



Selección de componentes en un circuito hidráulico

DEFINICION DE LA PRESION DE TRABAJO

Por Ing. Claudio Picotti de Solución Hidráulica

Indice de Temas:

1. Elección del tipo de fluido hidráulico.
2. **Definición de la presión de trabajo.**
3. Dimensionamiento y selección de los cilindros.
4. Selección de la bomba.
5. Dimensionamiento y selección del motor eléctrico de la bomba.
6. Dimensionamiento y selección del tanque y enfriador.
7. Selección de los filtros del sistema.
8. Selección de las válvulas direccionales.
9. Selección de las válvulas de control.
10. Verificación que la presión de la bomba sea suficiente.
11. Verificación del intercambiador de calor.
12. Dimensionamiento de las cañerías.
13. Comprobación de los movimientos.

Después de un tiempo sin escribir, retornamos a la sección: **Selección de componentes en un circuito hidráulico**. Habíamos visto hasta ahora el punto 1. **Elección del tipo de fluido hidráulico**.

En esta entrega vamos focalizarnos el punto 2.a, donde definiremos la presión de trabajo y selección del tipo de bomba a utilizar.

2.a Definición de la presión de trabajo: Selección de la bomba

En la selección del actuador hidráulico (cilindro o motor), es decisivo la determinación de la presión de servicio. Dicha presión determinará, juntos con las fuerzas y velocidades solicitadas para las tareas establecidas, el tamaño del equipo y por ende los costos del mismo. En la selección de la **máx. presión de servicio** hay que tener en cuenta que debe ser como mínimo igual o mayor que la suma de las presiones nominales del equipo (para los valores nominales) y las presiones de pérdidas (ΔP_s). En fórmulas:

$$P_{servicio} \geq P_n \text{ equipo} + P_{pérdidas}$$

En primer lugar se debe estimar en forma aproximada la presión nominal a la vista de las fuerzas nominales requeridas por el equipo. En la práctica según el tipo de circuito (abierto o cerrado) y el sistema de regulación (**ver parte 2.b**) se añade a esta presión nominal, un valor práctico y un valor estimado de pérdida de presión. Una determinación exacta de la pérdida de presión total se puede efectuar una vez definido el equipo.

La determinación aproximada de la presión nominal la vamos a explicar con un ejemplo de un cilindro. La fuerza nominal F_n sería, despreciando por un momento las pérdidas en el cilindro:

$$F_n = P_n \times A$$

donde P_n es la presión nominal y A el área del cilindro



Tabla 1: Presiones más usadas en los equipos hidráulicos

Tipo de Hidráulica	Campos de aplicación	Tipos de Máquinas	Rango de presión de servicio p en bar
Industrial	Plantas siderúrgicas y laminadores	Transportador elevador, sistemas de transporte, laminadores	160 hasta 180 315 hasta 420
	Máquinas herramientas	Tornos y fijadoras; dispositivos hidráulicos de fijación, cepilladoras, balancines, agujereadoras,	50 hasta 100 50 hasta 300
		Industria automovilística	16 hasta 120
	Prensas	Prensas en general Prensas especiales	250 hasta 315 400 hasta 600
	Máquinas para plásticos	Máquinas de inyección y de soplado, Máquinas de moldeado a presión, Máquinas de inyección especiales	150 hasta 210 250 hasta 315 300 hasta 450
	Bancos de ensayo	Ensayo de materiales, y simulación	250 hasta 290
Construcciones metálicas, centrales hidroeléctricas y centrales eléctricas	Construcciones metálicas, centrales hidroeléctricas.	Técnicas de teatros, plataformas elevadoras, cabrestantes, cortinajes, etc.; Reguladores, compuertas Regulación de turbinas de vapor, Instalaciones para diques, esclusas, puentes móviles, teleféricos	100 hasta 150 50 hasta 100 120 hasta 250 100 hasta 220 160 hasta 250
Minería	Minería y con agua	Accionamiento hidráulico de teleféricos Máquinas de carga y excavadoras Hidráulica en galerías, Tuneleras	200 hasta 250 200 hasta 280 320 hasta 420
Sector móvil	Agricultura	Tractores, trilladoras, cosechadoras	Hasta 100
	Hidráulica para el sector móvil	Sistema de transportes, grúas, elevadoras, niveladoras, excavadoras	160 hasta 250 350 hasta 420
Técnicas especiales	Técnicas especiales	Mecanismo de traslación, accionamientos de timón de aviones	150 hasta 400
	Reductores hidrostáticos	Máquinas especiales Area de bancos de ensayo Regulación secundaria Cabrestantes	Hasta 315 Hasta 300 Hasta 300 Hasta 200
Barcos	Reductores hidrostáticos	Posicionamiento del timón Grúas de a bordo Puertas de proa	150 hasta 250 150 hasta 300 Hasta 200



y según la ecuación de la continuidad $Q = A \times V$ o sea despejando $A = Q/V$ donde Q es el caudal y V la velocidad del cilindro, reemplazando una en otra queda

$$F_n = P_n \times Q/V$$

Esta ecuación nos permite deducir que la presión de servicio, aparte de la **presión nominal (a)** para la carga, también influye, tanto sobre el **caudal (b)** como sobre el **tamaño constructivo (c)**.

Vamos a considerar cada uno de los parámetros

a. Presión nominal: de la fórmula $F_n = P_n \times A$. Vemos que el incremento de la presión nominal implica, como ventaja, el empleo de aparatos más pequeños, ya que se reduce el área, y por ende más económicos, secciones de tuberías menores (también más económicas) y un creciente rendimientos del equipo debido al menor caudal requerido.

Como desventaja, tenemos un enfriamiento más desfavorable, ya que el caudal es menor y por ende el volumen del depósito se selecciona más pequeño (reducida superficie del mismo). Aparte se tiene en comparación mayores fugas (debido a la mayor presión disponible), superior desgaste debido al rozamiento y erosión, por lo que se reduce la vida útil de los componentes. Además la variación del volumen debido a la compresibilidad, disminuye la rigidez del sistema, es decir el comportamiento dinámico es desfavorable. Y el ruido se incrementa debido a mayores picos de presión en la maniobras.

b. Caudal: de la formula $A = Q/V$

De acuerdo a la ecuación anterior surge que un aumento de caudal en el sistema origina un incremento de la velocidad de flujo. Debe tenerse presente no obstante que las pérdidas de presión se incrementan con el cuadrado de la velocidad, o sea una velocidad de aceite del doble va a provocar un incremento de cuatro veces de las pérdidas de presión. En fórmulas

$$P_{\text{pérdidas}} = \rho \cdot \frac{V^2}{2} \cdot \left(\sum_{i=1}^n \lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum_{i=1}^n \xi \right)$$

Donde ρ es la densidad, V la velocidad de flujo, λ el coeficiente de rozamiento en la tubería, l la longitud de las tuberías, d el diámetro y ξ la cifra de pérdidas de componentes individuales.

c. Tamaño Constructivo

El tamaño constructivo influye sobre el peso y fundamentalmente en el costo de adquisición del equipo. Del tamaño surge la elección de los componentes y con ellos el espacio necesario.

Lo mismo que el rendimiento total del equipo. Para un equipo permanentemente en servicio la exigencia de un mayor rendimiento es, por ejemplo básicamente más importante que para un sistema utilizado ocasionalmente.

Junto con los puntos antes mencionados se agregan otros aspectos técnico-económico, como por ejemplo: qué válvulas y equipos se encuentran disponibles en forma estándar?

En la práctica se han establecido para los equipos utilizados con mayor frecuencia, rangos de presión que, atendiendo a la función y economía, representan aproximadamente **el óptimo**. En la **Tabla 1** se enumeran los valores más usuales de los distintos rangos de presión.

Selección de la Bomba:

En función de las consideraciones antes descritas, así como de la presión de servicio surgen condiciones que sugiere un determinado tipo de bombas. En la **Tabla 2**, se indican y comparan entre sí los tipos constructivos y tamaños nominales de bombas hidráulicas. Se expresan también el comportamiento en pulsaciones, el nivel de ruido y el rendimiento típico en cada caso.

Hay que tener en cuenta que hay otras exigencias que limitan aún más el tipo constructivo y el tamaño de la bomba, como por ejemplo:

- Rango de presión, presión constante y máxima en función del tiempo, conducta en caso de frecuentes cambios de presión.
- Rango de rotaciones: límite superior e inferior.



Tabla 2: Características de cada tipo de bombas hidráulicas

Tipo de bombas			Cilindrada en cm³/rev	P _{nom} en bar	Rango de revoluciones en rpm	Pulsaciones	Ruido	Rendimiento
Bombas constantes	Bombas a engranajes	Dentado exterior	5 hasta 100	250 250 250	500 hasta 5000 500 hasta 5000 500 hasta 5000	M	M	85 90
		Dentado interior	20 hasta 50	210	900 hasta 1800	MB	MB	90
	Bomba de paletas		10 hasta 36	170	900 hasta 3000	B	B	85
	Bomba de pistones radiales		0,5 hasta 20	700	1000 hasta 3400	M	B	90
	Bomba de pistones axiales (eje inclinado)		10 hasta 250 200 hasta 1000 45 y 63	450 400 350	1500 hasta 3150 950 hasta 1800 2000 hasta 2240	R	R	92 92 92
Bombas variables	Bomba de paletas		12 hasta 63 20 hasta 125 8 hasta 63	100 160 70	1000 hasta 1800 750 hasta 2000 900 hasta 1800	B	B	85 85 85
	Bombas de pistones axiales	Placa inclinada	30 hasta 250	450	500 hasta 4200	R	R	90
			30 hasta 250	450	500 hasta 4200		B	90
			30 hasta 250	450	500 hasta 4200		R	90
			30 hasta 100	315	1000 hasta 3000		B	90
			30 hasta 100	315	1000 hasta 3000			
	Eje inclinado		250 hasta 1000	400	500 hasta 2500	R	R	93
			20 hasta 1000	400	500 hasta 4100			93
			20 hasta 1000	400	500 hasta 4100			93
28 hasta 107			400	500 hasta 3150	93			

M

malo

R

regular

B

bueno

MB

muy bueno

Continúa en la página 54



- Influencia recíproca de presión y rotaciones.
- Duración prevista para distintas cargas (carga continua, parcial, sobrecarga y picos de presión).
- Fluido hidráulico: tipo, condiciones de impurezas y temperatura (viscosidad).
- Adaptación a consumos regulares y variables.
- Seguridad de servicio y niveles de ruido. Para bombas variables: rango y velocidad de ajuste, magnitudes de pérdidas por fugas, selección de los distintos variadores (reguladores). Facilidad de mantenimiento y reparación.
- Característica de rendimiento de la bomba en distintas condiciones de carga.

Respecto a este último punto ya mencionado anteriormente vamos aclarar unos conceptos. Las causas de las pérdidas son iguales para todas las máquinas hidráulicas (bombas, motores y cilindros). Si hablamos del Rendimiento, (lo opuesto a las pérdidas, a alto rend. bajas pérdidas y viceversa) el rendimiento total será la multiplicación de dos rendimientos, a saber:

$$\eta_{\text{Total}} = \eta_{\text{Vol}} \times \eta_{\text{hm}}$$

El η_{Vol} tiene en cuenta principalmente las pérdidas por fugas y las debidas a la compresibilidad del aceite. El η_{Vol} es la relación entre el Caudal efectivo o real que sale de la bomba y el caudal teórico (o cilindrada) que la bomba podría generar, a saber:

$$\eta_{\text{Vol}} = Q_{\text{efectivo}} / Q_{\text{teorico}}$$

Ver **Diagrama 1**, donde queda en evidencia todas las pérdidas, en este caso en función de la presión de servicio.

El η_{hm} tiene en cuenta principalmente las pérdidas por rozamiento (mecánicas) en las distintas

Diagrama 1



partes de la bomba y las pérdidas hidráulicas debido al trabajo necesario para aspirar que debe hacer la bomba. El η_{hm} es la relación entre la Potencia teórica que debería consumir la bomba y la realmente consumida por el motor de la bomba, mayor, saber:

$$\eta_{\text{hm}} = \text{Pot}_{\text{teorico}} / \text{Pot}_{\text{efectivo}}$$

En el **Tabla 1**, en la última columna están expresados los η_f típicos de cada tipo de bomba.

Hasta acá hemos determinado **la presión de trabajo y el tipo de bomba**. En una segunda parte vamos a ver los distintos tipos de circuitos y los sistemas de regulación posibles.

cpicotti@solucionhidraulica.com.ar

Continuará en la próxima edición