	33
Figura 20. Cilindro telescópico.	33
Figura 21. Cilindro hidráulico simple.	34
Figura. 22. Coeficiente K de pandeo según el tipo de sujeción. Fuente: sistemas hidráulicos y oleohidráulicos.....	35
Figura. 23. Tipos de montaje y curvas de límites de carrera del pistón. Fuente: SMC Corporation.....	37
Figura 24. Amortiguamiento de final de carrera del pistón. Fuente: Norgren.....	37
Figura 25. Control de una grúa mediante una válvula de control direccional.....	38
Figura 26. Vista interna de una válvula 2/2 vías.....	39
Figura 27. Funcionamiento de una válvula 3/2 vías.	39
Figura 28. Funcionamiento Válvula 4/2 vías.	40
Figura 29. Válvula antirretorno. Fuente sistemas hidráulicos y oleohidráulicos.	40
Figura 30. Válvula antirretorno con apertura hidráulica. Fuente: sistemas hidráulicos y oleoductos	40
Figura 31. Válvula limitadora de presión. Fuente: sistemas hidráulicos y oleoductos.	41
Figura 32. Válvula reguladora de caudal.	41
Figura 33. Central hidráulica general.	42
Figura 34. Partes de un depósito hidráulico.....	43
Figura 35. Acumulador hidráulico de membrana. Fuente: Bosch.....	45

Figura 36. Válvula de descarga.	45
Figura 37. Tipos de filtro de un sistema hidráulico.....	46
Figura 38Fig. 38. Manguera hidráulica.	49
Figura 39. Motores asincrónicos de jaula de ardilla.....	50
Figura 40. Motor eléctrico de corriente continua.	50
Figura 41. Interruptor magnético.....	51
Figura 42. Contactor electromecánico.	52
Figura. 43. Protector de sobre carga (guarda motor).	52
Figura 44. Parte del área de taller de mantenimiento en ALZ.	53
Figura 45. Propuesta de plataforma. Se observa la plataforma en la posición inicial.	54
Figura 46. Plataforma en posición 2.....	54
Figura. 47. Camión volteo 14 m ³ vista lateral derecha, dimensión defensa a defensa 6.8 metros.	55
Figura. 48. Vista frontal de volteo de 14 m ³ 2.4 m.	55
Figura 49. Bomba de desplazamiento positivo.....	56
Figura 50. Datos de la bomba hidráulica.	56
Figura 51. Datos técnicos de la bomba G102.....	57
Figura 52. Selección del cilindro mediante catálogo.	59
Figura 53. Manguera para impulsión.....	63
Figura 54. Selección de tubo de aspiración.	64
Figura 55. Válvula 4/3.....	64
Figura 56. Curvas características de la válvula 4/3 caudal/presión, P-AB.....	67
Figura 57. Curvas características de la válvula 4/3 caudal/presión T-AB.....	68
Figura 58. Elección de Válvula de seguridad.....	69
Figura. 59. Presiones de manómetros.	69
Figura 60. Catálogo de motores eléctricos.....	70
Figura 61. Bomba unidireccional con eje.	73
Figura 62. Caracterización de la bomba hidráulica.....	74
Figura. 63. Motor eléctrico con un eje acoplado con la bomba.	74
Figura 64. Caracterización del motor eléctrico.	75
Figura 65. Válvula 4/3 vías.	75
Figura 66. Cilindro hidráulico doble efecto.	76
Figura 67. Caracterización de cilindro hidráulico.	76
Figura 68. Selección de la válvula de seguridad.....	77
Figura 69. Caracterizando la apertura de la válvula de seguridad.....	77
Figura 70. Depósito de aceite hidráulico de 200l.	77
Figura 71. Válvula de estrangulación.....	78
Figura 72. Circuito hidráulico terminado.	78
Figura 73. Diagrama hidráulico (izquierdo) y diagrama eléctrico (derecha).	79
Figura 74. Sistema estático.	81
Figura 75. Sistema con bomba hidráulica funcionando al enclavarse el relevador no 1....	81
Figura 76. Activación de cilindros hidráulicos.....	82
Figura 77. Cilindros detenidos automáticamente.....	82
Figura 78. Descenso de cilindros hidráulicos.	83

Figura 79. Botón de paro en acción.	83
Figura 80. Monitorización del cilindro hidráulico.....	84
Figura 81. Resultado de la monitorización (tiempo en ms y aceleración en cm/s^2).....	84
Figura 82. Resultados de presión en el cilindro hidráulico.	85
Figura 83. Monitorización al descenso del pistón del cilindro.	85
Figura. 84. Resultados de la aceleracion en el cilindro al descenso del piston.	86
Figura 85. Presiones en el cilindro durante el descenso.	86

ÍNDICE DE TABLAS.

Tabla 1. Características de las bombas hidráulicas.	32
Tabla 2. Relación entre el factor de carga y la velocidad del pistón	35
Tabla 3. Factor de seguridad.....	36
Tabla 4. Filtros hidráulicos.	46
Tabla 5. Grado de filtración.....	47
Tabla 6. Velocidad fluidos hidráulicos en los circuitos	48
Tabla 7. Límites de viscosidad de los fluidos hidráulicos en SUS (centistokes). Fuente: Denison Hydraulics	48
Tabla 8. Característica del cilindro.	59
Tabla 9. Presión total requerida.	68
Tabla 10. Costo de materiales eléctricos.	71
Tabla 11. Costo de material hidráulico.	71
Tabla 12. Costo total.	72
Tabla 13. Características de la bomba.	73
Tabla 14. Selección de los cilindros hidráulicos doble efecto.	75
Tabla 15. Características de las tuberías.	79
Tabla 16. Descripción de elementos principales	79

INTRODUCCIÓN

En este proyecto de residencia se presentara el cálculo diseño y automatización de un sistema de potencia hidráulica para plataforma de hizaje únicamente para camiones de carga pesada, en el área de mantenimiento de la constructora ALZ para facilitar las distintas tareas de mantenimiento que surgen en dicho lugar.

En primera estancia se tomara un diseño de plataforma dependiendo del peso del camión ya que esto será esencial para que los trabajadores encargados de realizar el mantenimiento puedan tener facilidad para inspeccionar, reparar o en su caso sustituir piezas con menor esfuerzo y mayor comodidad.

Teniendo el diseño de la plataforma y el peso que este levantara se realizara el cálculo exacto del sistema de potencia hidráulica, los cuales serán la bomba hidráulica, motor eléctrico para accionar la bomba, el cilindro hidráulico, acumulador hidráulico (si es necesario) y las tuberías del circuito, también se tomara en cuenta el modelo de estos elementos, ya que hay que especificar si estos estarán a la intemperie o un lugar protegido del clima, porque de esto dependerá de la durabilidad de estos elementos.

Una vez calculado el sistema hidráulico se requerirá especificar los mandos eléctricos junto con todos los elementos eléctricos necesarios como relevadores, solenoides etc. Y también la configuración que estos requieran para lograr automatizar el sistema hidráulico.

Un vez que se conozca todos los elementos que se requieren para este sistema se realizara la logística de los recurso materiales y económicos del proyecto para poder decidir la calidad, eficiencia y desempeño bajo las condiciones climáticas de los elementos que componen el sistema hidráulico; También con esta logística el proyecto se evalúa para saber si es económicamente rentable para su futura construcción.

Se usara un software para simular el funcionamiento de la plataforma que se pretende automatizar y así comprobar si el diseño automatizado está correctamente calculado para lograr su correcto funcionamiento, poder mejorar el diseño o en su caso corregir el diseño si lo requiere.

CAPITULO I

1.1. JUSTIFICACIÓN

Desde la antigüedad la humanidad ha tenido la necesidad de transportar grandes cantidades de materia prima para construcción, comercialización etc. Y es ahí donde ha surgido la invención de equipos mecánicos simples (carreta) y complejos (vehículos de combustión interna) para llevar a cabo las tareas que mitigaran sus necesidades; con los años estos equipos mecánicos fueron más eficientes pero más complejos los cuales son movidos por máquinas de combustión interna lo cual conlleva a que surgieran necesidades de mantenimiento.

Al cubrir esa necesidad de transporte surgió la necesidad de mantener los equipos mecánicos en buen estado para seguir desempeñando las tareas requeridas.

Las tareas de mantenimiento a equipos de carga a cambiado a lo largo de la historia y esta se ha vuelto compleja debido a el tamaño y dispositivos utilizados en el mismo, es por eso que ahora se necesitan nuevas técnicas y herramientas modernas para llevar a cabo los mantenimientos de manera eficaz y eficiente.

Como bien sabemos el trabajo de la mecánica requiere de técnicas, estrategias y fuerza para realizar las reparaciones y reemplazos que se requiera en el equipo.

Pero para obtener buenos resultados se necesita el equipo adecuado para realizar tareas en las que requieran llegar a lugares remotos y complicados del vehículo como es en la parte de abajo donde se ubican partes fundamentales, como caja de transmisión, ejes, flechas, etc. En ocasiones se requiere del desmonte de ciertos mecanismos y estos son difíciles de acceder y retirar si la persona se pone debajo del mismo ya que esta posición es incomoda y también peligrosa.

El empleo de un dispositivo hidráulico como lo es una plataforma de izaje facilita la inspección, reparación y sustitución de piezas de los vehículos de combustión interna, ya que la persona encargada de esta tarea tendrá comodidad y seguridad al trabajar.

1.2. OBJETIVOS

1.2.1. Generales.

- Diseñar un sistema de potencia hidráulica que tenga la capacidad para izar vehículos de carga pesada para inspección y mantenimiento.
- Diseñar un sistema de potencia hidráulica de fácil operación para el personal de mantenimiento.
- Dar a conocer una herramienta necesaria en el área de mantenimiento.
- Innovar el área de mantenimiento con una herramienta moderna e indispensable.

1.2.2. Específicos.

- Tomar en cuenta la simplicidad y eficacia en el diseño
- Desarrollar habilidades en diseño de sistemas hidráulicos de potencia.
- Realizar simulaciones para asegurar el funcionamiento del diseño planteado.

1.3. CARACTERIZACIÓN DEL ÁREA EN QUE PARTICIPO.

Creada hace más de 15 años, con el fin de satisfacer las necesidades propias de la industria de la construcción, ALZ Construcciones, S.A. de C.V. es una empresa chiapaneca dedicada a la construcción de infraestructura carretera y urbana, que los caracteriza en ser una de las empresas líderes en el estado.

1.3.1. Misión.

Comprometidos con nuestros clientes en el desarrollo y conservación de su patrimonio, siempre enfocados en satisfacer sus necesidades y exceder sus expectativas, garantizando la rentabilidad para los accionistas y una excelente calidad de vida para nuestros colaboradores, consolidándonos como la empresa número uno en el ramo.

1.3.2. VISIÓN

Ser la empresa constructora líder del sureste a la vanguardia en infraestructura y equipo, que contribuya a la sustentabilidad del país.

1.3.3. Valores.

- Honestidad
- Confianza
- Responsabilidad social

- Rentabilidad
- Persona

1.3.4. Ubicación geográfica

La planta está ubicada en libramiento Norte Km 4-800 Tuxtla Gutiérrez, Chiapas 29020

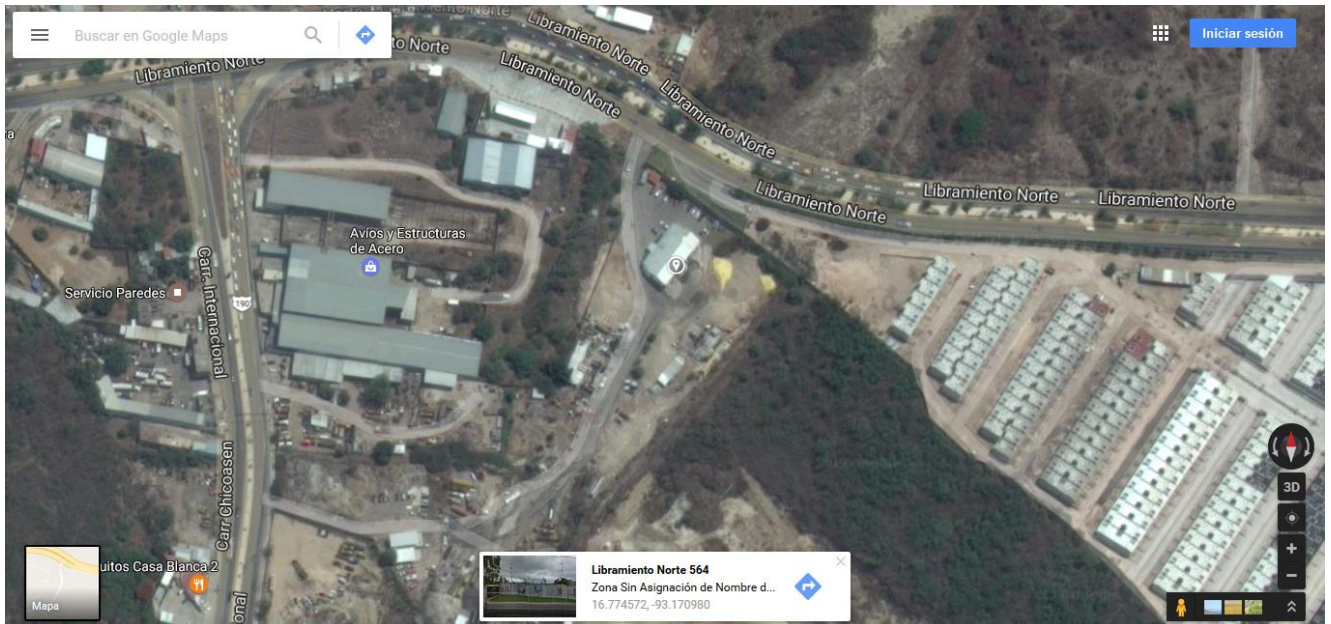


Figura. 1. Ubicación del área geográfica de la planta ALZ CONSTRUCCIONES S.A. DE C.V.

1.4. PROBLEMAS A RESOLVER

- Especificar la carga máxima que soportara el sistema de potencia hidráulica.
- Determinar los componentes del sistema hidráulico.
- Elaboración del cálculo de tuberías y bomba del sistema de potencia hidráulica.
- Automatizar el sistema para su respectiva operación.

1.5. ALCANCES Y LIMITACIONES

1.5.1. Alcances

Este proyecto tiene como fin el diseño de un sistema de potencia hidráulica eficaz y automatizada para realizar tareas de mantenimiento; para ello se llevara a cabo una investigación de los distintos sistemas de potencia, se realizara el cálculo que satisfaga las necesidades correspondientes, simular en un software el sistema y caracterizarlo.

1.5.2. Limitaciones

Este proyecto estará limitado únicamente para izar camiones de carga pesada de máximo de 10 toneladas; considerando un sistema de potencia de fácil mantenimiento.

CAPITULO II .MARCO TEORICO

2.1. DEFINICION DE FLUIDO.

Los fluidos son sustancias capaces de fluir y que se adaptan a la forma de los recipientes que los contienen. Cuando están en equilibrio, los fluidos no pueden soportar fuerzas tangenciales o cortantes. Todos los fluidos son compresibles en cierto grado y ofrecen resistencia a los cambios de forma.

Los fluidos pueden dividirse en líquidos y gases. Las diferencias esenciales entre los líquidos y gases son: a) los líquidos son prácticamente incompresibles y los gases son compresibles, por lo que en muchas ocasiones hay que tratarlos como tales y b) los líquidos ocupan un volumen definido y tienen superficies libres, mientras que una masa dada de gas se expande hasta ocupar todas las partes del recipiente que lo contenga.

2.2. PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS.

2.2.1. Densidad específica o absoluta

La densidad (ρ) de un fluido es el cociente entre la masa (m) y el volumen (V) que ocupa:

$$\rho = \frac{m}{V} \dots \quad (1)$$

Donde:

m : Es la masa (kg o slug).

V : Es el volumen (m^3 o ft^3)

La densidad es una magnitud intensiva (no depende de la cantidad de materia sino solo del tipo), cuando el fluido es homogéneo, la densidad es la misma en diferentes regiones. La densidad de los líquidos varía muy poco dentro de muy amplios límites de presión y temperatura.

2.2.2. Peso específico.

El peso específico γ de una sustancia es el peso de la unidad de volumen de dicha sustancia. En los líquidos, γ puede considerarse constante para las variaciones ordinarias

de presión. El peso específico del agua para temperaturas más comunes es de 1000 kp/cm^3 .

El peso específico es el peso por unidad de volumen,

$$\gamma = \frac{W}{V} \dots \quad (2)$$

Donde:

W: Es el peso (N o lb).

V: Es el volumen (m^3 o ft^3).

2.2.3. Viscosidad.

La viscosidad de un fluido es aquella propiedad que determina la cantidad de resistencia opuesta a las fuerzas cortantes. La viscosidad se debe primordialmente a las interacciones entre las moléculas del fluido.

2.2.4. Viscosidad absoluta o dinámica

Se consideran dos placas planas y paralelas de grandes dimensiones, separadas una pequeña distancia l , y con el espacio entre ellas lleno de un fluido. Se supone que la placa superior se mueve a una velocidad constante (U) al actuar sobre ella (figura 2) una fuerza F también constante. El fluido en contacto con la placa móvil se adhiere a ella moviéndose a la misma velocidad U , mientras que el fluido en contacto con la placa fija permanecerá en reposo. Si la separación (y) y la velocidad U no son muy grandes, la variación de las velocidades (gradiente) vendrá dada por una línea recta. La experiencia ha demostrado que la fuerza F varía con el área de la placa, con la velocidad (U) e inversamente con la separación y . Como por triángulos semejantes, $U/Y = dV/dy$, tenemos: (ver figura 2).

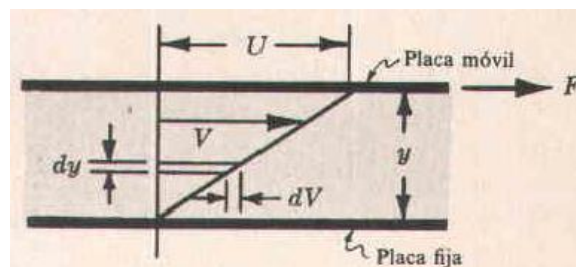


Figura 2. Fluido entre dos placas.

$$F \left(\frac{AU}{y} = A \frac{dV}{dy} \right) \text{ o } \left(\frac{F}{A} = \tau \right) \frac{dV}{dy} \quad (3)$$

Donde:

τ : Tensión o esfuerzo cortante (F/A) tensión o esfuerzo cortante. Al introducir la constante de proporcionalidad μ (mu) llamada viscosidad absoluta o dinámica.

$$\tau = \mu \frac{dV}{dy} \text{ o } \mu = \frac{\tau}{dV/dy} = \frac{\text{tension cortante}}{\text{velocidad de variacion de la deformacion unitaria cortante}} \dots \quad (4)$$

Las unidades de μ son Pa*s o $\frac{kps}{m^3}$. Los fluidos que siguen la ec. (4) se llaman fluidos newtonianos.

2.2.5. Viscosidad cinemática.

Otro coeficiente de viscosidad, llamado viscosidad cinemática, viene definido por:
Viscosidad cinemática

$$u = \frac{\mu}{\rho} = \frac{\mu}{\gamma/g} = \frac{\mu g}{\gamma} \dots \quad (5)$$

Las unidades de u son $\frac{m^2}{s}$.

2.3. FUERZA Y PRESIÓN

La presión de un fluido se transmite con igual intensidad en todas las direcciones y actúa normalmente a cualquier superficie plana. En el mismo plano horizontal, el valor de la presión en un líquido es igual en cualquier punto. Las medidas de presión se realizan con los manómetros, que pueden ser de diversas formas. De no advertir lo contrario, a través de todo el libro las presiones serán las presiones relativas o manométricas. La presión manométrica representa el valor de la presión con relación a la presión atmosférica.

Si se llena con agua depósitos de 2 jeringas de distinto tamaño y se conecta a un tubo flexible al empujar uno de los 2 pistones veremos que la fuerza que hay que hacer en el otro para conseguir el equilibrio es diferente: en el pistón más grueso se tiene que hacer mayor fuerza.

El hecho que los fluidos modifiquen el valor de la fuerza al transmitirla, le resta importancia al concepto de fuerza al tratar con fluidos, en lugar de fuerza se le llama presión.

$$\frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \quad (6)$$

F_1 Es la fuerza que el pistón angosto hace sobre el fluido y A_1 el área de la sección transversal del pistón angosto F_2 es la fuerza que el fluido hace sobre el pistón grueso y A_2 el área de la sección transversal del pistón grueso.

Por eso la magnitud de presión (p) en un fluido es la intensidad de la fuerza que se ejerce por unidad de área

$$p = \frac{F}{A} \quad (7)$$

Para un fluido en equilibrio, la fuerza aplicada sobre el (o la que el aplica) siempre es perpendicular a la superficie, que si hubiera fuerzas tangenciales obligarían al fluido a ponerse en movimiento, o sea a fluir.

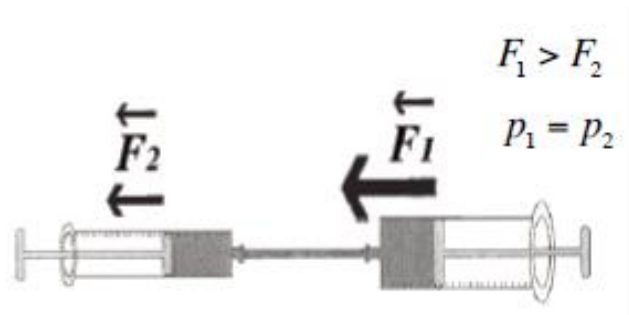


Figura. 3. Ejemplo de presiones en pistones de distinto tamaño.

La fuerza que el embolo grande hace sobre el fluido (F_1) es de mayor intensidad que la fuerza que el fluido hace sobre el embolo pequeño (F_2). En el equilibrio la presión en el embolo grande es igual a la presión en el embolo pequeño. (Ver figura 3)

2.4. PRINCIPIO DE PASCAL

Los cambio de presión en un fluido incompresible (liquido) en equilibrio dentro de un recipiente de pares indeformables se transmite sin alteración a todo el fluido.

El principio de pascal puede evidenciarse en la prensa hidráulica (fig. 4) al hacer fuerza en un extremo, el cambio de presión correspondiente se transmite a través del líquido y se manifiesta por la acción de una fuerza sobre el objeto que está en el otro extremo.

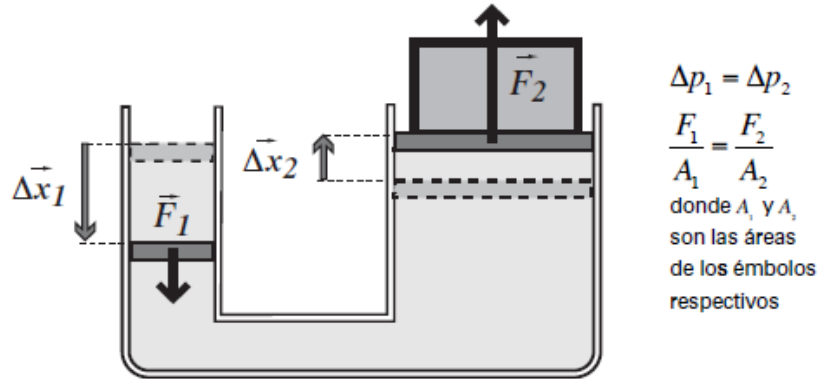


Figura. 4. Prensa hidráulica “dispositivo multiplicador de fuerzas” que funciona por el principio de pascal.

En la prensa hidráulica se aplica una fuerza sobre el embolo de menor área y se consigue una fuerza mayor sobre el embolo mayor. La relación entre las fuerzas es la misma que existe entre las áreas. Si bien se logra amplificar la fuerza, no se amplifica la energía (aun despreciando el rozamiento): el trabajo realizado por la fuerza chica sobre el pistón pequeño es igual al que la fuerza mayor hace sobre el pistón grande (despreciando los efectos dinámicos). El volumen de líquido desplazado por el pistón pequeño se distribuye en una capa fina en el pistón grande ($\Delta V_1 = \Delta V_2$) y el producto de la fuerza por el desplazamiento es igual en ambas ramas.

$$\begin{aligned}
 L_{F_1} &= F_1 * \Delta x_1 = \Delta p_1 * A_1 * \Delta x_1 = \Delta p_1 * \Delta V_1 \\
 &= L_{F_2} = L_{F_2} \quad (8) \\
 L_{F_2} &= F_2 * \Delta x_2 = \Delta p_2 * A_2 * \Delta x_2 = \Delta p_2 * \Delta V_2
 \end{aligned}$$

2.5. HIDRODINÁMICA

2.5.1. Ecuación del flujo

Si un líquido fluye por un tubo de sección variable, el volumen que pasa por unidad de tiempo es el mismo, independiente de la sección pero la velocidad del flujo varia.

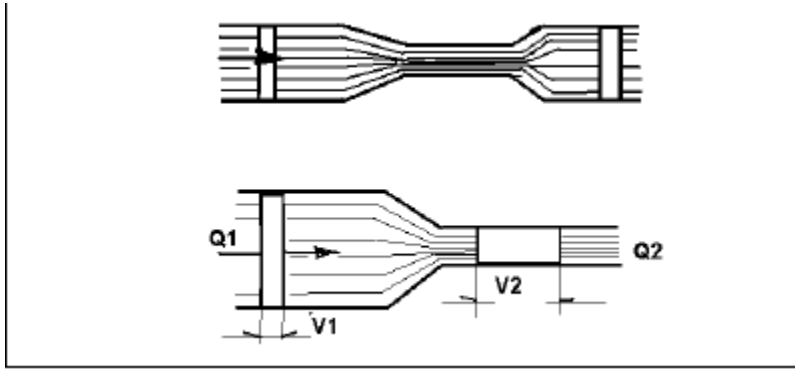


Figura. 5. Secciones variables de un tubo donde pasa un líquido.

Caudal:

$$Q = \frac{V}{T} \quad (9)$$

Q= Caudal volumétrico (m^3/s o ft^3/s)

V= Volumen del fluido (m^3 o ft^3)

T= Tiempo (seg)

$$V = A \times d \quad (10)$$

A= Área transversal de la tubería (m^2 o ft^2)

d= Distancia

Reemplazando ec. 10 en 9

$$Q = A \times \frac{d}{T} \quad (11)$$

La distancia en el tiempo es = velocidad entonces:

$$v = \frac{d}{T} \quad (12)$$

Por lo tanto:

$$Q = A \times v \quad (13)$$

2.5.2. Ecuaciones de continuidad para líquidos.

El área de flujo y la velocidad de este en dos secciones del sistema donde existe flujo estable. Es válido para todos los fluidos, ya sean gases o líquidos.

Si el fluido en el tubo de la figura 6 es un líquido incompresible, entonces los términos de p_1 y p_2 son iguales. Así, la ecuación de convierte en:

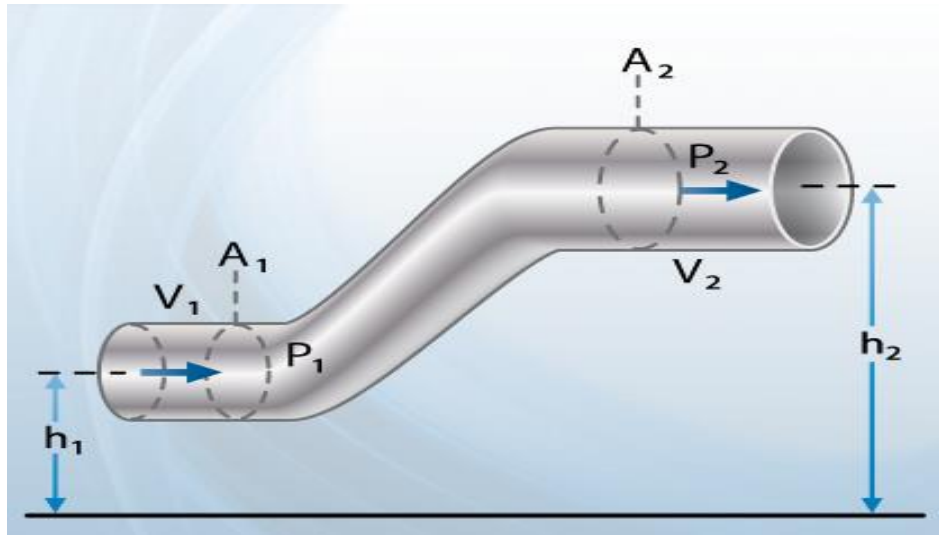


Figura. 6. Porción de un sistema de distribución de fluido en el que hay variaciones de velocidad, presión y elevación.

$$A_1 v_1 = A_2 v_2 \quad (14)$$

O bien, debido a que $Q = A v$, tenemos

$$Q_1 = Q_2 \quad (15)$$

La ecuación (14) es de continuidad tal como se aplica a los líquidos; enuncia que para un flujo estable el flujo volumétrico es el mismo en cualquier sección.

2.5.3. Conservación de la energía- ecuación de Bernoulli

Esta ecuación nos dice que en un flujo la energía permanece constante siempre que no haya intercambio con el exterior

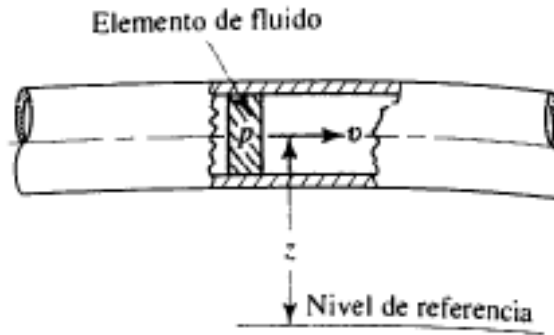


Figura. 7. Elemento de fluido en una tubería

La energía total está compuesta por:

1. Energía potencial: Energía de posición en función de la altura de la columna del fluido.

$$EP = w Z \quad (16)$$

Donde:

w: Es el peso del elemento (kgf o lbf).

Z: Es la altura piesométrica (m o ft)

2. Cinemática: Energía del movimiento en función de la velocidad del flujo Presión dinámica

$$EC = \frac{wv^2}{2g} \quad (17)$$

3. Energía de flujo (presión estática/ energía de presión): Representa la cantidad de trabajo necesario para mover el elemento de fluido a través de cierta sección contra la presión p. La energía de flujo se abrevia EF y se calcula por medio de

$$EF = \frac{wp}{\gamma} \quad (18)$$

La figura 8 muestra al elemento de fluido en la tubería mientras se mueve a través de una sección. La fuerza sobre el elemento es pA, donde p es la presión en la sección L igual a la longitud del elemento. Por tanto, el trabajo realizado es

$$\text{Trabajo} = pAL = pV \quad (19)$$

Donde V es el volumen del elemento. El peso del elemento w es

$$V = \frac{w}{\gamma} V$$

Donde γ es el peso específico del fluido. Entonces, el volumen del elemento es

$$V = \frac{w}{\gamma}$$

Y obtenemos

$$\text{Trabajo} = pV = \frac{pw}{\gamma}$$

Denominada energía de flujo, y se representa con la ecuación (18)

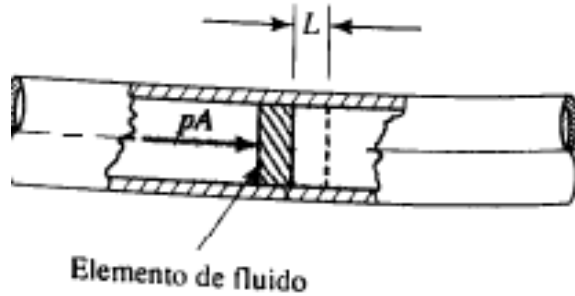


Figura. 8. Energía de flujo.

Entonces, la cantidad total de energía de estas tres formas que posee el elemento de fluido es la suma E .

$$E = E_F + E_P + E_C$$

$$E = \frac{wp_1}{\gamma} + wz + \frac{wv^2}{2g}$$

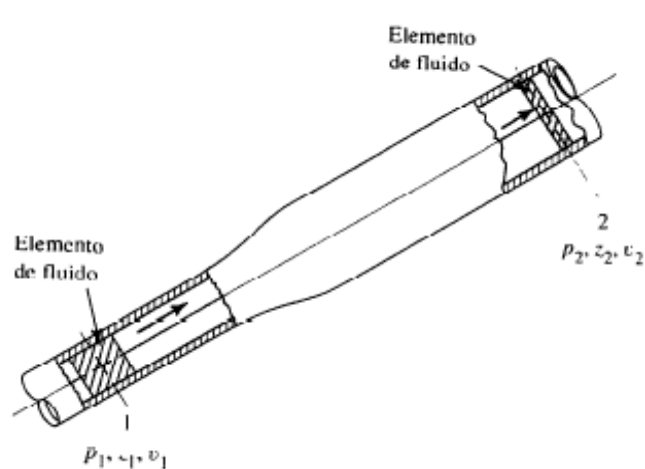


Figura. 9. Elementos de fluido utilizados en la ecuación de Bernoulli.

Ahora se considera el elemento de fluido en la figura 9 que se mueve de la sección 1 a la 2. Los valores de p, z y v son diferentes en las dos secciones. En la sección 1 la energía total es

$$E_1 = \frac{wp_1}{\gamma} + WZ_1 + \frac{wv_1^2}{2g}$$

En la sección 2, la energía total es

$$E_2 = \frac{wp_2}{\gamma} + WZ_2 + \frac{wv_2^2}{2g}$$

Si no hay energía que se agregue o pierda en el fluido entre las secciones 1 y 2, entonces el principio de conservación de la energía requiere que

$$E_1 = E_2$$

$$\frac{wp_1}{\gamma} + WZ_1 + \frac{wv_1^2}{2g} = \frac{wp_2}{\gamma} + WZ_2 + \frac{wv_2^2}{2g}$$

El peso del elemento w es común a todos los términos y se elimina al dividir entre el. Así, la ecuación se convierte en:

$$\frac{p_1}{\gamma} + Z_1 + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + Z_2 + \frac{v_2^2}{2g} \quad (20)$$

Conocida como ecuación de Bernoulli.

2.5.4. Tanques, depósitos expuestos a la atmosfera

Cuando el fluido en un punto de referencia está expuesto a la atmosfera, la presión es igual a cero y el término de la carga de presión se cancela en la ecuación de Bernoulli.

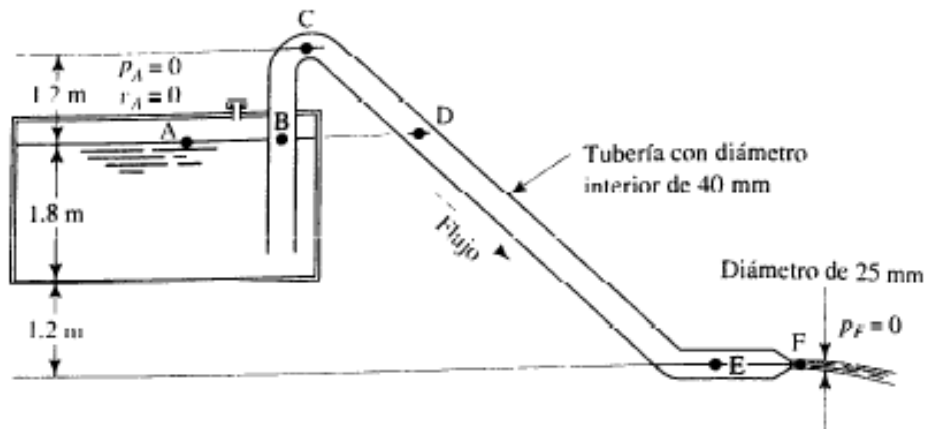


Figura. 10. Deposito expuesto a la atmosfera

Puede tomarse que el tanque, de donde se toma el fluido, es muy grande en comparación con el tamaño del área de flujo dentro de la tubería. Ahora, como $v = Q/A$, la velocidad en la superficie de dicho tanque será muy pequeña. Armas cuando se utiliza la velocidad para calcular la carga de velocidad, $v^2/2g$, la velocidad se eleva al cuadrado. El proceso de elevar al cuadrado un número pequeño mucho menor que 1 produce otro número aún más pequeño. Por estas razones se adopta la regla siguiente:

“A la carga de velocidad en la superficie de un tanque o deposito se le considera igual a cero, y se cancela en la ecuación de Bernoulli.”

Así mismo se observa en la figura 10 que varios puntos de interés (B-E) se encuentran dentro de la tubería, cuya área de flujo es uniforme. En las condiciones de flujo estable supuestas en estos problemas, la velocidad será la misma en todo el tubo. Entonces, cuando existe flujo estable se aplica la regla siguiente:

“cuando los dos puntos de referencia para la ecuación de Bernoulli están dentro de una tubería del mismo tamaño, los términos de carga de velocidad en ambos lados de la ecuación son iguales y se cancelan.”

De manera similar, se aplica la regla siguiente cuando los puntos de referencia están al mismo nivel:

“cuando los dos puntos de referencia para la ecuación de Bernoulli están a la misma elevación, los términos de carga de elevación z_1 y z_2 son iguales y se cancelan.”

2.5.5. Teorema de Torricelli

El teorema de Torricelli o principio de Torricelli es una aplicación del principio de Bernoulli y estudia el flujo de un líquido contenido en un recipiente, a través de un pequeño orificio, bajo la acción de la gravedad. Para determinar el flujo en esta, se escribe la ecuación de Bernoulli entre un punto de referencia en la superficie de fluido y otro en el chorro que sale por la tobera.

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

Sin embargo, $p_1 = p_2 = 0$, y v_1 es aproximadamente a cero, así,

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

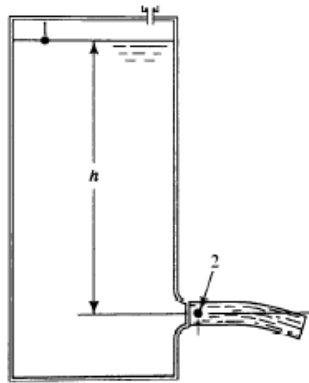


Figura. 11. Flujo desde un tanque.

Luego, al despejar para v_2 obtenemos

$$v_2 = \sqrt{2g(z_1 - z_2)}$$

Al designar $h = (z_1 - z_2)$ tenemos

$$v_2 = \sqrt{2gh} \dots (21)$$

Ecuación general de la energía.

Se obtiene la ecuación de energía al aplicar al flujo fluido el principio de conservación de la energía. La energía que posee un fluido en movimiento está integrada por la energía interna y las energías debidas a la presión, a la velocidad y a su posición en el espacio. En la

dirección del flujo, el principio de la energía se traduce en la siguiente ecuación, al hacer el balance de la misma:

$$\boxed{\text{Energía en la sección 1}} + \boxed{\text{Energía añadida}} - \boxed{\text{Energía perdida}} - \boxed{\text{Energía extraída}} = \boxed{\text{Energía en la sección 2}}$$

HA = Energía que se agrega al fluido con un dispositivo mecánico, como una bomba; es frecuente que se le denomine carga total sobre la bomba.

HL = Pérdidas de energía del sistema por la fricción en las tuberías y pérdidas menores por válvulas y otros accesorios.

HE = Energía que se remueve del fluido por medio de un dispositivo mecánico como un motor de fluido.

Esta ecuación, en los flujos permanentes de fluidos incompresibles con variaciones en su energía interna es despreciable, se reduce a:

$$\left(\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} \right) + H_A - H_L - H_E = \left(\frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} \right) \quad (21)$$

2.5.6. Flujo de fluidos en tuberías

El flujo de un fluido real es mucho más complejo que el de un fluido ideal. Debido a la viscosidad de los fluidos reales, en su movimiento aparecen fuerzas cortantes entre las partículas fluidas y las paredes del contorno y entre las diferentes capas de fluido.

Existen dos tipos de flujos permanentes en el caso de fluidos reales; Estos se llaman flujo laminar y flujo turbulento. Ambos tipos de flujos vienen gobernados por leyes distintas.

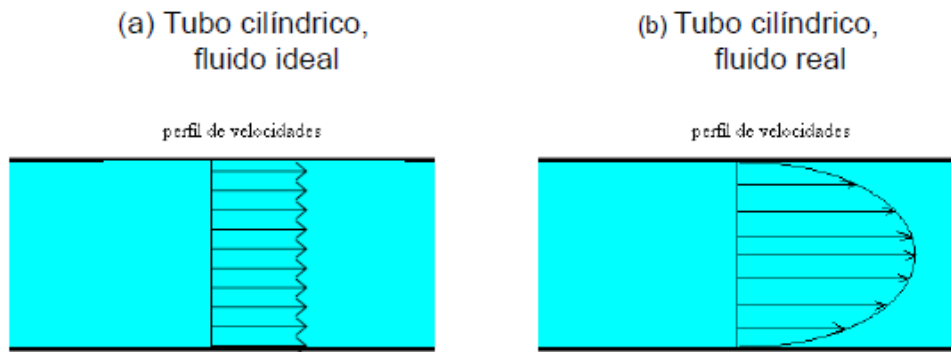


Figura. 12. Perfil de fluido ideal (a) y fluido real (b) a través de una tubería.

2.5.7. Flujo laminar

En el flujo laminar las partículas del líquido se mueven formando capas que se deslizan ordenadamente hasta una cierta velocidad. No hay interferencia entre las partículas ni tampoco se influyen en el movimiento.

2.5.8. Flujo turbulento

Si aumenta la velocidad y la sección del pasaje no varía, cambia la forma del flujo. Se hace turbulento y arremolinado y las partículas no se deslizan ordenadamente en un sentido sino que se interfieren e influyen en su movimiento. La velocidad a la que el flujo se desordena se llama “velocidad crítica.”

2.5.9. Velocidad crítica

La velocidad crítica de interés práctico para el ingeniero es aquella velocidad por debajo de la cual toda turbulencia es amortiguada por la acción de la viscosidad del fluido. La experiencia demuestra que un límite superior para el régimen laminar, en tuberías, viene fijado por un valor del número de Reynolds alrededor de 2000, en la mayoría de los casos prácticos.

2.5.10. Numero de Reynolds

El número de Reynolds, que es un grupo adimensional, viene dado por el cociente de las fuerzas de inercia por las fuerzas debidas a la viscosidad. Para tuberías circulares, en flujo a tubería llena.

Numero de Reynolds

$$Re = \frac{vd\rho}{\mu} \text{ O } \frac{vd}{u} \quad (22)$$

Donde:

v = Velocidad en (m/s)

d = Radio de la tubería en (m)

u = Viscosidad cinemática del fluido en m^2/s

ρ = Densidad del fluido (kg/m^3 o $slug/ft^3$)

μ = Viscosidad absoluta en ($N s/m^2$, $lb s/ft^2$)

Los flujos tienen números de Reynolds grandes debido a una velocidad elevada y/o una viscosidad baja, y tienden a ser turbulentos. Aquellos fluidos con viscosidad alta y/o que se mueven a velocidades bajas, tendrán números de Reynolds bajos y tendrán a comportarse en forma laminar.

Si $Re \leq 2000$, es flujo laminar.

Si $2000 < Re \leq 4000$, es flujo transitorio.

Si $Re > 4000$, es flujo turbulento.

2.6. ECUACIÓN DE DARCY.

Una componente de la pérdida de energía es la fricción en el fluido que circula, para el caso del flujo en tuberías, la fricción es proporcional a la carga de velocidad del flujo y a la relación de la longitud al diámetro de la corriente. Esto se expresa en forma matemática como la ecuación de Darcy:

$$h_L = f \left(\frac{L}{d} \right) * \left(\frac{v^2}{2g} \right) \quad (23)$$

Donde:

h_L = Pérdida de energía debido a la fricción ($N*m/N$, m, lb-pie/lb o ft)

L = Longitud de la corriente del flujo (m o ft)

d = Diámetro interno de la tubería (m o ft)

v = Velocidad promedio del flujo (m/s o ft/s)

f = Factor de fricción (adimensional)

2.7. SISTEMA HIDRÁULICO

2.7.1. Hidráulica

La hidráulica utiliza básicamente los fluidos líquidos como medios de presión para mover los pistones de los cilindros. En la figura 13 se representa el movimiento típico de un pistón dentro del cilindro, gracias a la energía proporcionada por un sistema hidráulico formado por una bomba, un depósito y un conjunto de tuberías que llevan el fluido a presión hasta los puntos de utilización.

Dentro de estos sistemas se encuentran los cilindros y motores hidráulicos con velocidades que abarcan desde 0,5 rpm hasta 10.000 rpm y el par que proporcionan va desde 1 N-m (baja velocidad) hasta 20.000 N-m (alta velocidad).

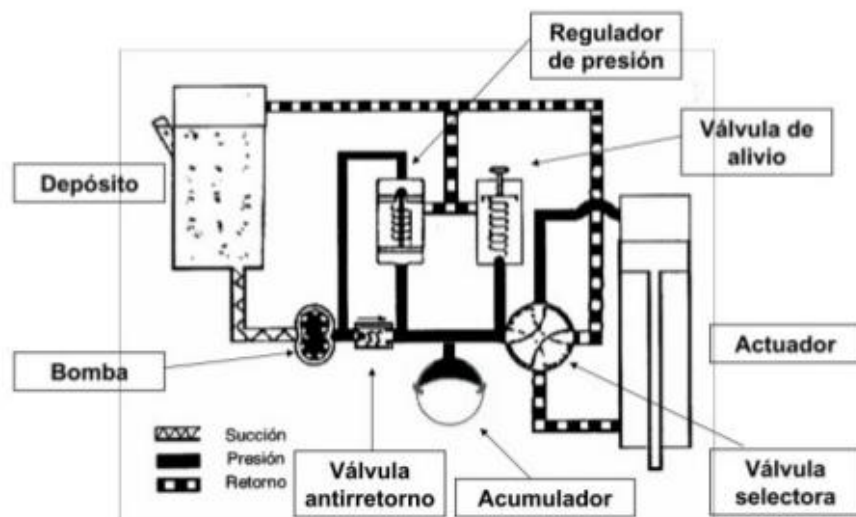


Figura. 13. Circuito típico de un pistón dentro del cilindro en un sistema hidráulico

Los sistemas hidráulicos se aplican típicamente en dispositivos móviles tales como maquinaria de construcción, excavadoras, plataformas elevadoras, aparatos de elevación y transporte, maquinaria para agricultura y simuladores de vuelo.

Sus aplicaciones en dispositivos fijos abarcan la fabricación y montaje de máquinas de todo tipo, líneas transfer, aparatos de elevación y transporte, prensas, máquinas de inyección y moldeo, máquinas de laminación, ascensores y montacargas.

2.8. BOMBAS HIDRÁULICAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO

2.8.1. Principio fundamental de las bombas de desplazamiento positivo.

En las bombas de desplazamiento positivo, la transferencia de energía al fluido es hidrostática. En la transferencia de energía hidrostática, un cuerpo de desplazamiento reduce el espacio de trabajo lleno de fluido y bombea el fluido a la tubería. El cuerpo de desplazamiento ejerce una presión sobre el fluido. Al aumentar el espacio de trabajo, este se vuelve a llenar con fluido de la tubería.

El trabajo realizado (T_s trabajo de la cilindrada) es el resultado del producto de la fuerza de desplazamiento (F) y la distancia de desplazamiento (s distancia de la cilindrada). Esta ecuación también puede expresarse como el producto de la cilindrada (V - s) y la presión de elevación (p).

$$T_s = F \cdot s = A \cdot p \cdot s = V_s \cdot p \quad (24)$$

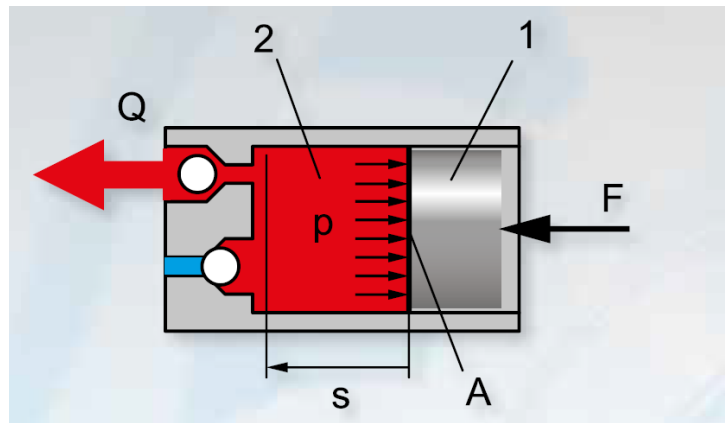


Figura. 14. Cilindro hidráulico: 1 cuerpo de desplazamiento, 2 espacio de trabajo; (Q) caudal volumétrico, (F) fuerza de desplazamiento, (A) superficie, (p) presión de elevación, (s) distancia de desplazamiento

La potencia transmitida al fluido se calcula a partir del caudal volumétrico (Q) y la presión de elevación (p).

Representación del proceso de bombeo de una bomba de desplazamiento positivo en el diagrama (1) p , V . Al aspirar 1 aumenta el volumen a baja presión. El desplazamiento 2 se realiza reduciendo el volumen a alta presión. La superficie circunscrita corresponde al trabajo realizado en el fluido.

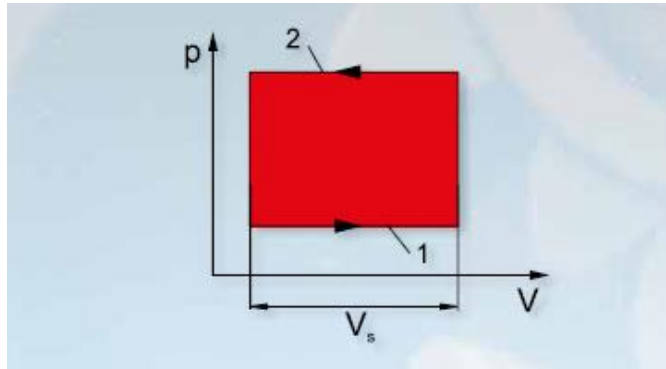


Diagrama 1. Diagrama de p , V del proceso de bombeo de una bomba de desplazamiento positivo.

2.8.2. Bomba de engranajes.

Una bomba de engranajes es un tipo de bomba hidráulica que consta de dos engranajes del mismo tamaño, que se engranan entre sí dentro de una carcasa.

El engranaje impulsor es una extensión del eje impulsor. Cuando gira, impulsa al segundo engranaje. Cuando ambos engranajes giran, el fluido se introduce a través del orificio de entrada. Este fluido queda atrapado entre la carcasa y los dientes de rotación de los engranajes, se desplaza alrededor de la carcasa y se empuja a través del puerto de salida. La bomba genera flujo y, bajo presión, transfiere energía desde la fuente de entrada, que es mecánica, hasta un actuador de potencia hidráulica.

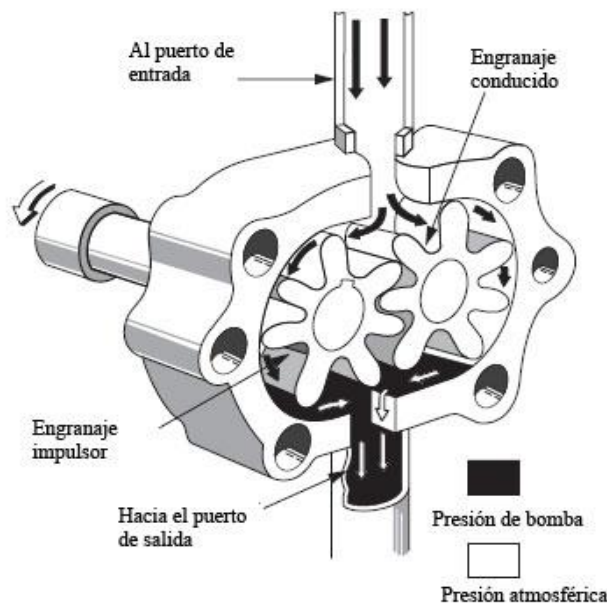


Figura. 15. Vista interna de una bomba de engranajes.

2.8.3. Bomba de paletas

Las bombas de paletas tienen un conjunto de aletas con cinemática radial, está construida con una carcasa, dentro de ella se encuentra un rotor giratorio que sostiene a las paletas. Al girar el rotor las paletas son las encargadas de aspirar el fluido, debido a la depresión que provocan con su giro, para impulsarlo al exterior.

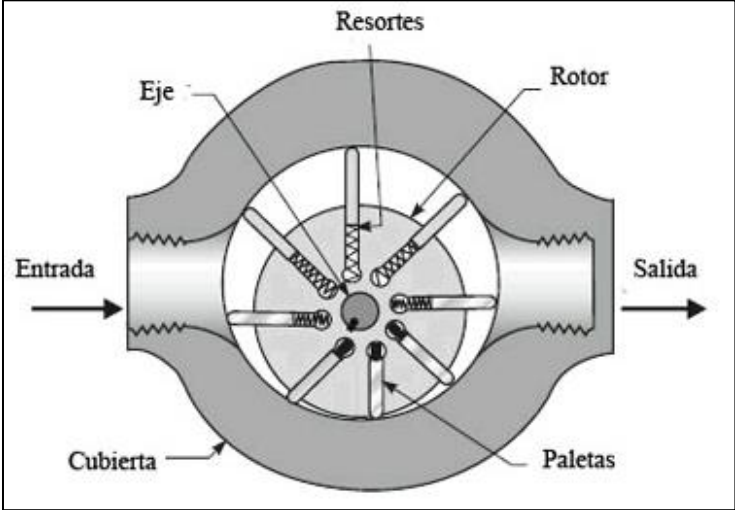


Figura. 16. Bomba de paletas deslizantes.

2.8.4. Bomba de pistón

Las bombas de pistones, un pistón se desplaza mediante un movimiento giratorio de un eje en movimiento axial de vaivén, que produce en los pistones aspirando el fluido de la zona de admisión y enviándolo hacia la salida.

Este movimiento de vaivén succiona fluido y lo bombea hacia fuera.

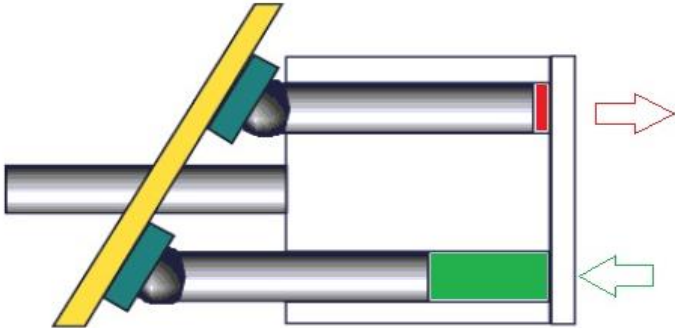


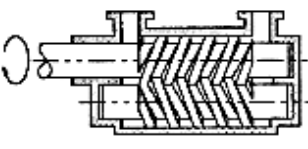

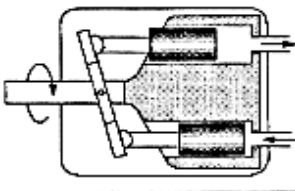
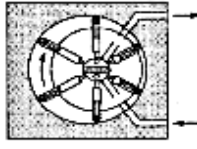


Figura. 17. Bomba de pistones

Tabla 1. Características de las bombas hidráulicas.

	Tipo de bomba	Margen de revoluciones r.p.m.	Volumen de expulsión (cm ³)	Presión nominal (bar)	Rendimiento
	Bomba de engranajes externos	500 - 3500	1,2 - 250	63 - 160	0,8 - 0,91
	Bomba de engranajes internos	500 - 3500	4 - 250	160 - 250	0,8 - 0,91
	Bomba helicoidal	500 - 4000	4 - 630	25 - 160	0,7 - 0,84
	Bomba de aletas celulares	960 - 3000	5 - 160	100 - 160	0,8 - 0,93
	Bomba de émbolos axiales - 3000	100	200	0,8 - 0,92
		750 - 3000	25 - 800	160 - 250	0,82 - 0,92
		750 - 3000	25 - 800	160 - 320	0,8 - 0,92
	Bomba de émbolos radiales	960 - 3000	5 - 160	160 - 320	0,90

2.9. CILINDRO HIDRÁULICO

Los actuadores hidráulicos (cilindros) que son los más usuales y de mayor antigüedad en las instalaciones, pueden ser clasificados de acuerdo con la forma de operación, y aprovechan la energía de un circuito o instalación hidráulica de forma mecánica, generando movimientos lineales.

Los cilindros hidráulicos pueden ser de simple efecto, doble efecto y telescópicos.

En el primer tipo, el fluido hidráulico empuja en un sentido el pistón del cilindro y una fuerza externa (resorte o gravedad) lo retrae en sentido contrario.

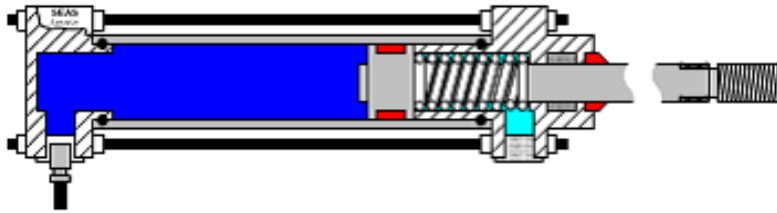


Figura. 18. Cilindro hidráulico de simple efecto.

El cilindro de doble efecto (acción doble) utiliza la fuerza generada por el fluido hidráulico para mover el pistón en los dos sentidos, mediante una válvula de solenoide.

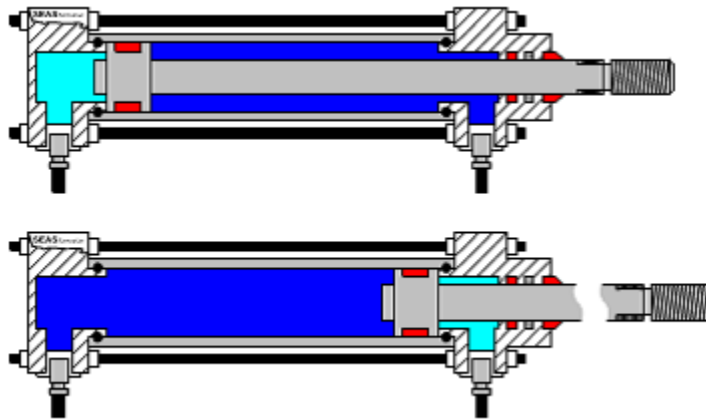


Figura 19. Cilindro hidráulico de doble efecto.

El cilindro telescópico contiene otros de menor diámetro en su interior y se expanden por etapas, muy utilizados en grúas, etc.

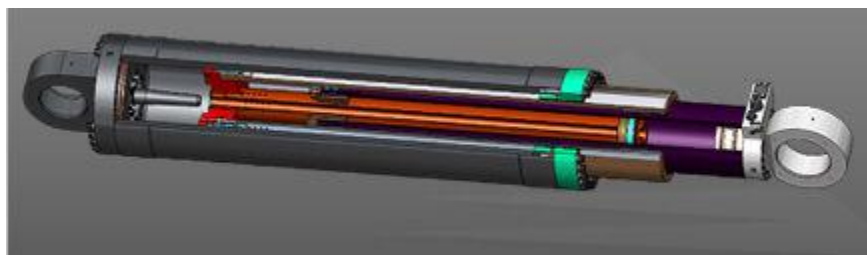


Figura 20. Cilindro telescópico.

Los actuadores hidráulicos proporcionan fuerzas elevadas y un buen control del movimiento y ésta es su principal ventaja frente a los sistemas neumáticos y eléctricos. Los fluidos hidráulicos son virtualmente incompresibles y gracias a las altas presiones con que trabajan (35 a 350 bar) permiten un control del caudal lo suficientemente preciso para el actuador.

Sus desventajas son el coste elevado y la necesidad de acondicionar, contener y filtrar el fluido hidráulico a temperaturas seguras y en centrales hidráulicas o unidades de potencia (power pack). Las aplicaciones típicas residen en vehículos, elevadores, grúas hidráulicas, máquinas herramientas, simuladores de vuelo, accionamiento de timones en los aviones, etc.

2.9.1. Generalidades

Los cilindros hidráulicos de movimiento lineal son utilizados comúnmente en aplicaciones donde la fuerza de empuje del pistón y su desplazamiento son elevados (figura 21).

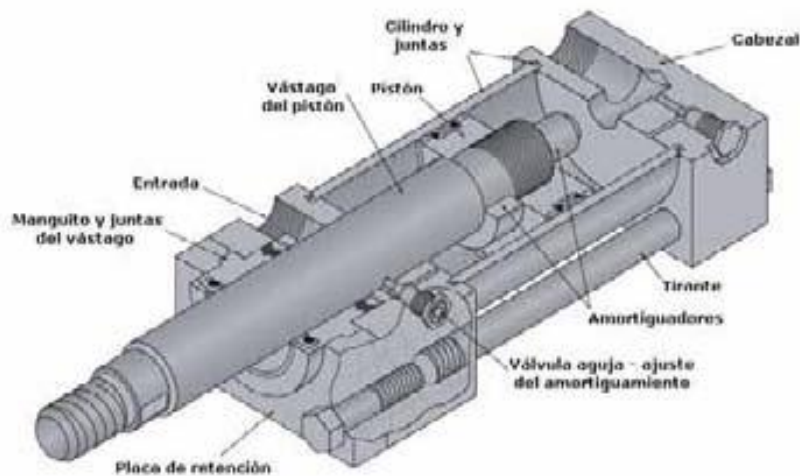


Figura 21. Cilindro hidráulico simple.

Las fuerzas generadas en un cilindro en la extensión del pistón son:

$$F_{extension} \text{ (Newton)} = P(\text{MPa}) * \frac{\pi * D^2}{4} * 0.9 = P(\text{bar}) * \frac{\pi * D^2}{40} * 0.9 \quad (25)$$

$$F_{retraccion} \text{ (Newton)} = P(\text{MPa}) * \frac{\pi * (D^2 - d^2)}{4} * 0.9 = P(\text{bar}) * \frac{\pi * (D^2 - d^2)}{40} * 0.9 \quad (26)$$

P = Presión de operación (MPa o bar)

D = Diámetro interior del cilindro (mm)

d = Diámetro del vástago del pistón (mm)

0,9 = Coeficiente de rozamiento de rodamientos, juntas y partes móviles del cilindro

El factor de carga es la relación entre la carga real y la fuerza teórica de salida del cilindro.

La tabla indica la relación entre el factor de carga y la velocidad del pistón.

Tabla 2. Relación entre el factor de carga y la velocidad del pistón

VELOCIDAD DEL PISTON (mm/s)	FACTOR MÁXIMO DE CARGA
8 a 100	70%
101 a 200	30%
201 a 300	10%

Un problema fundamental de los cilindros hidráulicos es el pandeo debido a los importantes esfuerzos a que se ven sometidos; por tal motivo sus vástagos tienen un diámetro relativamente importante con relación al de su embolo, siendo muy frecuente que sus respectivas áreas estén en la relación 1 a 2.

Debido a esto se utiliza la ecuación de Euler y toman en cuenta la forma de sujeción a la que está expuesto el vástago como se observa en la fig. 22

Caso de carga según Euler	Un extremo libre, un extremo empotrado	Dos extremos articulados	Un extremo articulado y otro empotrado	Dos extremos empotrados
Representación gráfica				
L_p	$L_p = 2 \cdot L$	$L_p = L$	$L_p = \frac{L}{\sqrt{2}}$	$L_p = \frac{L}{2}$

Figura. 22. Coeficiente K de pandeo según el tipo de sujeción. Fuente: sistemas hidráulicos y oleohidráulicos.

La ecuación de Euler manifiesta lo siguiente:

$$F_p = \frac{\pi^2 \cdot EI}{L_p^2} \dots (27)$$

$$F_p = F \cdot F_s \dots (28)$$

$$L_p = K \cdot L \dots (29)$$

$$I = \frac{L_p^2 \cdot F_p}{\pi^2 \cdot E} \dots (30)$$

Donde:

Fp = Fuerza de pandeo.

K = Coeficiente de pandeo.

E = Módulo de elasticidad del material del vástago.

Lp= Longitud libre de pandeo.

I= Momento de inercia para secciones transversales circulares.

d= diámetro del vástago.

$$I = \frac{\pi * d^2}{64} \dots (31)$$

$$d = \sqrt[4]{\frac{64 * I}{\pi}} \dots (32)$$

Es importante revisar algunos aspectos y recomendaciones acerca del diseño de elementos y la selección del factor de seguridad para el diseño.

El diseño de estos materiales se basa en la resistencia de fluencia, y el tipo de carga a la que esté sometido el elemento.

En la Tabla 3 se aprecia los factores de seguridad.

Tabla 3. Factor de seguridad

TIPO O CLASE DE CARGA	ACERO, METALES DÚCTILES		HIERRO FUNDIDO, METALES FRÁGILES	MADERA DE CONSTRUCCIÓN
	Basado en la resistencia máxima*	Basado en la resistencia de fluencia**	Basado en la resistencia máxima*	
Carga muerta o Carga variable bajo análisis por fatiga	3 - 4	1.5 - 2	5 - 6	7

Las siguientes recomendaciones **NO** se deben adoptar si se hace análisis por fatiga

Repetida en una dirección, gradual (choque suave)	6	3	7 - 8	10
Repetida invertida, gradual (choque medio)	8	4	10 - 12	15
Choque fuerte	10 - 15	5 - 7	15 - 20	20

* Resistencia máxima se refiere a S_u , S_{uc} o S_{us} (dependiendo de si el esfuerzo es de tracción, de compresión o cortante)

** Resistencia de fluencia se refiere a S_y , S_{yc} o S_{ys} (dependiendo de si el esfuerzo es de tracción, de compresión o cortante)

2.9.2. Carrera del pistón

Existen límites en la carrera del pistón en diversos montajes para prevenir que el vástago se doble cuando ejerce una determinada fuerza contra una carga. En la figura 23 pueden verse tipos de montaje y las curvas de los límites en la carrera del pistón.

Para prevenir daños en el cilindro y en los accesorios periféricos, es necesario instalar un amortiguador de choque que absorba la máxima energía de inercia del pistón en su movimiento al final de su carrera como se puede apreciar en la figura 23.

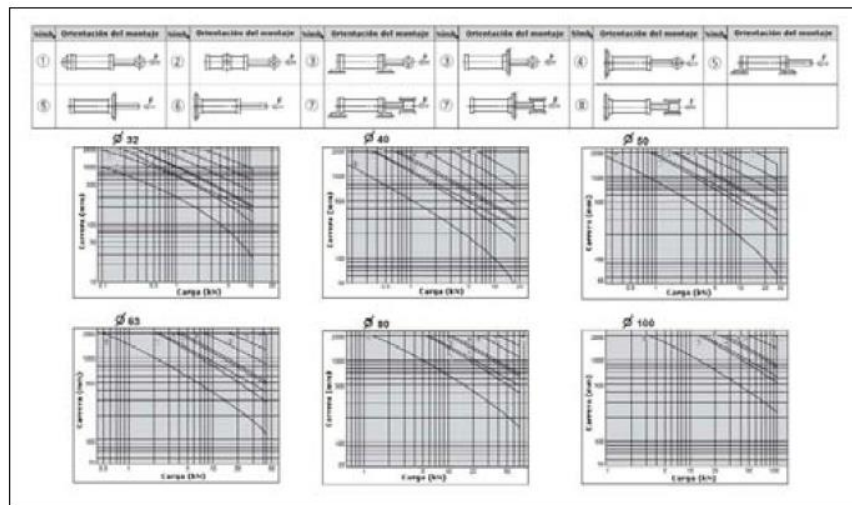


Figura. 23. Tipos de montaje y curvas de límites de carrera del pistón. Fuente: SMC Corporation.

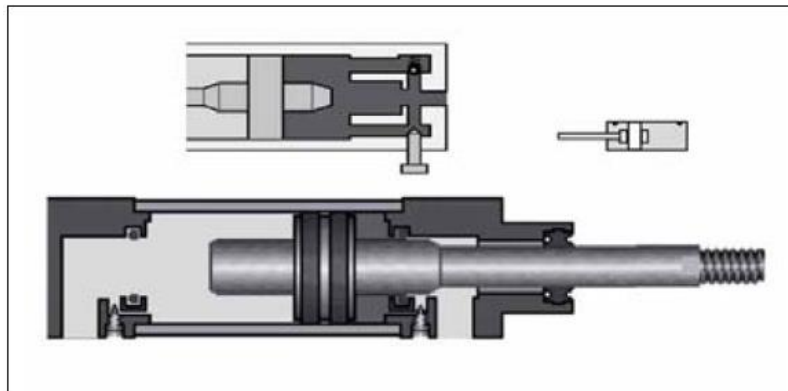


Figura 24. Amortiguamiento de final de carrera del pistón. Fuente: Norgren.

El amortiguamiento no es necesario a velocidades inferiores a 6 metros/minuto. Entre 6 y 20 metros/minuto el amortiguamiento se logra con restrictores o válvulas de freno y a velocidades superiores a 20 metros/minuto se precisan amortiguamientos especiales.

2.10. SISTEMAS DE ACCIONAMIENTO

2.10.1. Válvulas distribuidoras

Las válvulas distribuidoras o de control direccional se utilizan para cambiar el sentido del flujo de aceite dentro del cilindro y mover el pistón de un extremo al otro de su carrera. Un ejemplo de aplicación puede verse en la figura 26 que representa el movimiento de una grúa.

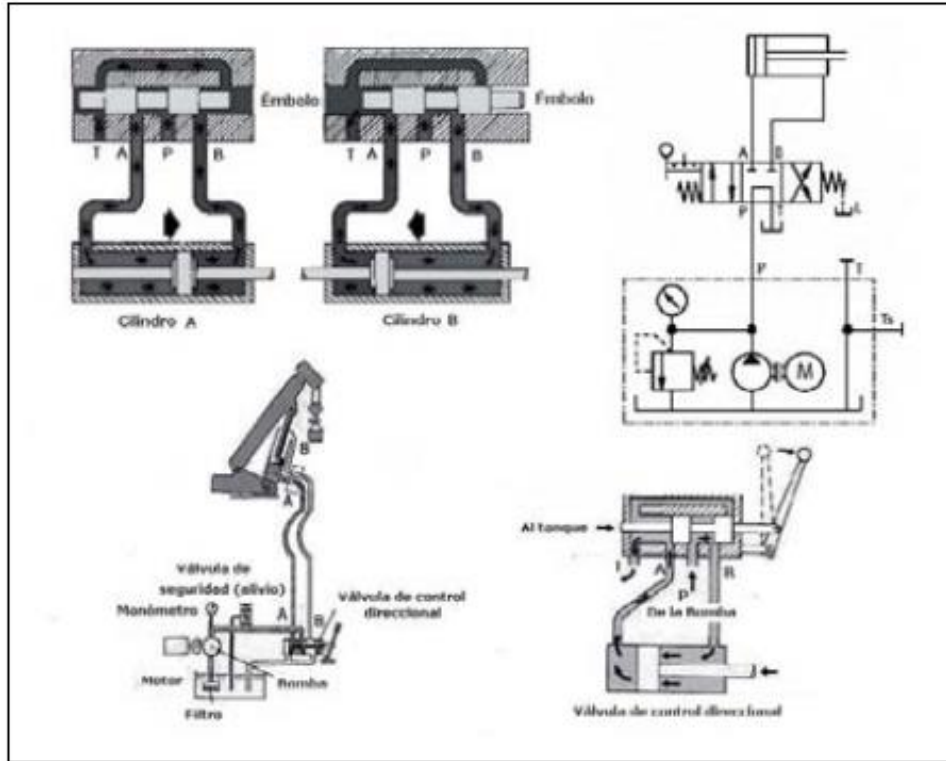


Figura 25. Control de una grúa mediante una válvula de control direccional.

2.10.2. Válvula 2/2 (2 vías – 2 posiciones)

Modalidad de principales válvulas distribuidoras.

Controla el paro, el arranque y la dirección del caudal. La posición inicial de la válvula puede ser normalmente abierta N.A. (o N.O. = Normally open) o normalmente cerrada N.C. (o N.C. = Normally close), según sea la disposición del obturador y del resorte. Las entradas 1 y 2 admiten una presión máxima de 350 bar (5076 psi) y el caudal puede pasar en ambas direcciones. Un botón lateral permite el mando manual sin necesitar la excitación del solenoide.

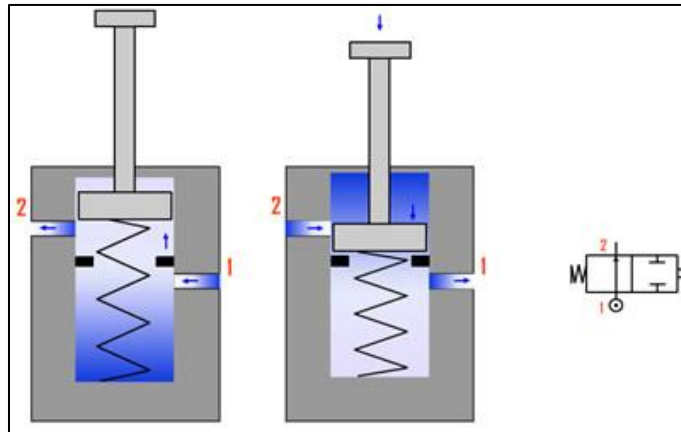


Figura 26. Vista interna de una válvula 2/2 vías

2.10.3. Válvula 3/2 (3 vías – 2 posiciones)

Es semejante a la válvula 2/2 con la diferencia que tiene 3 vías que durante la conmutación se conectan brevemente (solape negativo).

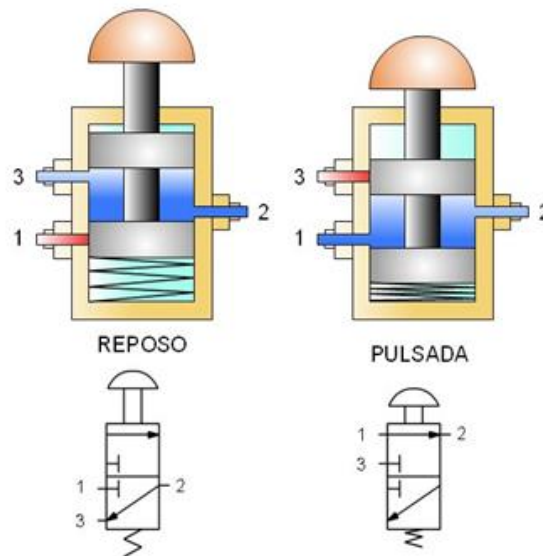


Figura 27. Funcionamiento de una válvula 3/2 vías.

2.10.4. Válvula 4/2 (4 vías – 2 posiciones)

Es semejante a la válvula 2/2 con la diferencia que tiene 4 entradas de las que la 1, la 2 y la 3 admiten simultáneamente la presión de 350 bar. Típicamente la entrada 3 se conecta a la bomba, las entradas 2 y 4 a los actuadores y la 1 al tanque.

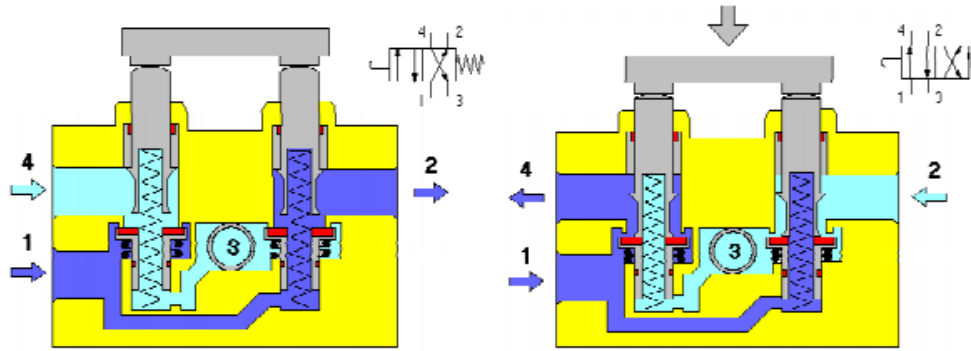


Figura 28. Funcionamiento Válvula 4/2 vías.

2.11. VÁLVULAS DE BLOQUEO

Su función radica en impedir la libre circulación del fluido hidráulico en cualquier dirección y dentro de ellas se encuentra válvulas antirretorno y antirretorno con apertura hidráulica.

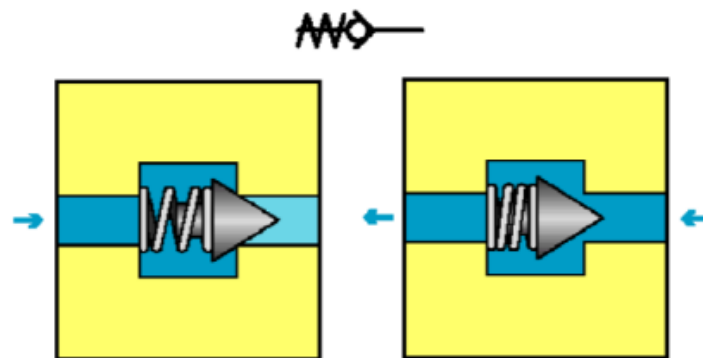


Figura 29. Válvula antirretorno. Fuente sistemas hidráulicos y oleohidráulicos.

Las antirretorno con apertura hidráulica también facilitan la circulación del fluido en un sentido y la impiden en el contrario, pero se puede excluir es impedimento por medio de un pilotaje. Como se observa en la figura 31.

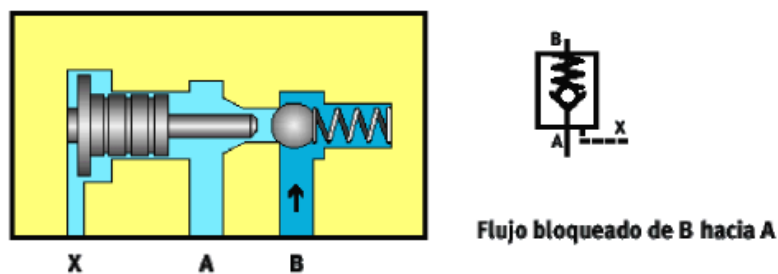


Figura 30. Válvula antirretorno con apertura hidráulica. Fuente: sistemas hidráulicos y oleoductos

2.12. VÁLVULA LIMITADORA DE PRESIÓN

En la figura 31 se observa la válvula limitadora de presión. Esta válvula es considerada la más importante del sistema hidráulico debido a que su finalidad es brindar seguridad.

Su función es limitar la presión de un circuito a un valor máximo que se puede tratar dentro de su rango de funcionamiento. Siempre se coloca una inmediatamente a la salida de presión de la bomba de caudal constante. En las bombas de caudal variable la válvula limitadora forma parte de la propia bomba.

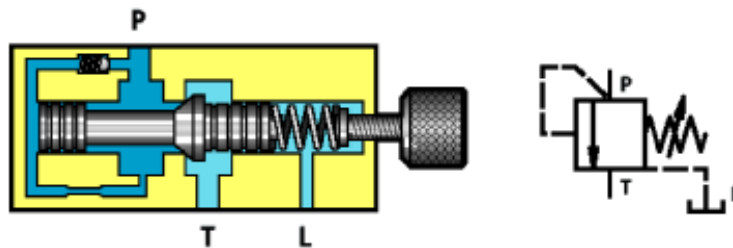


Figura 31. Válvula limitadora de presión. Fuente: sistemas hidráulicos y oleoductos.

Es importante señalar que cuando el cilindro llega a uno de sus fines de carrera, la bomba sigue proporcionando aceite, y como consecuencia de ello se incrementa la presión del sistema y provocaría colapso en la red, es por esta razón que es relevante el uso de una válvula limitadora de presión.

2.13. VÁLVULAS REGULADORAS DE CAUDAL

Las válvulas reguladoras de caudal fig. 32, mantienen constante un caudal volumétrico, independientemente a los cambios de presiones en la entrada y salida de la válvula.

Las válvulas tienen por función regular la velocidad de un cilindro, esta velocidad es función del caudal que ingresa al cilindro y del área del mismo, en otras palabras es necesario regular el caudal de aceite para regular la velocidad del cilindro.

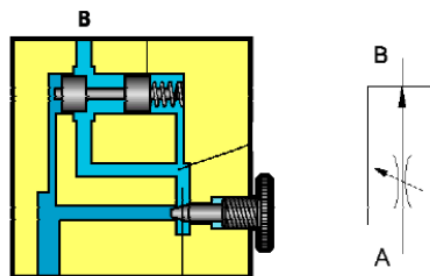


Figura 32. Válvula reguladora de caudal.

2.14. CENTRAL HIDRÁULICA

2.10.5. Generalidades.

Una central hidráulica consiste en un circuito formado por una motobomba, un tanque, un acumulador hidráulico y la red de tuberías para alimentar los dispositivos hidráulicos. En la figura 33 puede verse el esquema general.

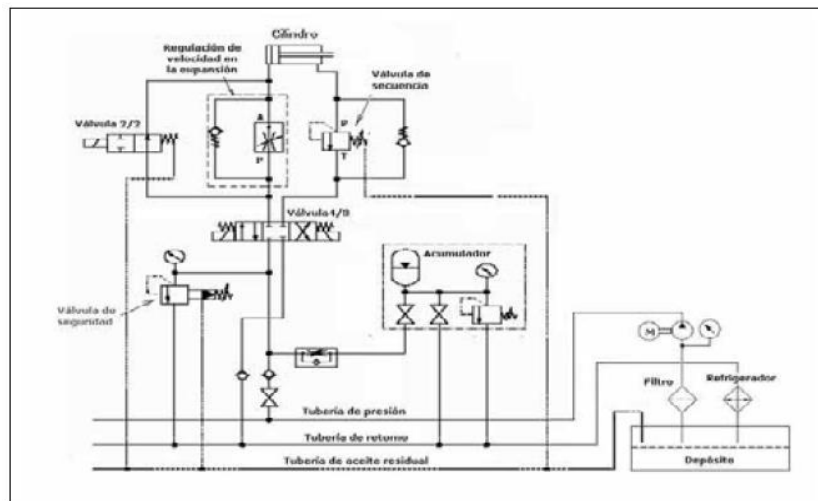


Figura 33. Central hidráulica general.

Es muy importante el papel que juegan las bombas, el acumulador hidráulico, el fluido hidráulico, los sellos y las juntas, los filtros de impurezas y todos los accesorios de protección y seguridad del circuito. Su papel es muy importante, y cabe mencionar que gran parte de los problemas que los circuitos hidráulicos presentan, proceden del uso indebido del fluido hidráulico o del empleo de fluidos que contienen contaminantes.

Generalidades principales:

- Pequeña presión nominal: de 0 a 50 bar
- Media presión: de 50 a 150 bar
- Alta presión de 150 a 250 bar

2.15. DEPOSITO HIDRÁULICO

La principal función del tanque hidráulico es almacenar aceite, aunque no es la única. El tanque también debe eliminar el calor y separar el aire del aceite. Los tanques deben tener resistencia y capacidad adecuadas, y no deben dejar entrar la suciedad externa. Los

tanques hidráulicos generalmente son herméticos. La figura 34 muestra los siguientes componentes del tanque hidráulico:

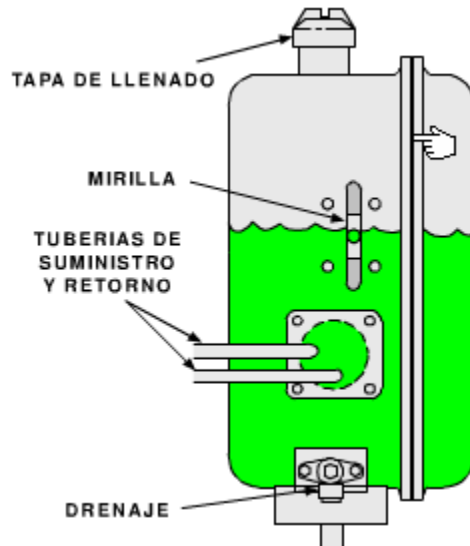


Figura 34. Partes de un depósito hidráulico.

Tapa de llenado: Mantiene los contaminantes fuera de la abertura usada para llenar y añadir aceite al tanque. En los tanques presurizados la tapa de llenado mantiene hermético el sistema.

Mirilla: Permite revisar el nivel de aceite del tanque hidráulico. El nivel de aceite debe revisarse cuando el aceite está frío. Si el aceite está en un nivel a mitad de la mirilla, indica que el nivel de aceite es correcto.

Tuberías de suministro y retorno: La tubería de suministro permite que el aceite fluya del tanque al sistema. La tubería de retorno permite que el aceite fluya del sistema al tanque.

Drenaje: Ubicado en el punto más bajo del tanque, el drenaje permite sacar el aceite en la operación de cambio de aceite. El drenaje también permite retirar contaminantes del aceite como el agua y sedimentos.

El tamaño del depósito de aceite hidráulico se considera según la ecuación:

$$V=3*Q_c \quad (33)$$

Donde:

V = volumen del depósito (m^3 o ft^3)

Q = Caudal de la bomba por segundo (m^3/s o ft^3/s)

2.16. ACUMULADOR HIDRÁULICO

El acumulador hidráulico (fig. 35) cumple la función de almacenar y liberar la presión del fluido hidráulico ante una demanda de presión del sistema o bien para compensar fugas, o bien para mantener el circuito hidráulico en carga durante un tiempo determinado con el objeto de proporcionar una presión hidráulica suficiente en el caso de fallo del sistema. Utiliza la interacción entre un gas inerte (nitrógeno) y el fluido hidráulico, separados por una barrera que puede ser flexible (vejiga) o bien estar formada por un pistón dentro de un cilindro (circuito de freno de un automóvil) o bien ser una membrana o una bolsa.

Una bomba de fluido hidráulico se encarga de cargar el acumulador y cuando este está cargado, debe desconectarse para evitar la pérdida de energía producida por la conversión de una excesiva potencia hidráulica. La desconexión puede realizarse de tres maneras:

- 1 - Bomba de desplazamiento variable con regulador de presión en la salida.
- 2 - Bomba regulada por dos presostatos de mínima y máxima presión que actúan sobre una válvula de solenoide que desconecta la bomba.
- 3 - Bomba regulada por dos presostatos de mínima y máxima presión que actúan sobre una válvula de carga del acumulador que desconecta la bomba.

El acumulador tiene la ventaja de reducir el caudal de fluido hidráulico de la bomba y por lo tanto la potencia instalada de amortiguar los cambios de presión, de reducir el nivel sonoro de operación y de absorber los cambios de volumen por variaciones de temperatura en el circuito.

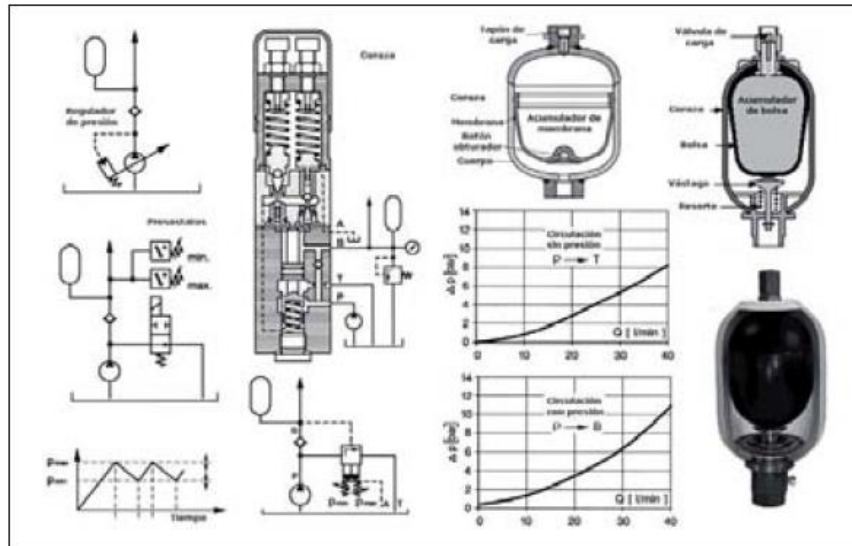


Figura 35. Acumulador hidráulico de membrana. Fuente: Bosch

La válvula de descarga del acumulador libera automáticamente el fluido hidráulico cuando la bomba se para. En la figura 36 puede verse el circuito típico del acumulador con la válvula de descarga. Esta es una válvula de dos vías normalmente abierta accionada por un pistón de mayor superficie que el área del asiento obturador. De este modo, mientras la bomba está en marcha, la válvula está cerrada y cuando se para la bomba, la válvula queda abierta liberando la presión del circuito.

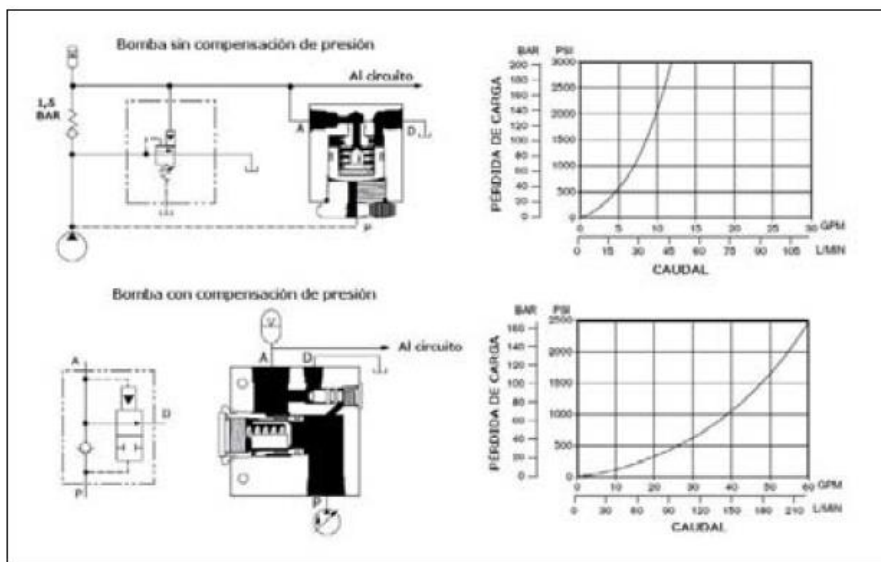


Figura 36. Válvula de descarga.

2.17. FILTROS

El filtrado del líquido hidráulico es muy importante para el mantenimiento correcto de sus funciones y para conseguir la duración dilatada de los elementos de la instalación. Las partículas metálicas desprendidas de tuberías, válvulas y cilindros; los fragmentos de juntas arrancadas por rozamiento, el polvo que invade la instalación hidráulica, forma partículas, más o menos grandes, que han de separarse del aceite por medio de filtros, para preservar la vida de los elementos que constituyen el sistema, especialmente la bomba y las válvulas, que la suciedad produce un gran desgaste en las piezas móviles de la instalación hidráulica.

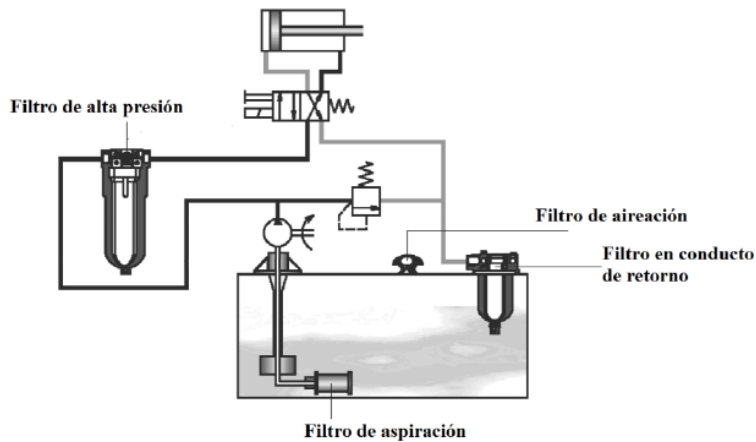


Figura 37. Tipos de filtro de un sistema hidráulico.

En la tabla 4 muestra el funcionamiento de cada tipo de filtros:

Tabla 4. Filtros hidráulicos.

TIPOS DE FILTROS DE ACUERDO A LA UBICACION		
TIPO DE FILTRO	FUNCIONAMIENTO	SÍMBOLO
Filtro de succión	Filtra partículas de mayor tamaño del tanque para evitar daños en la bomba, su mantenimiento debe ser exhaustivo.	
Filtro de presión	Filtra partículas finas para evitar daños en los actuadores, de fácil	

	mantenimiento y desmontaje.	
Filtro de aireación	Permite al fluido estar a presión atmosférica y se le ubica en el tapón de llenado del tanque	
Filtro de retorno	Ubicado en la tapa del tanque, dispone de una válvula antirretorno que se activa cuando el filtro tiene una suciedad determinada.	

Para la selección de los filtros se debe tener en cuenta el grado de filtración, como se observa en la tabla 5.

Tabla 5. Grado de filtración

GRADO RECOMENDADO DE FILTRACIÓN			
DISPOSITIVOS HIDRAULICOS	PRINCIPIO DE FILTRACION	MANTENIMIENTO DEL FILTRO EN EL CIRCUITO	FILTRO NOMINAL μm
Máquina de pistón axial	Filtro de flujo total	Línea de retorno o línea de presión, línea de baja presión	≤ 25
Bomba de engranajes, bomba de pistón, válvulas de presión, válvulas antirretorno, válvulas direccionales, cilindros hidráulicos	Filtro de flujo total	Línea de retorno, línea de entrada	≤ 63

Motores hidráulicos de velocidad media	Filtro de flujo total	Línea de retorno	≤25
--	-----------------------	------------------	-----

Fuente: FESTO hidráulica básica.

2.18. FLUIDO HIDRÁULICO

Fluido hidráulico posee una serie de propiedades de calentamiento, lubricación y en algunas ocasiones la corrosión de los componentes mecánicos, la captación y el desprendimiento de gases y el desvío de impurezas. Su papel es muy importante pudiendo afirmarse que gran parte de los problemas que los circuitos hidráulicos presentan, proceden del uso indebido del fluido hidráulico o del empleo de fluidos que contienen contaminantes.

La velocidad recomendada de los fluidos hidráulicos en los circuitos es:

Tabla 6. Velocidad fluidos hidráulicos en los circuitos

EQUIPOS	VELOCIDAD m/s
Aspiración de bombas	0,6 – 1,2
caudal de impulsión	2 – 5
Caudal de retorno	1,5 – 4
Aplicaciones generales	4

Los límites de viscosidad de los fluidos hidráulicos son:

Tabla 7. Límites de viscosidad de los fluidos hidráulicos en SUS (centistokes). Fuente: Denison Hydraulics

LIMITE	PISTÓN	PALETAS (motor hidráulico)
Máximo en el arranque en frío	7500 (1618)	4000 (862)
Máximo a plena potencia	750 (162)	500 (108)
Óptimo a la temperatura de servicio	140 (30)	140 (30)
Mínimo a plena potencia	60 (10)	60 (10)

El índice de viscosidad, es una medida de los cambios de viscosidad con la temperatura. Un alto índice de viscosidad representa cambios pequeños en la viscosidad cuando la temperatura cambia, mientras que un bajo índice indica grandes cambios en la viscosidad al variar la temperatura. La mayor parte de los fluidos hidráulicos tienen índices de

viscosidad comprendidos entre 90 a 110. Los comprendidos entre 130 a 200 no son casi sensibles a los cambios en la temperatura.

Las normas DIN 51524 y DIN 51525 dividen a los fluidos hidráulicos en tres clases:

- Fluido hidráulico HL. Protege contra la corrosión y el envejecimiento.
- Fluido hidráulico HLP. Aumento de la protección contra el desgaste.
- Fluido hidráulico HV. Mejora las características de temperatura viscosidad.

2.19. CONDUCTO HIDRÁULICO (MANGUERA HIDRÁULICA)

En los sistemas de fluidos de potencia y en otras aplicaciones industriales, donde las líneas de flujo deben prestar servicio cambiante, se usan con frecuencia mangueras flexibles reforzadas. Los materiales con que están hechas incluyen butil, caucho sintético, caucho de silicón, elastómeros termoplásticos y nylon. El refuerzo trenzado está constituido de alambre de acero, kevlar, poliéster y tela. El estándar Internacional SAE 1517, Hydraulic Hose, define varios tipos de tamaños estándar de acuerdo con su clasificación de presión y capacidad de flujo. Los tamaños incluyen diámetros interiores de 3/16, 1/4, 5/16, 3/8, 1/2, 5/8, 3/4, 1, 1 1/4, 1 1/2, 2, 2 1/2, 3, 3 1/2, y 4 pulg. Las clasificaciones de presión varían de 35 psig a más de 10 000 psig (240 kPa a 69 MPa.) con objeto de cubrir tanto las aplicaciones de fluidos de potencia de alta presión y elevadores hidráulicos, como la toma de baja presión y líneas de retorno y aplicaciones de transferencia de fluidos de baja presión.



Figura 38 Fig. 38. Manguera hidráulica.

2.20. MOTORES ELÉCTRICOS

Los motores eléctricos son máquinas rotativas eléctricas, que transforman la energía eléctrica en energía mecánica o viceversa, en donde además, la energía mecánica a través de un generador se transforma en energía eléctrica.

2.21. MOTORES DE CORRIENTE ALTERNA

Son usados principalmente en la industria y el más usado es el motor trifásico asíncrono de jaula de ardilla (fig. 39).



Figura 39. Motores asíncronos de jaula de ardilla

2.20.1. Motores de corriente continúa

Su aplicación es trabajar en operaciones, en las que se necesita precisión en la velocidad o su variación, así como fácil control, monta cargas, grúas, cizalladoras, en la industria del papel y aplicaciones donde se necesite un par constante a velocidades diferentes (fig40).



Figura 40. Motor eléctrico de corriente continua.

2.22. INTERRUPTOR

El sistema eléctrico, es el encargado de controlar el flujo de la corriente de la fuente al motor que funciona con electricidad. Lo provee un dispositivo que sea capaz de abrir el circuito con indicación visual de ON – OFF (fig. 42). El propósito es garantizar la apertura del circuito ramal con seguridad, para proteger a los usuarios y operadores.

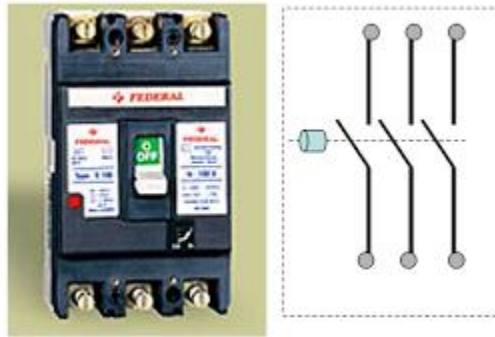


Figura 41. Interruptor magnético.

2.23. CONTACTOR.

Un contactor (fig. 43) es un componente electromecánico que tiene por objetivo establecer o interrumpir el paso de corriente, ya sea en el circuito de potencia o en el circuito de mando, tan pronto se de tensión a la bobina. Un contactor es un dispositivo con capacidad de cortar la corriente eléctrica de un receptor o instalación, con la posibilidad de ser accionado a distancia, que tiene dos posiciones de funcionamiento: una estable o de reposo, cuando no recibe acción alguna por parte del circuito de mando, y otra inestable, cuando actúa dicha acción.



Figura 42. Contactor electromecánico.

2.24. PROTECTORES DE SOBRE CARGA

Se utilizan para proteger al motor de una sobre carga, esta sobrecarga puede forzar el motor a trabajos que no son de su potencia, una caída de voltaje, un falso contacto en las terminales del motor, una mala operación de la maquinaria, etc.

Se utilizan las protecciones para proteger al motor eléctrico y al personal de operación (fig. 44.)



Figura. 43. Protector de sobre carga (guarda motor).

CAPITULO III. DESCRIPCIÓN DE LAS ACTIVIDADES

3.1. SELECCIÓN DEL LUGAR.

Como principio de elegirá un lugar adecuado para la futura construcción del sistema de potencia.



Figura 44. Parte del área de taller de mantenimiento en ALZ.

Este lugar fue elegido como el adecuado ya que esta parte es exclusivamente para mantenimiento.

3.2. SELECCIÓN DEL DISEÑO DE LA PLATAFORMA

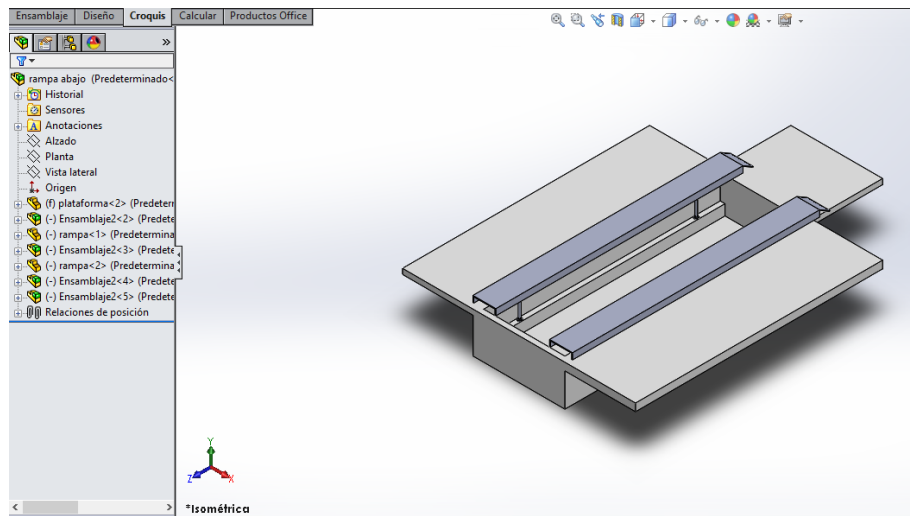


Figura 45. Propuesta de plataforma. Se observa la plataforma en la posición inicial.

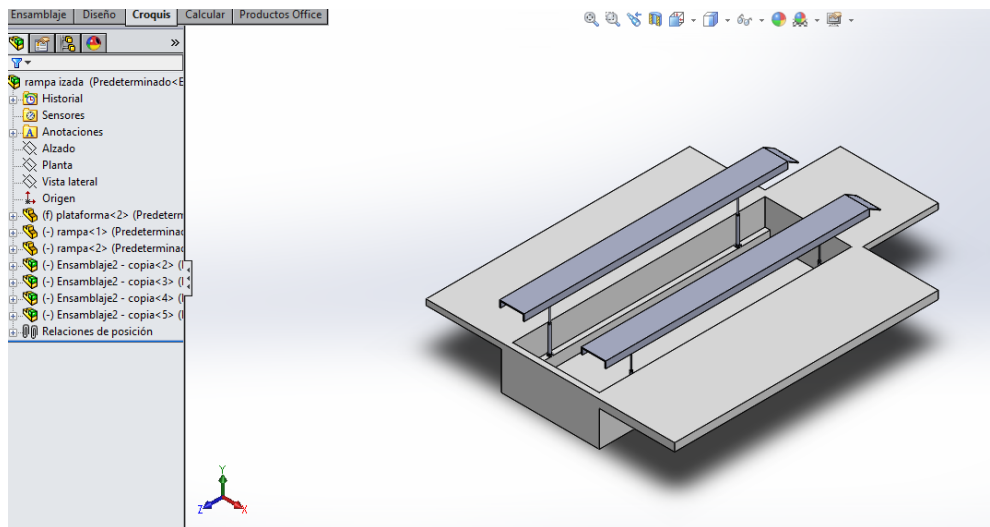


Figura 46. Plataforma en posición 2.

3.3. INSPECCIÓN DEL VEHÍCULO.

El vehículo fue llevado a una báscula para saber el peso neto, el peso neto total fue de 10 toneladas.



Figura. 47. Camión volteo 14 m³ vista lateral derecha, dimensión defensa a defensa 6.8 metros.



Figura. 48. Vista frontal de volteo de 14 m³ 2.4 m.

3.4. CALCULO DEL SISTEMA DE POTENCIA

3.4.1. Selección de bomba hidráulica

En el área de mantenimiento existe en inventario una bomba de desplazamiento positivo sin uso alguno, se decidió realizar el diseño con referencia a esta.



Figura 49. Bomba de desplazamiento positivo

Se procedió a buscar el data sheet de la misma con el modelo de la bomba G102.



[Haga clic para ampliar la imagen](#)

Multiple mounting types; Speeds to 2400 rpm; Pressures to 2500 psi; Output flows to 9.5, 21 & 29 gpm @ 1800 rpm; 2- or 3-line installations; Air remote operators; All units supplied w/ factory-set 2000 psi (137 bar) relief valves.

N.º DE PIEZA:	3089310070
DESPLAZAMIENTO:	1.97 cu. in. / 32.3 cc
CLASIFICACIÓN DE PRESIÓN (PSI):	2000 PSI
CONFIGURACIÓN:	4 BOLT SQUARE, SAE B / ANSI 101-4
ROTACIÓN:	CCW

[Restablecer Atributos](#)

[PUNTOS DE VENTA](#)

Figura 50. Datos de la bomba hidráulica.

Model Number	Displ. (in ³ /rev)			Maximum PSI	US gpm @ 1800 rpm			Maximum Speed
	1.0	1.5	2.0		1.0	1.5	2.0	
G101	1.97	2.96	3.94	2500	9.5	21	29	2400 rpm
G102	1.97	2.96	3.94	2500	9.5	21	29	2400 rpm

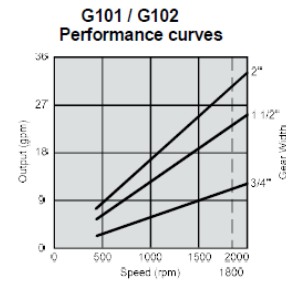


Figura 51. Datos técnicos de la bomba G102

Entonces obtenemos los datos necesarios:

Presión de trabajo (psi): 2000

Volumen desplazado (in^3/rev): 1.97

Revoluciones por minuto (rpm): 1800

Galones por minuto (Gpm): 9.5

Litros por minuto (l/m): 35.9614

3.4.2. Cálculo del cilindro hidráulico

Con los datos que ya se tienen de la bomba y el peso del camión se procede a calcular el cilindro hidráulico de doble efecto.

Sabemos que el camión pesa 10 toneladas, este peso se divide entre los 4 cilindros que tendrá el sistema de potencia.

$$\frac{10 \text{ ton}}{4 \text{ cil.}} = \frac{2.5 \text{ ton}}{\text{cil}}$$

Se calcula el diámetro del embolo (camisa) del cilindro:

Datos:

$$F = 2.5 \text{ ton} = 2500 \text{ kg}$$

$$L = 0.7 \text{ m}$$

$$P = 13.78951 \text{ mpa}$$

$$2,500 \text{ kg} (9.81 \text{ m/s}^2) = 24,525 \text{ N}$$

$$F = P * A$$

$$F = P * \frac{\pi D^2}{4}$$

Despejando a D se tiene que:

$$D = \sqrt{\frac{4 F}{p * \pi * 0.9}}$$

Tomando en cuenta el rozamiento entre el pistón y la camisa = 0.9

$$D = \sqrt{\frac{4 (24525)}{(13.78951 \times 10^6) * \pi * 0.9}}$$

$$D = 50.15 \text{ mm}$$

$$D \approx 50 \text{ mm}$$

Calculando el diámetro del vástago

$$Le = 0.5 L \quad FS=3$$

$$Le = 0.5 * 0.7$$

$$Le = 0.350 \text{ m}$$

$$Fp = \frac{\pi^2 E I}{Le^2}$$

$$I = \frac{Fp Le^2}{\pi^2 E}$$

$$Fp = F * Fs$$

$$\text{Factor de seguridad} = 3$$

$$Fp = 24,525 \text{ N} * 3$$

$$Fp = 73,575 \text{ N}$$

El acero con el que está hecho el vástago es acero AISI 1045, entonces:

$$E = 210 \text{ Gpa}$$

$$I = \frac{73575 * (0.350)^2}{\pi^2 * 210 \times 10^9}$$

$$I = 4.34858 \times 10^{-9} \text{ m}^4$$

La inercia de un cuerpo cilíndrico es:

$$I = \frac{\pi d^4}{64}$$

Despejando a d se tiene que:

$$d = \sqrt[4]{\frac{64 * I}{\pi}}$$

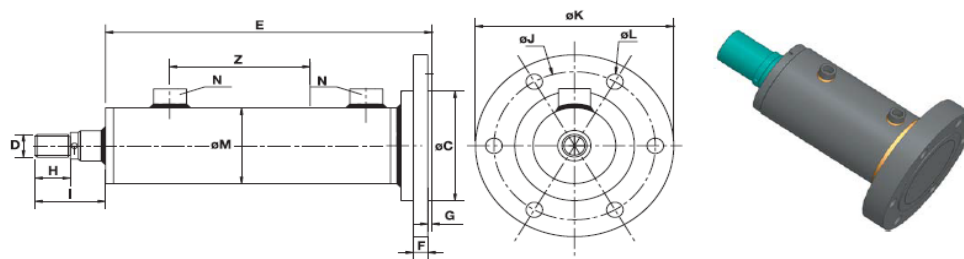
$$d = \sqrt[4]{\frac{64 * 4.34858 * 10^{-9}}{\pi}}$$

$$d = 17.2522 \text{ mm}$$

$$d \approx 18 \text{ mm}$$

Características del cilindro hidráulico.

Se selecciona un cilindro que se asemejen a las características calculada.



REF.	Ø VAST. ROD	Ø PISTÓN	Z CARRERA STROKE	E	C	D	F	G	H	I	J	K	L	M	N BSP
8100/Z	20	32	50 - 2000	125 + Z	52	M14x1,5	15	2	18	35	67	80	7	42	1/4
8101/Z	22	40	50 - 2000	130 + Z	60	M16x1,5	15	2	22	40	82	100	9	50	3/8
8102/Z	25														
8103/Z	28	50	50 - 2000	139 + Z	75	M20x1,5	18	2	28	48	103	125	11	60	3/8
8104/Z	25														
8105/Z	28														
8106/Z	30														
8107/Z	36	60	50 - 2000	149 + Z	90	M27x2	20	2	36	58	120	145	13	70	3/8
8108/Z	30														
8109/Z	35														
8110/Z	40	63	50 - 2000	149 + Z	90	M27x2	20	2	36	58	120	145	13	75	3/8
8111/Z	36														
8112/Z	40														
8113/Z	45														

Figura 52. Selección del cilindro mediante catálogo.

Tabla 8. Característica del cilindro.

DATOS DEL PISTON		
	DIAMETRO DEL EMBOLO	DIAMETRO DEL VASTAGO
CALCULADO	50.15 mm	17.2522 mm

CATALOGO	50 mm	25 mm
----------	-------	-------

Calculo del área del pistón

$$A_p = \frac{\pi * D^2}{4}$$

$$A_p = \frac{\pi * (50 \times 10^{-3} m)^2}{4}$$

$$A_p = 0.001935 m^2$$

$$A_{anular} = \frac{\pi * (D^2 - d^2)}{4}$$

$$A_{anular} = \frac{\pi * ((50 \times 10^{-3} m)^2 - (25 \times 10^{-3} m)^2)}{4}$$

$$A_{anular} = 0.001472 m^2$$

Presión del embolo

$$P_c = \frac{F}{A}$$

$$P_c = \frac{24,525 N}{0.001935 m^2}$$

$$P_c = 12.6744 \text{ mpa}$$

$$P_c = 126.744 \text{ bar}$$

Velocidad de avance.

$$V_a = \frac{Q}{A_p}$$

$$Q = 9.5 \text{ Gpm}$$

$$Q = 9.5 \text{ Gpm} \left(\frac{0.00378541 m^3}{1G} \right) \frac{1m}{60s}$$

$$Q = 0.000599357 m^3/s$$

$$V_a = \frac{0.000599357 \text{ m}^3/\text{s}}{0.001935 \text{ m}^2}$$

$$V_a = 0.30974 \text{ m/s}$$

Velocidad de retroceso.

$$V_r = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot (D^2 - d^2)}$$

$$V_r = \frac{4 \cdot 0.000599357 \text{ m}^3/\text{s}}{\pi \cdot ((50 \times 10^{-3} \text{ m})^2 - (25 \times 10^{-3} \text{ m})^2)}$$

$$V_r = 0.407 \text{ m/s}$$

Fuerza de avance del cilindro.

$$F_a = p \cdot A_p$$

$$F_a = 13.78951 \times 10^6 \text{ pa} \cdot 0.001935 \text{ m}^2$$

$$F_a = 26.6827 \text{ KN}$$

Fuerza de retroceso del cilindro.

$$F_r = 0.785 \cdot p_t \cdot (\pi \cdot (D_p^2 - d_v^2))$$

$$F_r = 0.785 \cdot 13.78951 \times 10^6 \text{ pa} \cdot (\pi \cdot ((50 \times 10^{-3} \text{ m})^2 - (25 \times 10^{-3} \text{ m})^2))$$

$$F_r = 20.2964 \text{ KN}$$

Caudal del cilindro a la entrada.

$$Q_c = V_a \cdot A_p$$

$$Q_c = 0.30974 \text{ m/s} \cdot 0.001935 \text{ m}^2$$

$$Q_c = 0.000599347 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_c = 35.96082 \text{ l/m}$$

Caudal del cilindro a la salida.

$$Q_a = V_r \cdot A_{\text{anular}}$$

$$Q_a = 0.407 \text{ m/s} \cdot 0.001472 \text{ m}^2$$

$$Q_a = 0.000599104 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_a = 35.94624 \text{ l/m}$$

3.4.3. Calculo de tuberías.

Calculo de tubería de alta presión (impulsión) tomando en cuenta la tabla 6 se tiene que

$$Q = V * A$$

$$Q = V * \frac{\pi d^2}{4}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 * Q}{V * \pi}}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 * 0.000599347 \text{ m}^3/\text{s}}{5 \frac{\text{m}}{\text{s}} * \pi}}$$

$$d = 12.35 \text{ mm}$$

Calculo de la tubería de retorno tomando en cuenta la tabla 6 se tiene que:

$$Q = V * A$$

$$Q = V * \frac{\pi d^2}{4}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 * Q}{V * \pi}}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 * 0.000599104 \text{ m}^3/\text{s}}{4 \frac{\text{m}}{\text{s}} * \pi}}$$

$$d = 13.8124 \text{ mm}$$

Se selecciona la manguera de impulsión y retorno que se acerca a los cálculos realizados.

Alta Presión Manguera M2T® Megaflex® 2 Trenzas de Alambre —SAE 100R16

Cumple con la Norma U.S. MSHA2G, de Aceptación de Resistencia a la Flama

Recomendada para: Aplicaciones en líneas hidráulicas de aceite de alta presión. Cumple con los requerimientos de especificaciones y funcionamiento de las normas SAE 100R16 y EN 857 2SC. La manguera M2T tienen dimensiones exteriores menores y un radio de curvatura más cerrado.

Tubo: Negro, resistente al aceite, hule sintético (Nitrilo – Tipo C)*

Refuerzo: Dos trenzas de alambre de acero de alta tensión.

Cubierta: Negra, resistente al aceite, al medio ambiente y a la abrasión. Hule sintético (Nitrilo modificado)* Doble raya verde con impresión blanca. Disponible en cubierta MegaTuff

Rango de Temperatura: -40°C a +100°C (-40°F a 212°F) Para emulsiones de agua, etc., véase a la página 57

Conexiones: (véase los manuales de crimpar para casos particulares) Conexiones MegaCrimp páginas 189-221. Conexiones Permanentes PC de Acero Inoxidable páginas 222-223



ESPECIFICACIONES									
Descripción	No. Parte Longitud 50'	No. Parte Carrete	No. Producto Carrete	Mang. D.I. (Pulg.)	Mang. D.E. (Pulg.)	Presión Trabajo (psi)	Presión Min. Ruptura (psi)	Radio Min. de Curvatura (Pulg.)	Longitud Carrete (Pies)
4M2T	85600	70390	4657-1552	1/4	.54	5,000	20,000	2.0	550
6M2T	85601	70391	4657-1555	3/8	.69	4,000	16,000	2.5	385
M2T	85602	70392	4657-1559	1/2	.81	3,500	14,000	3.5	330
10M2T	85603	70393	4657-1563	5/8	.95	2,750	11,000	4.0	220
12M2T	85604	70394	4657-1567	3/4	1.10	2,250	9,000	4.8	220
16M2T	85605	70395	4657-1571	1	1.38	2,000	8,000	6.0	165

ESPECIFICACIONES DE CUBIERTA MEGATUFF®									
<i>Maneras Meqa Tuff soportan hasta 300 veces más abrasión que la manguera estándar durante pruebas de manguera contra manguera y manguera contra metal por ISO 6945.</i>									
Descripción	No. Parte Longitud 50'	No. Parte Carrete	No. Producto Carrete	Mang. D.I. (Pulg.)	Mang. D.E. (Pulg.)	Presión Trabajo (psi)	Presión Min. Ruptura (psi)	Radio Min. de Curvatura (Pulg.)	Longitud Carrete (Pies)
4M2T-MTF	85534	70387	4657-0222	1/4	.54	5,000	20,000	2.0	350
6M2T-MTF	85535	70388	4657-1478	3/8	.69	4,000	16,000	2.5	330
8M2T-MTF	85536	70389	4657-0224	1/2	.81	3,500	14,000	3.5	330
10M2T-MTF	85537	70407	4657-0225	5/8	.95	2,750	11,000	4.0	220
12M2T-MTF	85538	70408	4657-0226	3/4	1.10	2,250	9,000	4.8	220
16M2T-MTF	85539	70409	4657-0227	1	1.38	2,000	8,000	6.0	165

Figura 53. Manguera para impulsión.

$$0.5 \text{ in} = 0.0127 \text{ m}$$

Calculo de la tubería de aspiración tomando en cuenta la tabla 6 se tiene que:

$$Q = V \cdot A$$

$$Q = V * \frac{\pi d^2}{4}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{V * \pi}}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.000599357 \text{ m}^3/\text{s}}{1.2 \frac{\text{m}}{\text{s}} * \pi}}$$

$$d = 25.2177 \text{ mm}$$


$$d \approx 1 \text{ in}$$

3165-16X2.0	16.0 mm	2.0 mm	352 bar	69.10 kg/100m 0.69 kg/m
3165-16X2.5	16.0 mm	2.5 mm	440 bar	84.50 kg/100m 0.85 kg/m
3165-16X3.0	16.0 mm	3.0 mm	N/A	N/A
3165-18X1.5	18.0 mm	1.5 mm	235 bar	61.00 kg/100m 0.61 kg/m
3165-18X2.0	18.0 mm	2.0 mm	313 bar	78.90 kg/100m 0.79 kg/m
3165-18X2.5	18.0 mm	2.5 mm	333 bar	96.70 kg/100m 0.97 kg/m
3165-20X2.0	20.0 mm	2.0 mm	282 bar	88.80 kg/100m 0.89 kg/m
3165-20X2.5	20.0 mm	2.5 mm	352 bar	107.90 kg/100m 1.08 kg/m
3165-20X3.0	20.0 mm	3.0 mm	N/A	N/A
3165-22X1.5	22.0 mm	1.5 mm	192 bar	75.80 kg/100m 0.76 kg/m
3165-22X2.0	22.0 mm	2.0 mm	256 bar	98.60 kg/100m 0.98 kg/m
3165-22X2.5	22.0 mm	2.5 mm	N/A	N/A
3165-25X2.0	25.0 mm	2.0 mm	235 bar	115.20 kg/100m 1.15 kg/m
3165-25X2.5	25.0 mm	2.5 mm	282 bar	138.70 kg/100m 1.39 kg/m
3165-25X3.0	25.0 mm	3.0 mm	338 bar	163.00 kg/100m 1.63 kg/m
3165-28X2.0	28.0 mm	2.0 mm	201 bar	128.20 kg/100m 1.28 kg/m
3165-28X2.5	28.0 mm	2.5 mm	263 bar	159.40 kg/100m 1.59 kg/m
3165-28X3.0	28.0 mm	3.0 mm	302 bar	185.00 kg/100m 1.85 kg/m

Figura 54. Selección de tubo de aspiración.

3.4.4. Selección de la válvula distribuidora 4/3.

Válvula distribuidora paso nominal 6 presión máx. de servicio 315 bar



Características generales

Tipo de construcción: Válvula distribuidora de corredera de efecto directo

Accionamiento: Electroimán de corriente continua, conmutación en baño de aceite, con mando de emergencia

Medidas de conexión: Disposición de los orificios según DIN 24340 forma A, CETOP 4.2-4.3, ISO 4401

Conexión: Placa de montaje

Estanqueidad: 4 arandelas junta 9,8x12,8x1,8 NBR
Referencia 3002-068 (forman parte del suministro)

Fijación: 4 tornillos allen M 5x50 -10,9 DIN EN ISO 4762
Referencia 3300-466

Par de apriete: 8,1 Nm

Posición de montaje: cualquiera

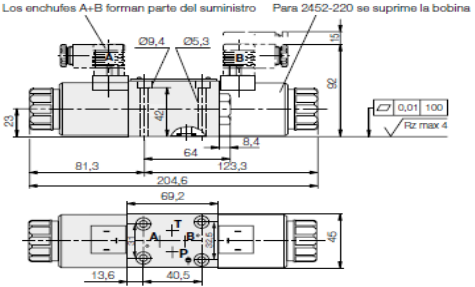
Hydraulische Kenngrößen

Fluido: Aceite hidráulico según

Válvula distribuidora 4/2 y 4/3 con 2 imanes

Los enchufes A+B forman parte del suministro Para 2452-220 se suprime la bobina

Bobinas orientables a 90°



Accesorio:
Enchufe A (gris) **Referencia 3141-573**
Enchufe B (negro) **Referencia 3141-574**
Enchufe luminoso antiparasitario **Referencia 3141-477**

Denominación	Símbolo N°	Símbolo	Peso [kg]	Referencia
Válvula distribuidora 4/2	C		1,2	2452-220
Válvula distribuidora 4/2	C		1,4	2459-220
Válvula distribuidora 4/3	E		1,4	2453-220
Válvula distribuidora 4/3	G		1,4	2455-220
Válvula distribuidora 4/3	J		1,4	2457-220
Válvula distribuidora 4/3	H		1,4	2458-220

Figura 55. Válvula 4/3.

3.4.5. Perdidas de carga.

Velocidad en la tubería de presión.

$$Q = v * A$$

$$Q = v * \frac{\pi * d^2}{4}$$

$$v = \frac{4 * Q}{\pi d^2}$$

$$v = \frac{4 * 0.000599347 \text{ m}^3/\text{s}}{\pi (0.0127\text{m})^2}$$

$$v = 4.7313 \text{ m/s}$$

Velocidad en tubería de retorno.

$$Q = v * A$$

$$Q = v * \frac{\pi * d^2}{4}$$

$$v = \frac{4 * Q}{\pi d^2}$$

$$v = \frac{4 * 0.000599104 \text{ m}^3/\text{s}}{\pi (0.0127\text{m})^2}$$

$$v = 4.7293 \text{ m/s}$$

Velocidad en tubería de aspiración.

$$Q = v * A$$

$$Q = v * \frac{\pi * d^2}{4}$$

$$v = \frac{4 * 0.000599357 \text{ m}^3/\text{s}}{\pi (0.0254\text{m})^2}$$

$$v = 1.18285 \text{ m/s}$$

Calculo de Reynolds de la bomba hasta el cilindro.

$$Re = \frac{v * d}{u}$$

$$Re = \frac{4.7313 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0.0127\text{m}}{6.87 * 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}}$$

$$Re = 874.636$$

Calculo de Reynolds de la salida del cilindro al depósito.

$$Re = \frac{v*d}{u}$$

$$Re = \frac{4.7293 \frac{m}{s} * 0.0127 m}{6.87 \times 10^{-5} \frac{m^2}{s}}$$

$$Re = 874.267$$

Calculo de coeficiente de fricción, como en ambos casos el Reynolds fue $Re < 2000$ se dice que es un flujo laminar, entonces:

$$f = \frac{64}{Re}$$

Coeficiente de fricción de la bomba a la entrada del cilindro.

$$f = \frac{64}{874.636}$$

$$f = 73.1733 \times 10^{-3}$$

Coeficiente de fricción de la salida del cilindro al depósito.

$$f = \frac{64}{874.267}$$

$$f = 73.2042 \times 10^{-3}$$

Perdidas de carga por metro de tubería.

Para la entrada.

$$\Delta P_{entrada} = f * \frac{1}{d} * \rho * \frac{v^2}{2}$$

$$\Delta P_{entrada} = 73.1733 \times 10^{-3} * \frac{1}{0.0127} * 869 \frac{kg}{m^3} * \frac{(4.7313 \frac{m}{s})^2}{2}$$

$$\Delta P_{entrada} = 56.040 \times 10^3 \frac{pa}{m}$$

$$\Delta P_{entrada} = 0.560402 \frac{bar}{m} * 14m$$

$$\Delta P_{entrada} = 7.8456 \text{ bar}$$

Para la salida.

$$\Delta P_{salida} = f * \frac{1}{d} * \varphi * \frac{v^2}{2}$$

$$\Delta P_{salida} = 73.2042 \times 10^{-3} * \frac{1}{0.0127} * 869 \frac{kg}{m^3} * \frac{(4.7293 m/s)^2}{2}$$



$$\Delta P_{salida} = 56.0165 \times 10^3 \frac{pa}{m}$$

$$\Delta P_{salida} = 0.560165 \text{ bar} * 14m$$

$$\Delta P_{salida} = 7.84231 \text{ bar}$$

3.4.6. Perdidas de carga en la válvula distribuidora.

Perdida de P-AB = 3 bar. Ver figura 56.

Símbolo N°					PT
	PA	BT	PB	AT	
Curva N°	1	1	3	1	—
C	1	1	1	3	—
E	3	1	3	1	—
G	6	9	6	9	8
J	1	1	1	2	—
H	2	2	4	2	9

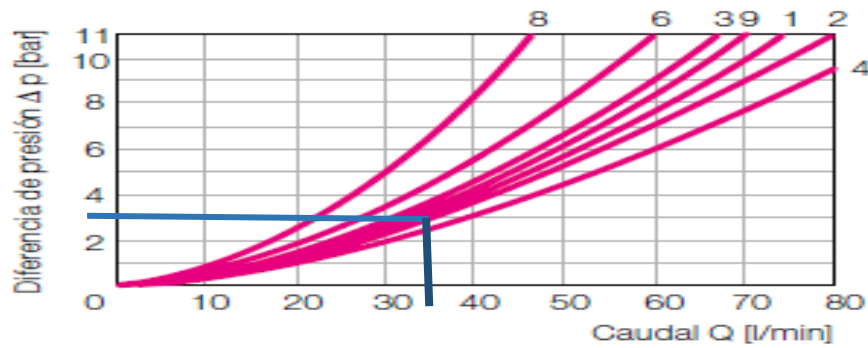





Figura 56. Curvas características de la válvula 4/3 caudal/presión, P-AB.

Perdida de T-AB = 3 bar. Ver figura 57.

Símbolo N°					
	PA	BT	PB	AT	PT
Curva N°					
C	1	1	1	3	—
E	3	1	3	1	—
G	6	9	6	9	8
J	1	1	1	2	—
H	2	2	4	2	9

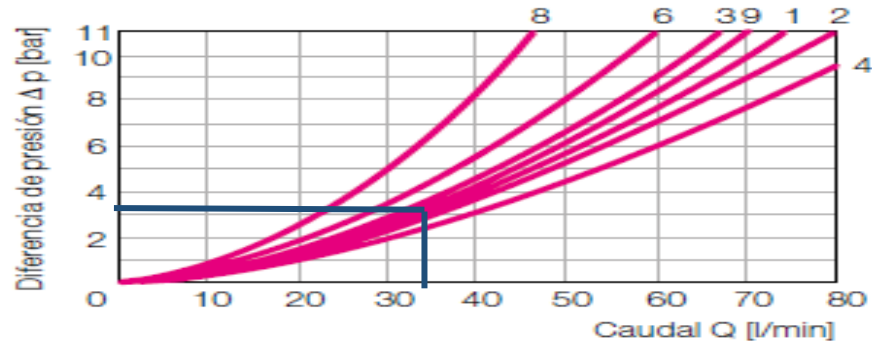


Figura 57. Curvas características de la válvula 4/3 caudal/presión T-AB.

Presión total existente en el sistema.

Tabla 9. Presión total requerida.

Presión en el cilindro para vencer el peso	126.744 bar
Perdida en la tubería de la bomba al cilindro	7.8456 bar
Perdida en la tubería del cilindro al deposito	7.84231 bar
Perdida en válvula hacia el cilindro	3 bar
Perdida en válvula del cilindro a deposito	3 bar
Pedida en filtro	0.3 bar
Presión necesaria en el sistema	148.75 bar

Se observa que la bomba puede solventar el sistema.

Calculo del depósito de aceite.

$$V = 4 * Q$$

$$V = 4 * 0.00378541$$

$$V = 143.84 \text{ l}$$

$$V = 0.143842 \text{ m}^3$$

3.4.7. Selección de la válvula de seguridad.

$$p = p(\text{sistema}) + (0.05 * p(\text{sistema}))$$

$$p = 148.75 \text{ bar} + (0.05 * 148.75 \text{ bar})$$

$$p = 156.188 \text{ bar}$$

Tabla 1 Modelo básico, tamaño y margen de presión

Modelo básico y tamaño	Caudal $Q_{máx}$ (l/min)	Rango de presión entre ... y (bar)				Descripción
		B	C	E	F	
CMV 1	20	100 ... 500	60 ... 315	30 ... 160	15 ... 80	Válvula limitadora de presión
CMV 2	40					
CMV 3	60					
CSV 2	40	100 ... 500	60 ... 315	30 ... 160	15 ... 80	Válvula de secuencia
CSV 3	60					
CMVZ 2	40	100 ... 500	60 ... 315	30 ... 160	15 ... 80	Válvulas secundarias
CSVZ 2						

Tabla 2 Regulación

Figura 58. Elección de Válvula de seguridad.

3.4.8. Selección del manómetro.

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

Rango de Presión	
Bar	PSI
0-1	0-15
0-2	0-30
0-4	0-60
0-7	0-100
0-10	0-150
0-14	0-200
0-20	0-300
0-40	0-600
0-70	0-1000
0-100	0-1500
0-140	0-2000

Figura. 59. Presiones de manómetros.

3.4.9. Selección de motor eléctrico.

$$P_{oth} = \frac{p * Q}{60}$$

Donde:

Poth: potencia hidráulica demandada.

p: presión de trabajo.

Q: caudal.

$$Poth = \frac{(14875000 \text{ pa}) * 0.00378541 \text{ m}^3}{60}$$

$$Poth = 938.466 \text{ W}$$

Potencia requerida.

$$Pot = \frac{Poth}{\eta \text{ motor}}$$

$$Pot = \frac{938.466 \text{ W}}{0.84}$$

$$Pot = 1117.2214 \text{ W} \left(\frac{1 \text{ hp}}{745.6 \text{ w}} \right)$$

$$Pot = 1.498 \text{ hp}$$

Se necesita un motor por lo menos de 1.498 hp para accionar la bomba hidráulica.

Selección de motor eléctrico de catálogo siemens.

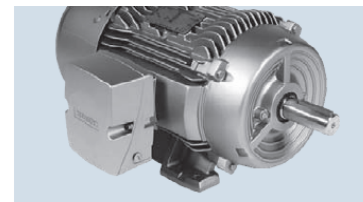


Tabla de selección								
Potencia en HP	RPM	Voltaje	Armazón	GP10 Uso General Catálogo Spiridon	Corriente Nominal A	Eficiencia Nominal %	Peso Kg	
0.5	900	208-230/460	143T	A7B10001006610	1,3	72,0	24	
	0.75	1800	208-230/460	143T	A7B10001006612	1,1	82,5	24
		1200	208-230/460	143T	A7B10001006611	1,2	80,0	24
1	900	208-230/460	145T	A7B10001006614	2,1	72,0	24	
	3600	208-230/460	143T	A7B10001006536	1,4	80,0	23	
	1800	208-230/460	143T	A7B10001006539	1,5	82,5	24	
	1200	208-230/460	145T	A7B10001006542	1,6	80,0	24	
1.5	900	208-230/460	182T	A7B10001006605	2,1	81,5	39	
	3600	208-230/460	143T	A7B10001006537	2,0	82,5	24	
	1800	208-230/460	145T	A7B10001006540	2,2	84,0	26	
	1200	208-230/460	182T	A7B10001006547	2,4	85,5	38	
	900	208-230/460	184T	A7B10001006617	3,0	82,5	45	
2	3600	208-230/460	145T	A7B10001006538	2,6	84,0	24	
	1800	208-230/460	145T	A7B10001006541	3,0	84,0	27	
	1200	208-230/460	184T	A7B10001006548	3,1	86,5	43	
	900	208-230/460	213T	A7B10001006606	3,3	84,0	56	
3	3600	208-230/460	182T	A7B10001006543	3,7	85,5	39	
	1800	208-230/460	182T	A7B10001006545	4,0	87,5	40	

Figura 60. Catálogo de motores eléctricos.

3.5. ELABORACIÓN DE LA LOGÍSTICA DE LOS RECURSOS MATERIALES Y ECONÓMICOS DEL PROYECTO.

Tabla 10. Costo de materiales eléctricos.

CANTIDAD	ELEMENTO	ESPECIFICACION	COST. UNIT.	COST. TOTAL
6 m	Cable	Cable de uso rudo 3x12 x AWG.	\$ 51.27	\$ 307.62
6 m	Cable	Cable de uso rudo 2x18 ARGOS.	\$ 9.70	\$ 58.20
12 m	Cable	Cable calibre 14.	\$ 9.00	\$ 108.00
7 pza	Botón pulsador	5A, 250VAC, 24VDC.	\$120.00	\$ 840.00
7 pza	Relevador	Relevador de estado sólido 3tk2804-0ac2.	\$ 750.00	\$ 5,250.00
2 pza	Limit swich	Honeywell Bz-2rw80-a2 Limit Switch.	\$ 250.00	\$ 500.00
1 pza	Motor eléctrico.	Motor eléctrico siemens 1.5 hp, 1800 rpm, 208-230/460 v.	\$ 1625.00	\$ 1625.00
1 pza	Contactador.	Contactador 220v	\$ 650.00	\$ 650.00
1 pza	Rele térmico.	Relé térmico 220v	\$ 1200.00	\$ 1200.00
TOTAL				\$ 10,538.82

Tabla 11. Costo de material hidráulico.

CANTIDAD	ELEMENTO	ESPECIFICACION	COST. UNIT.	COST. TOTAL
4 pza	Cilindro hidráulico.	D= 50mm, d= 25mm, carrera 0.7m, N PT 3/8.	\$ 5,391.10	\$ 21,564.00
30 m	Manguera hidráulica.	Manguera de alta presión (2900 psi) D=1/5".	\$ 508.27	\$ 7,624.05

10 pza	Conector para manguera hidráulica.	Conector 90° ½”.	\$ 762.00	\$ 7,620.00
10 pza	Conector recto.	Conector recto de ½”.	\$ 237.80	\$ 2,378.00
1 pza	Válvula de control de flujo.	Válvula de Control de Flujo, Tipo Ajustable.	\$ 5,298.00	\$ 5,298.00
1 pza	Valvula de alivio.	Válvula de Liberación, Tipo Ajustable, Ancho ½”, presión (psi) 1000 a 2500, Flujo Máximo (GPM) 16, Flujo Máximo 16 GPM.	\$ 2,105.40	\$ 2,105.40
200 L	Aceite hidráulico.	Aceite hidráulico iso 68 chevron.	\$ 43.41	\$ 8,682.91
1 pza	Válvula direccional.	Válvula direccional 4/3 vías.	\$ 6,371.30	\$ 6,371.30
1 pza.	Deposito hidráulico.	Deposito hidráulico cap. 200l.	\$ 9,450.99	\$ 9,450.99
TOTAL				\$ 71,094.65

Tabla 12. Costo total.

DENOMINACIÓN.	COSTO.
Costo de material eléctrico.	\$ 10,538.82
Costo de material hidráulico.	\$ 71,094.65
Costo total.	\$ 81,633.47

CAPITULO IV. SIMULACIÓN Y RESULTADOS.

4.1. CREANDO DEL SISTEMA DE POTENCIA EN AUTOMATION STUDIO 5.0.

Para realizar la simulación del sistema se usara el programa Automation Studio 5.0; Se tomara cada elemento de los sistemas con las características antes calculadas.

4.1.1. Selección y caracterización de bomba hidráulica.

Seleccionamos la bomba hidráulica con las siguientes características:

Tabla 13. Características de la bomba.

Presión de trabajo	2000 psi
Volumen desplazado (in^3/rev)	1.97
Revoluciones por minuto (rpm)	1800

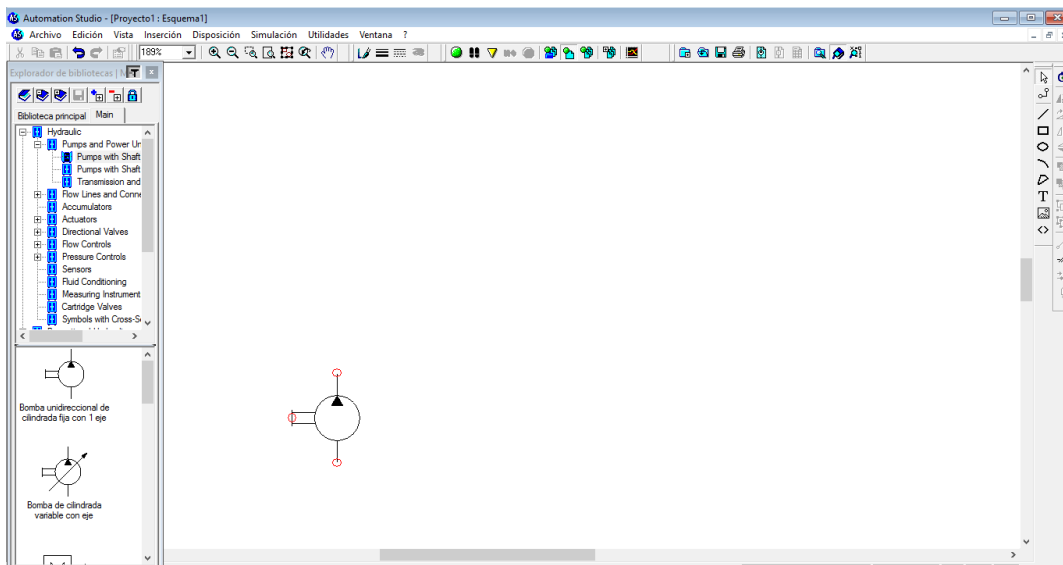


Figura 61. Bomba unidireccional con eje.

Se caracteriza la bomba.

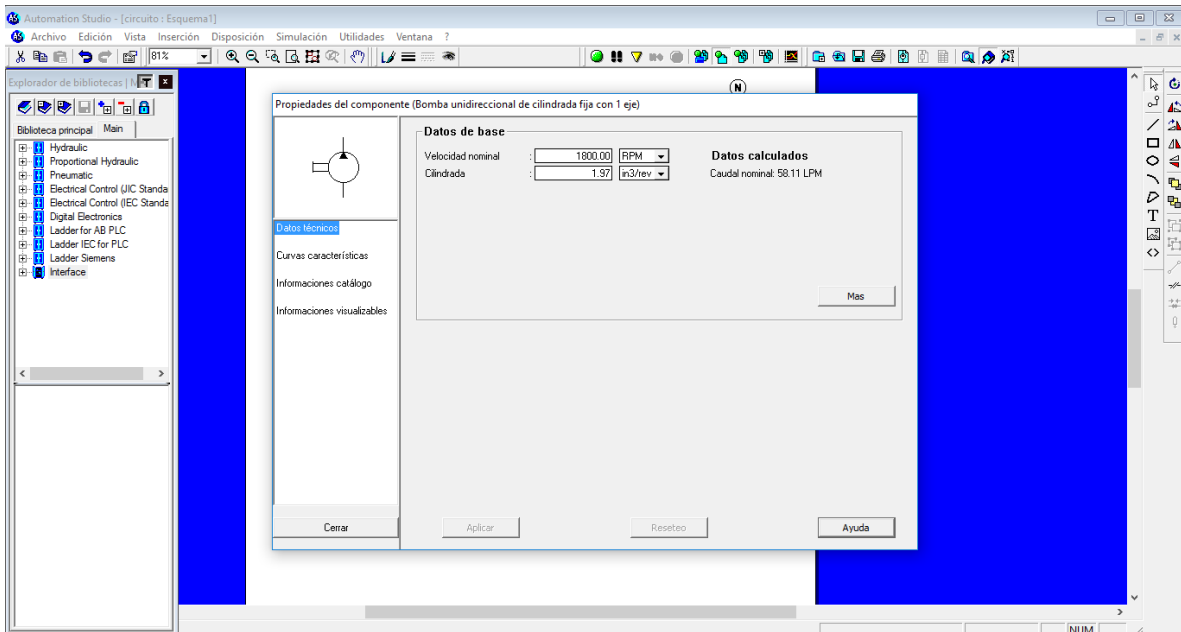


Figura 62. Caracterización de la bomba hidráulica.

4.1.2. Selección de motor eléctrico.

El programa solo necesita las rpm.

Rpm: 1800

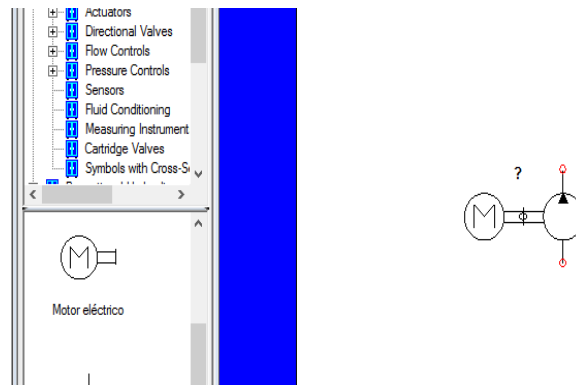


Figura 63. Motor eléctrico con un eje acoplado con la bomba.

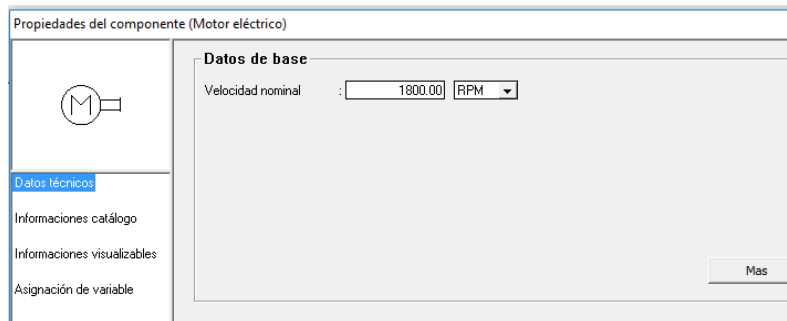


Figura 64. Caracterización del motor eléctrico.

4.1.3. Selección de válvula direccional.

Selección de la válvula direccional 4/3, accionamiento con solenoide y regreso por resorte.

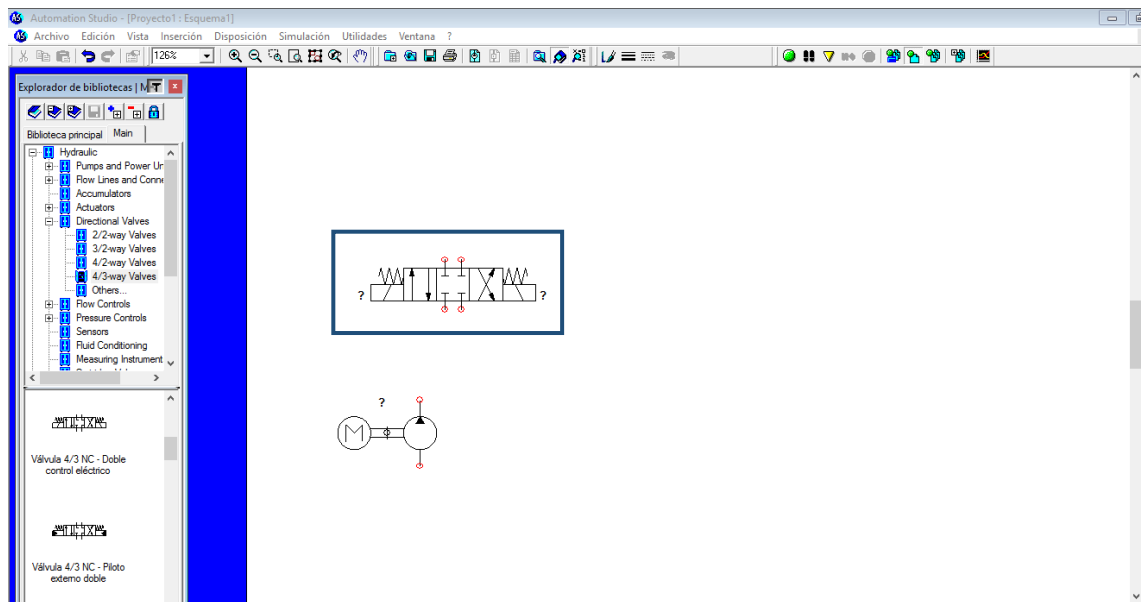


Figura 65. Válvula 4/3 vías.

4.1.4. Caracterización de cilindros hidráulicos.

Tabla 14. Selección de los cilindros hidráulicos doble efecto.

Diámetro del embolo.	50 mm
Diámetro del vástago.	25 mm
Carrera.	0.7 m
Carga exterior.	2500 kg
Fuerza de avance o empuje.	26.6827 KN
Fuerza de retroceso.	20.2964 KN

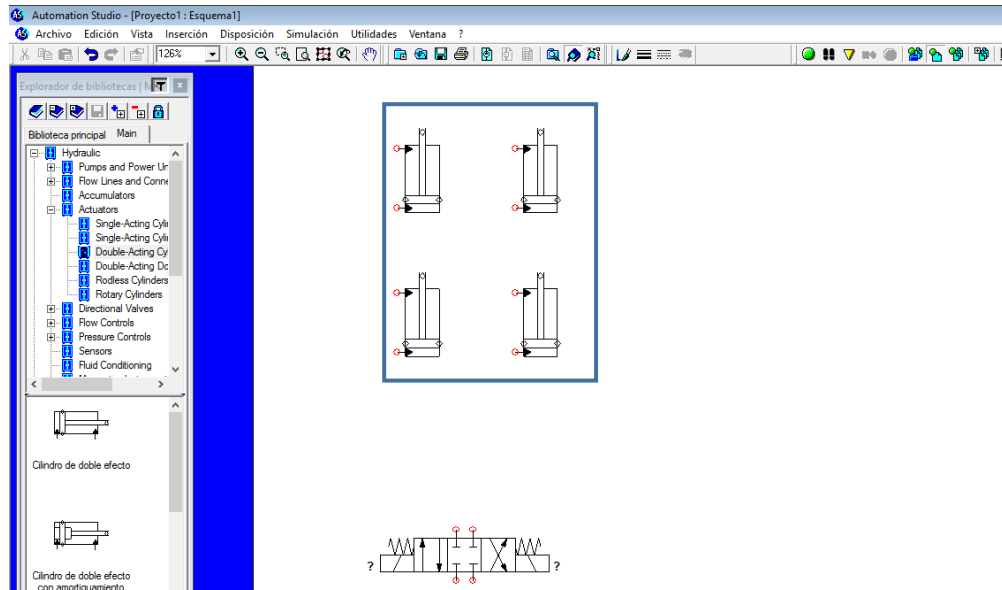


Figura 66. Cilindro hidráulico doble efecto.

Se caracterizan los 4 cilindros en el programa.

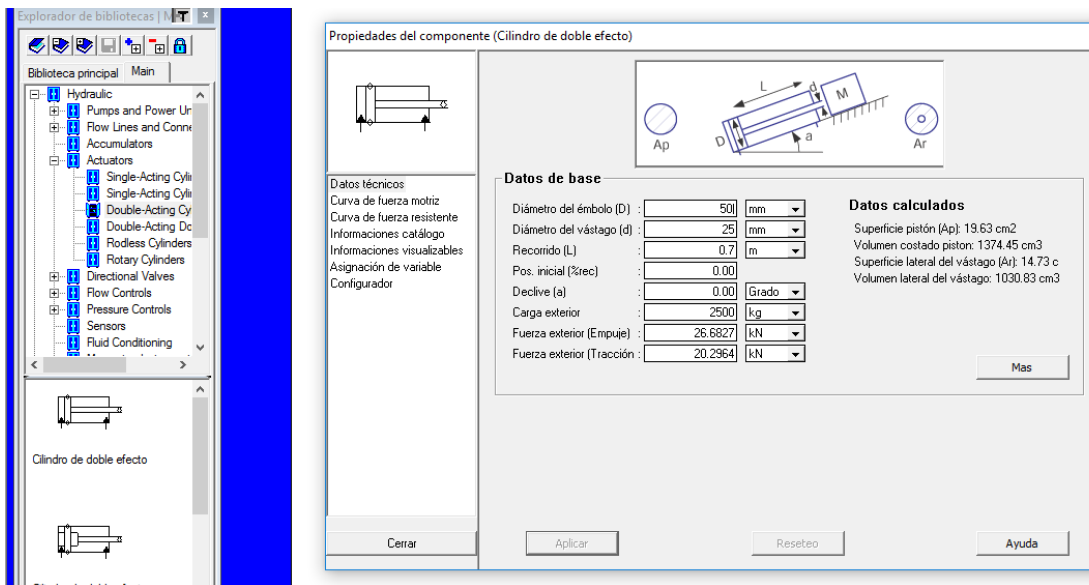


Figura 67. Caracterización de cilindro hidráulico.

4.1.5. Selección de la válvula de seguridad.

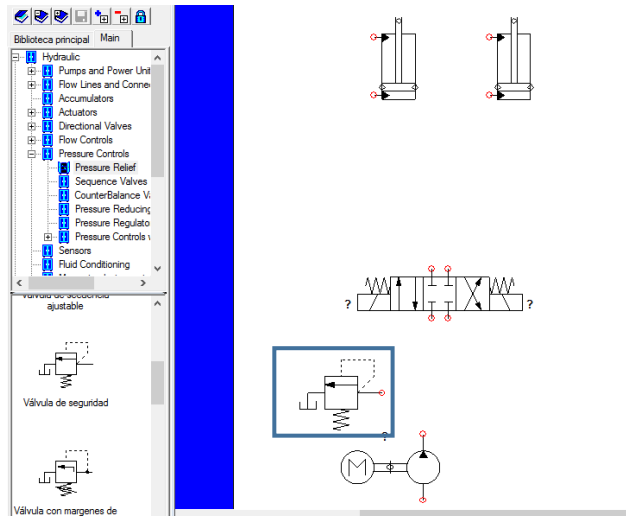


Figura 68. Selección de la válvula de seguridad.

Presión de apertura: $p = 156.188 \text{ bar}$.

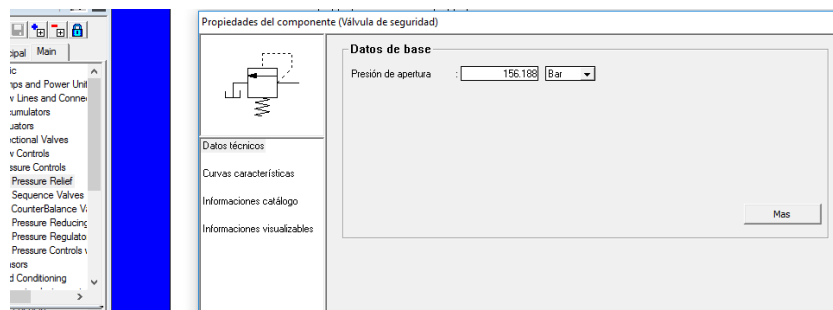


Figura 69. Caracterizando la apertura de la válvula de seguridad.

4.1.6. Selección del depósito de aceite hidráulico.

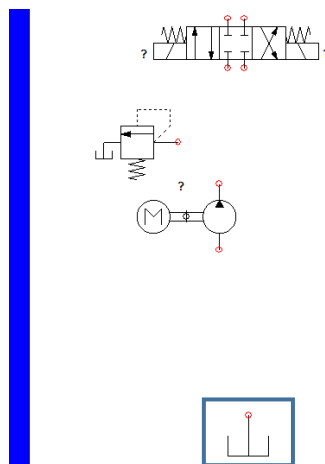


Figura 70. Depósito de aceite hidráulico de 200l.

4.1.7. Selección de controlador de flujo a la salida del sistema.

Apertura del controlador de flujo a 30%.

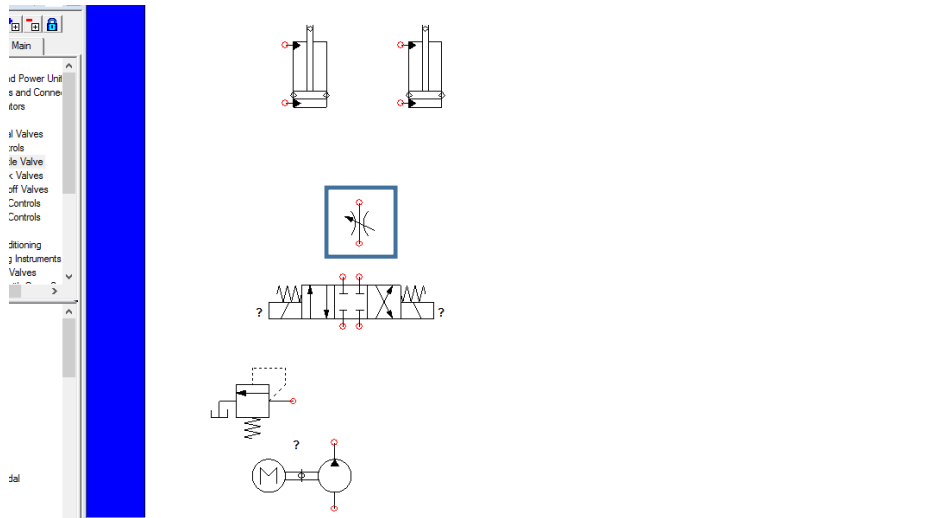


Figura 71. Válvula de estrangulación.

4.1.8. Circuito hidráulico completo.

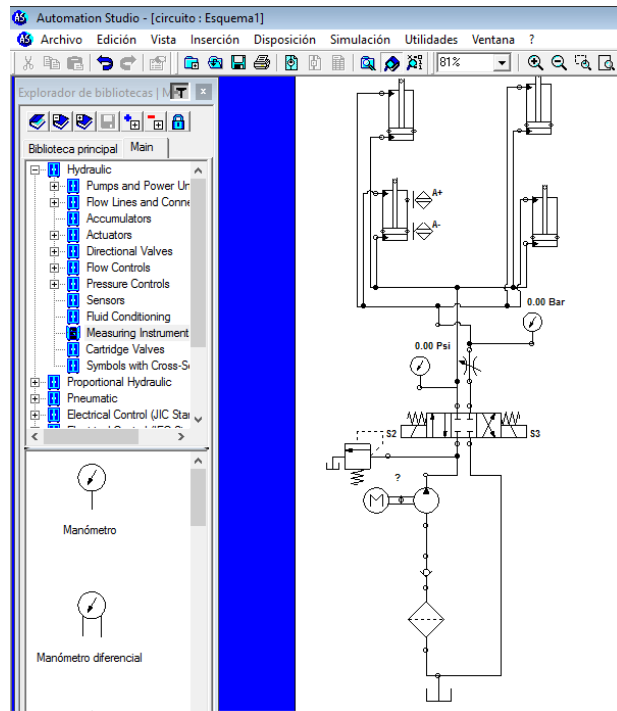


Figura 72. Circuito hidráulico terminado.

4.1.9. Caracterización de tuberías.

Las tuberías también se caracterizan según a lo calculado.

Tabla 15. Características de las tuberías.

Tubería de impulsión.	0.5 in
Tubería de retorno.	0.5 in
Tubería de succión	1 in

4.2. DISEÑO DE CIRCUITO ELÉCTRICO.

Se diseña el circuito eléctrico para el control del sistema hidráulico.

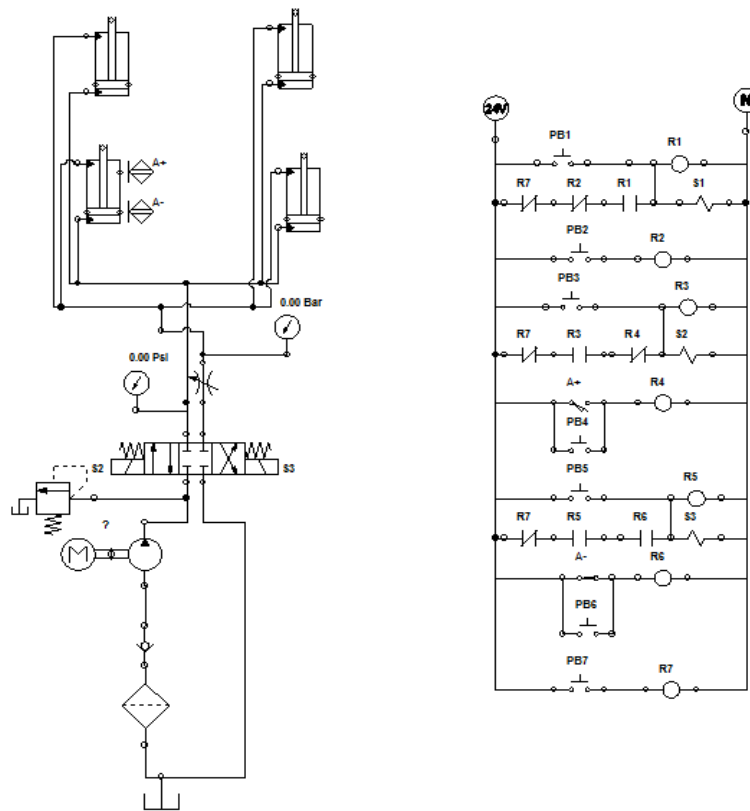


Figura 73. Diagrama hidráulico (izquierdo) y diagrama eléctrico (derecha).

Tabla 16. Descripción de elementos principales

ELEMENTO	DESCRIPCIÓN
Botón pulsador 1 (PB1)	Encendido de motor eléctrico
Botón pulsador 2 (PB2)	Apagado de motor eléctrico
Botón pulsador 3 (PB3)	Activa el solenoide S2 de la válvula 4/3 para dar paso al fluido hidráulico y comenzar activación de los cilindros hidráulicos.

Sensor de proximidad en el cilindro (A+)	Detecta la carrera del embolo hasta el punto máximo superior para posteriormente activar el switch de proximidad que cierra la válvula 4/3 y el sistema queda estático, solo se colocara en un cilindro ya que estos harán las carreras al mismo tiempo.
Botón pulsador 4 (PB4)	Detiene al conjunto de cilindros en el momento de la pulsación cuando estos están subiendo; el conjunto se queda estático esperando la siguiente pulsación.
Botón pulsador 5 (PB5)	Este elemento hace que el conjunto de cilindros regrese al punto máximo inferior cuando, hayan llegado al final de la cerrera y se encuentre estático en el punto máximo superior.
Botón pulsador 6 (PB6)	Detiene al conjunto de cilindros en el momento de la pulsación cuando estos están bajando; el conjunto se queda estático esperando la siguiente pulsación.
Botón pulsador 7 (PB6)	Paro de emergencia, detiene el sistema hidráulico y eléctrico al mismo tiempo.

4.3. SIMULACIÓN DEL SISTEMA HIDRÁULICO

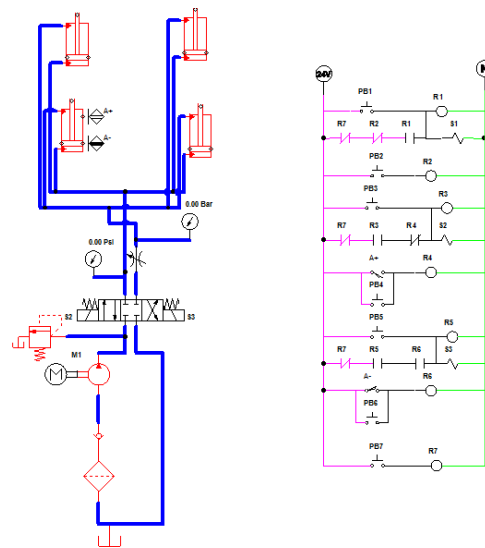


Figura 74. Sistema estático.

Como se observa en la figura el sistema está estático esperando las pulsaciones para poder comenzar.

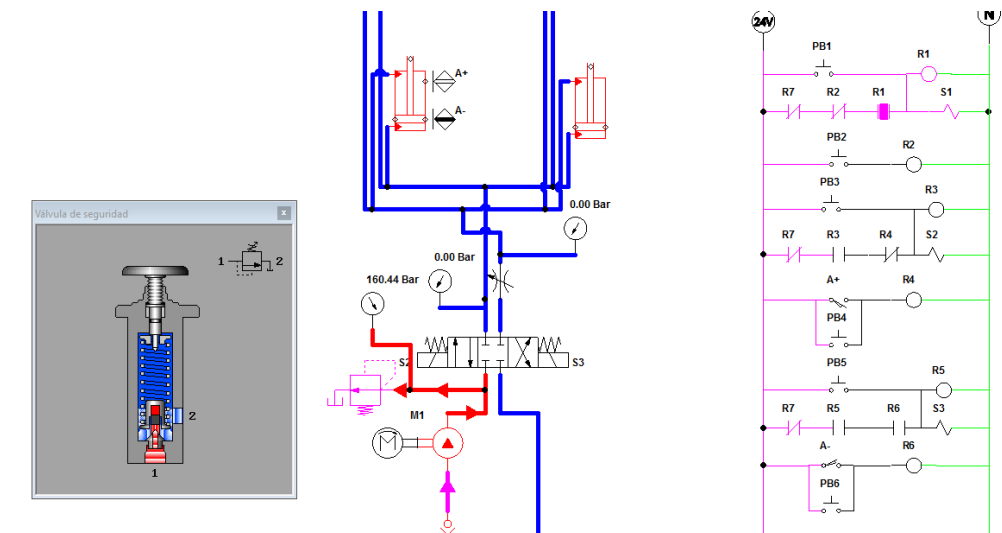


Figura 75. Sistema con bomba hidráulica funcionando al enclavarse el relevador no 1.

Como se observa en la figura al pulsar el botón 1 (PB1) se activa el motor eléctrico y así mismo la bomba hidráulica y la válvula de seguridad se activa para preservar la integridad del sistema.

Al pulsar el botón 3 (PB3) el conjunto de cilindros hidráulicos se activan y comienzan su carrera como se observa en la figura

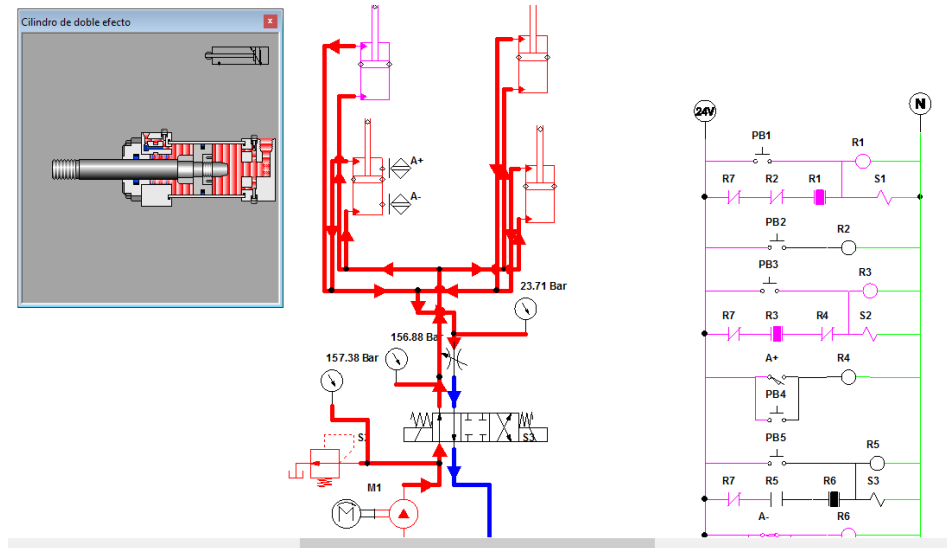


Figura 76. Activación de cilindros hidráulicos.

Se puede observar que la presión en la línea de impulsión es de 156.88 bar, lo que nos da a entender que las tuberías no sufrirán daño alguno ya que estas soportan 241.31 bar.

Cuando el cilindro con los sensores llega al límite máximo superior activa el botón de proximidad y el sistema se detiene como se observa en la figura.

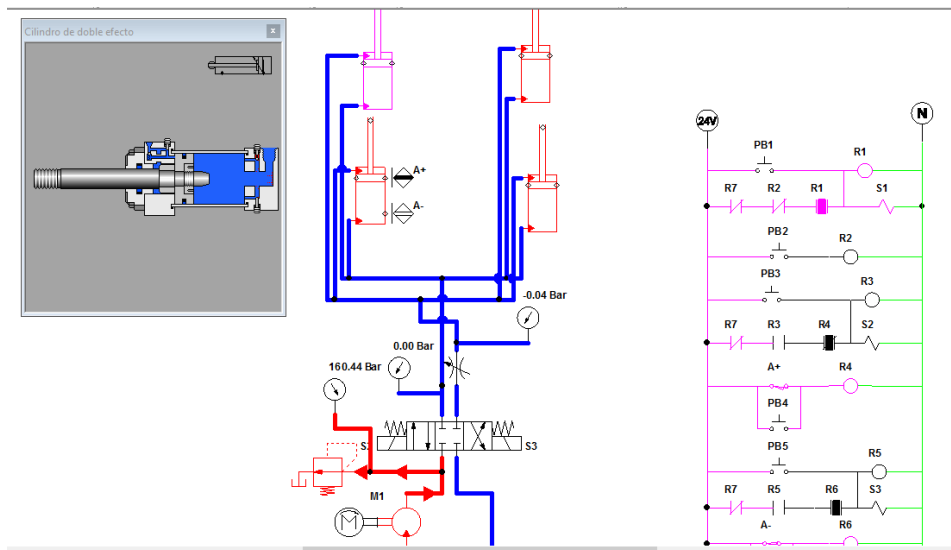


Figura 77. Cilindros detenidos automáticamente.

Cuando el cilindro llega al límite máximo superior se desenchava y podemos presionar el botón 5 (PB 5) para iniciar el descenso.

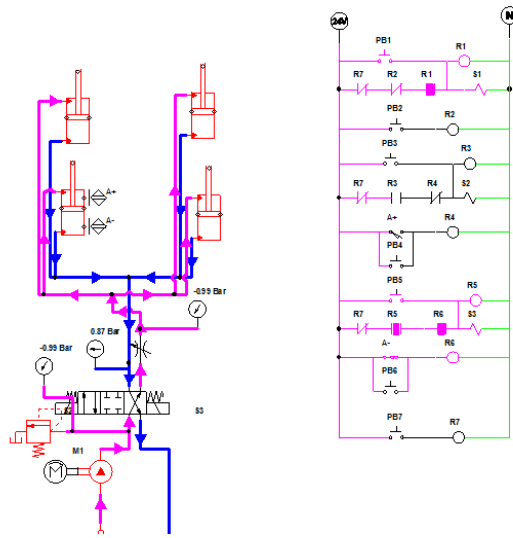


Figura 78. Descenso de cilindros hidráulicos.

Activando el botón de paro de emergencia (PB 7) se desenclavan los relevadores y todo el sistema se detiene.

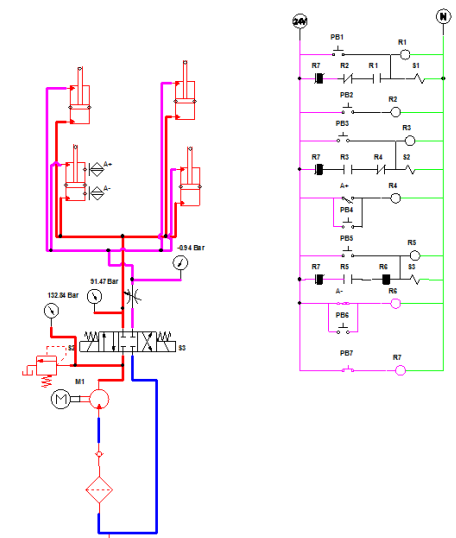


Figura 79. Botón de paro en acción.

4.4. MONITORIZACIÓN DE LA SIMULACIÓN

Se realiza una monitorización del cilindro hidráulico para saber el comportamiento del mismo cuando inicia la carrera del pistón, ver fig. 80.

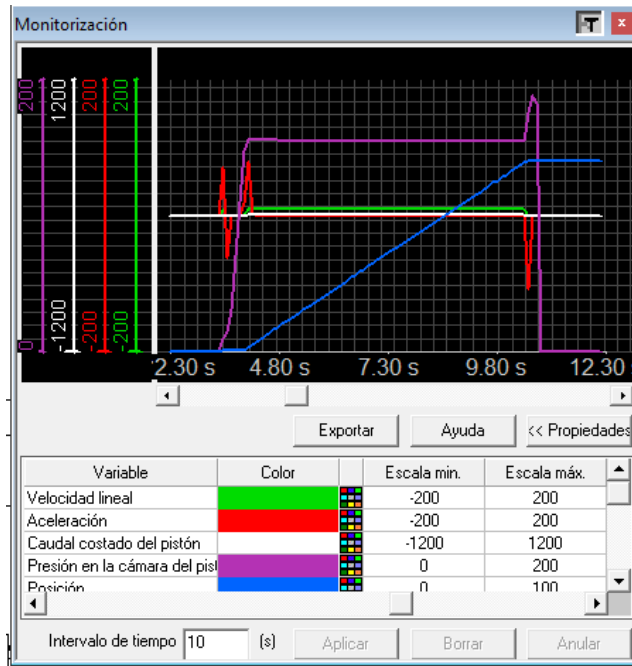


Figura 80. Monitorización del cilindro hidráulico

Al revisar los resultados se obtuvo que la aceleración al inicio y final no es constante y, conforme al cilindro llega al punto máximo superior la aceleración va descendiendo como se observa en la fig. 81.

Time (ms)	Acceleration (cm/s^2)
5700	68.8
5800	-60.0
5900	0.0
6000	0.0
6100	0.0
6200	17.6
6300	78.0
6400	4.0
6500	0.0
6600	-1.2
6700	-0.8
6800	-0.8
6900	-0.8
7000	-0.4
7100	-0.8
7200	-0.4
7300	-0.4
7400	-0.4
7500	-0.4
7600	-0.4
7700	0.0
7800	0.0
7900	-0.4
8000	-0.4
8100	0.0

Figura 81. Resultado de la monitorización (tiempo en ms y aceleración en cm/s^2).

La simulación arrojó que la presión en el cilindro hidráulico varía un poco al inicio y final de la carrera.

Archivo	Edición	Formato	Ver	Ayuda
5500	0.0			
5600	0.0			
5700	8.8			
5800	14.6			
5900	31.4			
6000	70.8			
6100	110.0			
6200	147.8			
6300	155.6			
6400	156.2			
6500	156.4			
6600	156.2			
6700	156.0			
6800	155.8			
6900	155.6			
7000	155.4			
7100	155.2			
7200	155.2			
7300	155.2			
7400	155.0			
7500	155.0			
7600	155.0			
7700	155.0			
7800	154.8			
7900	154.8			

Archivo	Edición	Formato	Ver	Ayuda
10900	154.8			
11000	154.8			
11100	154.8			
11200	154.8			
11300	154.8			
11400	154.8			
11500	154.8			
11600	154.8			
11700	154.8			
11800	154.8			
11900	154.8			
12000	154.8			
12100	154.8			
12200	155.0			
12300	155.0			
12400	155.0			
12500	154.8			
12600	154.8			
12700	154.8			
12800	172.0			
12900	187.6			
13000	186.2			
13100	167.8			
13200	155.8			
13300	153.8			

Figura 82. Resultados de presión en el cilindro hidráulico.

Monitorización del cilindro hidráulico durante el descenso del pistón.

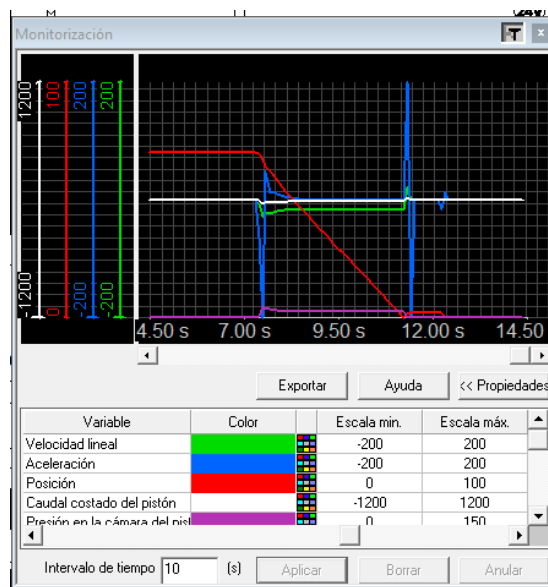


Figura 83. Monitorización al descenso del pistón del cilindro.

Se observan los resultados de la aceleración y se tiene lo siguiente ver fig. 84.

Archivo	Edición	Formato	Ver	Ayuda	Archivo	Edición	Formato	Ver	Ayuda
6900	0.0				10200	0.0			
7000	0.0				10300	0.0			
7100	-63.6				10400	0.0			
7200	-200.0				10500	0.0			
7300	46.8				10600	0.0			
7400	11.2				10700	0.0			
7500	13.6				10800	0.0			
7600	9.6				10900	0.0			
7700	7.6				11000	-0.4			
7800	5.6				11100	200.0			
7900	4.0				11200	-198.0			
8000	2.8				11300	0.0			
8100	2.0				11400	0.0			
8200	1.6				11500	0.0			
8300	0.8				11600	0.0			
8400	0.8				11700	0.0			
8500	0.4				11800	0.0			
8600	0.4				11900	0.0			
8700	0.0				12000	-14.0			
8800	0.0				12100	11.6			
8900	0.0				12200	0.0			
9000	0.0				12300	0.0			
9100	0.0				12400	0.0			
9200	0.0				12500	0.0			
9300	0.0				12600	0.0			

Figura. 84. Resultados de la aceleracion en el cilindro al descenso del piston.

Se observa que la aceleracion va descendiendo lo que indica que el cilindro va frenando durante el descenso.

Presiones en el cilindro hidráulico durante del descenso del pistón ver fig. 85.

Archivo	Edición	Formato	Ver	Ayuda	Archivo	Edición	Formato	Ver	Ayuda
6600	0.0				9300	3.9			
6700	0.0				9400	3.9			
6800	0.0				9500	3.9			
6900	0.0				9600	3.9			
7000	0.0				9700	3.9			
7100	1.3				9800	3.9			
7200	6.6				9900	3.9			
7300	5.4				10000	3.9			
7400	5.3				10100	3.9			
7500	4.8				10200	3.9			
7600	4.6				10300	3.9			
7700	4.3				10400	3.9			
7800	4.2				10500	3.9			
7900	4.2				10600	3.9			
8000	4.0				10700	3.9			
8100	4.0				10800	3.9			
8200	4.0				10900	3.9			
8300	3.9				11000	3.9			
8400	3.9				11100	0.0			
8500	3.9				11200	0.0			
8600	3.9				11300	0.0			
8700	3.9				11400	0.0			
8800	3.9				11500	0.0			
8900	3.9				11600	0.0			
9000	3.9				11700	0.0			

Figura 85. Presiones en el cilindro durante el descenso.

Se observa que las presiones dentro del cilindro son mínimas, solo varia en el inicio y después la presión se vuelve uniforme.

CONCLUSIONES Y OBSERVACIONES.

El presente proyecto de residencia tuvo como objetivo el diseño de un sistema de potencia hidráulica para ser instalado en una plataforma de izaje para camiones pesados de 10 toneladas, para realizar este diseño se investigó y se implementó las distintas teorías sobre hidráulica; también de los elementos hidráulicos.

Se aplicaron las teorías y ecuaciones para cada elemento hidráulico y así poder darles las características que satisficieran la demanda de presión que se necesitaba para vencer las 10 toneladas de peso del vehículo, también tomando las caídas de presión de los accesorios que tiene el sistema.

Durante el proceso de cálculo me percate que el diámetro interno del cilindro no fue lo bastante robusto como suponía, este se debió al tipo de bomba que se desea instalar en el sistema, pero aun así con los diámetros de embolo y vástago son viables para el uso en este sistema de potencia.

En la parte de la automatización se analizó que es lo que se quería que sistema hidráulico realizará, tal como que el flujo de aceite que se manda a los cilindros se detuviera automáticamente cuando llegara a punto máximo superior, y viceversa detener el flujo de aceite cuando este llegara al punto máximo inferior, también detener los cilindros en cualquier altura deseada; en pocas palabras hacer que el sistema sea fácil de operar para el personal de mantenimiento facilitando las actividades.

Se podrían realizar mejoras a este sistema de potencia para poder disminuir algunos elementos y disminuir los costos de los materiales requeridos y agregando cosas más para la automatización y protección del sistema de potencia hidráulica.

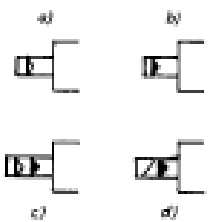
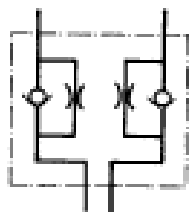
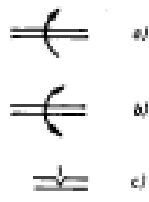
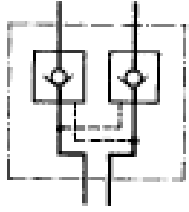
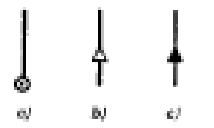
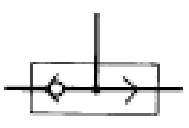
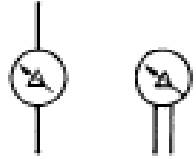
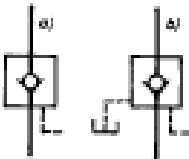

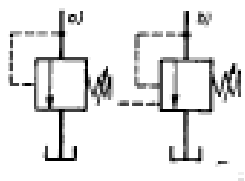


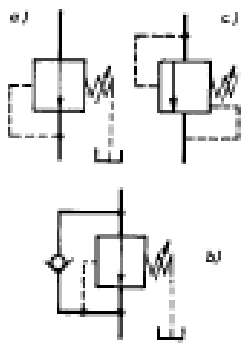

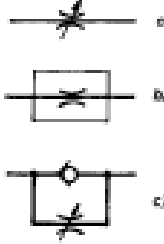
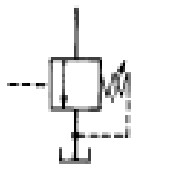
FUENTES DE INFORMACION.

- 1.- José Roldán Viloria. Neumática, hidráulica y electricidad aplicada: física aplicada. Otros fluidos - S.A. Ediciones Paraninfo, 1989.
- 2.- Antonio Creus solé. Neumática e Hidráulica. Marcombo, S.A. 2007.
- 3.- Parker Training. Tecnología Hidráulica industrial. Apostilia M2001, Brasil, Julio 1999.
- 4.- Ronald V. Giles (1994). Mecánica de Fluidos e Hidráulica. Madrid, España: McGraw Hill.
- 5.- Victor L. Streeter (2000). Mecánica de Fluidos. Bogotá Colombia: McGraw Hill.
- 6.- Claudio Mataix (1986). Mecánica de Fluidos y Maquinas Hidráulicas. Madrid, España: Ediciones del Castillo
- 7.- Irving H. Shames (1995). Mecánica de Fluidos. Santa fe Bogotá, Colombia: McGraw Hill.
- 8.- Bombas de Desplazamiento Positivo. Obtenido de https://www.google.com.mx/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwjOvdeX1fXSAhVHzWMKHZN0BR4QFggeMAA&url=http%3A%2F%2Fwww.gunt.de%2Fdownload%2Fpositive%2520displacement%2520pumps_spanish.pdf&usq=AFQjCNHmNacLUaBD9E0rDqGuqxNVu_ExaQ.

ANEXOS

Simbología hidráulica.

SIMBOLO	DENOMINACION	SIMBOLO	DENOMINACION
	Tubería de carga rígida		Motor monofásico de corriente alterna
	Tubería flexible		Motor trifásico de corriente alterna
	Cruce de tuberías con unión		Motor térmico
	Cruce de tuberías sin unión		Bomba de caudal constante a) Un sentido del flujo b) Doble sentido de flujo
	Tubería de maniobra (pilotaje)		Bomba de caudal variable a) Un sentido del flujo b) Doble sentido del flujo
	Derivación tapada (cerrada)		Bomba de accionamiento manual
	Recipiente para fluido hidráulico		Motor hidráulico a) Un sentido del flujo b) Doble sentido del flujo
	Recipiente para fluido hidráulico a presión		Motor hidráulico de caudal variable a) Un sentido del flujo b) Doble sentido del flujo
	Escape al aire		Motor hidráulico oscilante con ángulo de rotación limitado
	Acumulador hidráulico		Accionamientos a) Mecánico b) Pulsador c) Leva d) Pedal
	Filtro (símbolo general) Filtro con purga		Intercambiador de calor. Calentador
	Manómetro		Intercambiador de calor. Refrigerador
	Intercambiador de calor. Calentador		Intercambiador de calor. Refrigerador líquido
	Presostato		Llave de paso

SÍMBOLO	DENOMINACION	SÍMBOLO	DENOMINACION
	<p>Accionamientos</p> <p>a) Neumático</p> <p>b) Hidráulico</p> <p>c) Neumático-Hidráulico</p> <p>d) Electro-Hidráulico</p>		<p>Válvula doble de control y regulación de caudal</p> <p>Para regular los dos sentidos de circulación del fluido hidráulico.</p>
	<p>a) Eje con un sentido de giro</p> <p>b) Eje con doble sentido de giro</p> <p>c) Enclavamiento mecánico</p>		<p>Válvula doble de retención con accionamiento pilotado por la presión del circuito</p>
	<p>a) Inicio de instalación</p> <p>b) No hay flujo hidráulico</p> <p>c) Hay flujo hidráulico</p>		<p>Selector de circuitos</p>
	<p>Manómetro diferencial. Señala máximo y mínimo</p>		<p>Válvulas antirretorno</p> <p>a) Pilotada a la apertura</p> <p>b) Pilotada a la apertura con drenaje</p>
	<p>Caudalímetro</p>		<p>Válvulas limitadoras de presión (Seguridad)</p> <p>a) Pilotaje interno</p> <p>b) Pilotaje exterior a distancia</p>
	<p>Contador-totalizador</p>		
	<p>Accionamiento motorizado en dos sentidos</p>		<p>Válvulas de reducción de presión</p> <p>a) Reductora</p> <p>b) Reductora con retención</p> <p>c) Reductora diferencial con drenaje</p>
	<p>a) Válvula antirretorno</p> <p>b) Válvula antirretorno con apertura pilotada</p>		
	<p>a) Válvula reguladora de caudal (variable)</p> <p>b) Válvula reguladora de caudal en un sentido.</p> <p>Conjunto de regulador más antirretorno</p>		<p>Válvula de exclusión</p>

SIMBOLO	DENOMINACION	SIMBOLO	DENOMINACION
	Válvulas de secuencia. Permiten e impiden el paso de caudal entre dos puntos de un circuito mediante pilotaje interno o externo. a) Pilotaje interno b) Pilotaje externo c) Con retención		Accionamiento o pilotaje de válvulas distribuidoras a) Por pulsador en un sentido y retorno por resorte b) Por accionamiento mecánico y retorno por resorte c) Por palanca manual y enclavamiento mecánico d) Por electroimán y retorno por resorte e) Por aire y retorno por resorte f) Por fluido hidráulico y retorno por resorte g) Por electroimán para las dos posiciones. Queda en el último pilotaje (biestable). h) Por aire para las dos posiciones. i) Por electroimán para las dos posiciones extremas. Al faltar pilotaje vuelve al centro. j) Por palanca manual. Representado en posición centro. k) Por electroimán y manualmente. En reposo, posición centro.
	Válvulas de contrapresión. Estas válvulas originan una contrapresión a la salida de un actuador, que deberá ser vencida para que ésta pueda moverse. a) Pilotaje interno b) Pilotaje externo c) Con retención		Cilindros hidráulicos a) De simple efecto b) De simple efecto. Retorno por resorte c) De doble efecto d) De doble efecto. Doble vástago.
	Válvulas distribuidoras a) 2 posiciones (2p) 2 vías (2v) b) 2p - 3v c) 2p - 4v d) 3p - 4v e) 3p - 4v f) 3p - 4v g) 3p - 4v h) 3p - 4v		

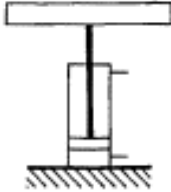
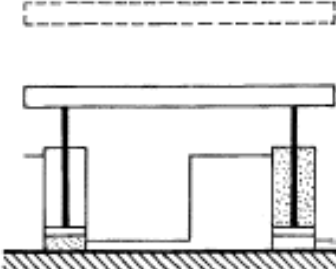

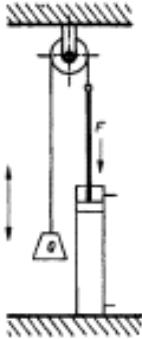
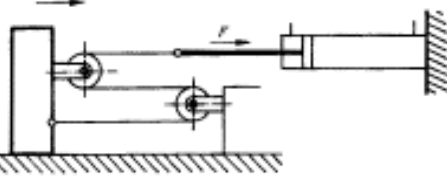
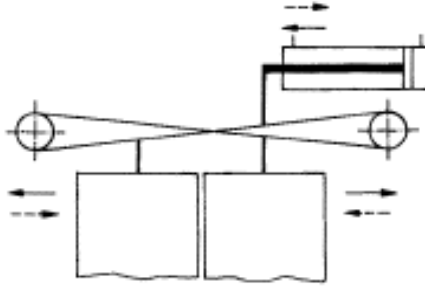
SIMBOLO	DENOMINACION	SIMBOLO	DENOMINACION
	e) Cilindro Freno en lado izquierdo		l) Cilindro en diferencial
	f) De doble efecto Freno en lado izquierdo, regulable		m) Convertidor de presión aire/aceite
	g) De doble efecto Freno regulable en ambas carreras.		Mecanismos articulados
	h) De doble efecto Freno regulable en ambas carreras		Conexiones rotativas - de 1 vía - de 3 vías
	i) Cilindro telescópico de simple efecto		Dispositivo de paro brusco
	j) Cilindro telescópico de doble efecto		Dispositivo de enclavamiento
	k) Multiplicador de presión		Termómetro

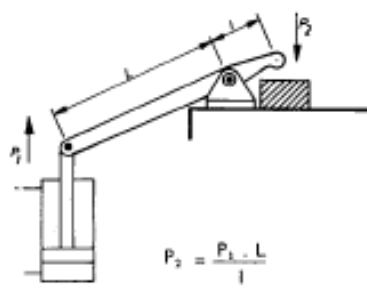
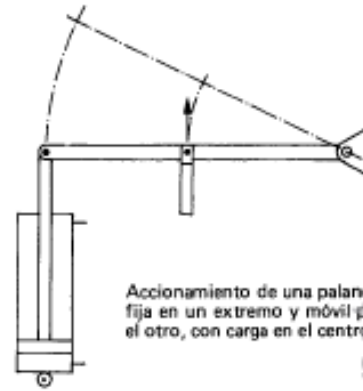
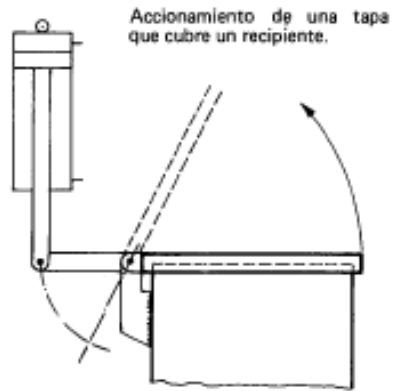
VALVULAS DE 3 Y 4 VIAS

VALVULA EN T		VALVULA EN L	
3 vías	4 vías	3 vías	4 vías

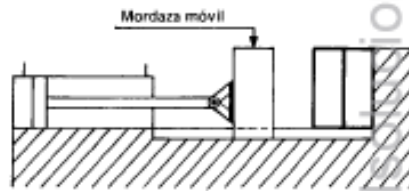
www.elsolucionario.net

Ejemplos de aplicación hidráulica.

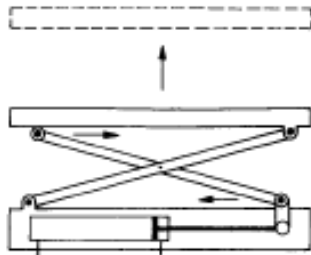
<p>Mesa elevadora . El fluido puede ser aire o aceite. La acción del émbolo es directa sobre la mesa.</p> 	<p>Mesa elevadora.</p>  <p>Para que los dos lados suban al mismo tiempo, entre los dos cilindros (serie), se mete otro fluido que no sea aire (aceite).</p>
<p>$P = \frac{F \cdot L}{l}$</p> <p>P – Empuje en Kg. F – Fuerza del cilindro L – Longitud brazo mayor l – Longitud brazo menor</p>  <p>Efecto multiplicador para aplicar a frenos y otros elementos de transmisión:</p>	 <p>Aplicación de cilindro y polea en elevación de cargas.</p>
 <p>Desplazamiento de un móvil utilizando poleas. Con la combinación de poleas se consigue aumentar la fuerza dada por el cilindro. $Q = 2F$</p>	 <p>Dispositivo para mover dos puertas en sentido contrario.</p>



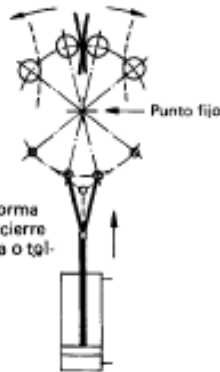
Efecto multiplicador. Utilizado para sujetar una pieza.



Mordaza móvil para fijar piezas.



Mesa elevadora.



Dispositivo en forma de tijera para el cierre de una manguera o tálva elástica.

PROPUESTA DE PLATAFORMA.

