

Selección de componentes en un circuito hidráulico

DIMENSIONAMIENTO Y SELECCION DE LOS CILINDROS

Por Ing. Claudio Picotti de Solución Hidráulica - Parte 3 del Indice de Temas

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.

Habiendo determinado ya la presión de trabajo y el tipo de bomba (punto 2.) e inclusive el tipo de circuito, llegó el momento de que, conociendo la Fuerza máxima a realizar por el cilindro, Dimensionar y seleccionar el Cilindro correspondiente, punto 3

3. Dimensionamiento y selección del Cilindro:
Vamos aplicar para ello, la formula de la ley de Pascal $P = F/A$, donde P es la presión en bar, F

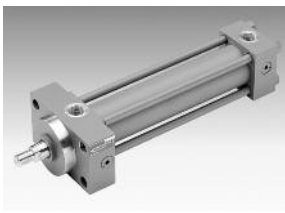
la fuerza en Kg y A el área del cilindro en cm^2 . Si de ahí despejamos, queda $A = F/P$.

Con la F max y la P trabajo, ya definido en el punto anterior despejamos el área y con ello el diámetro $\varnothing$ de cilindro.

Con este diámetro ($\varnothing$), debemos ir a la tabla de cilindros estándar. Hay que considerar si la fuerza se va a hacer con el área total del lado émbolo o el área anular del lado vástago.

Desde ya, anteriormente debemos haber elegido el tipo de cilindro, o sea construcción de tirantes (espárragos), o serie standar, con rangos de presiones de 70, 160 (normalizado) o 210 bar.

O en su defecto construcción redonda (mil tipe) o serie pesada con rangos de 250, 350 bar y mayor, en cilindros especiales



Cilindro de tensores



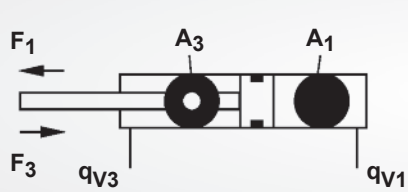
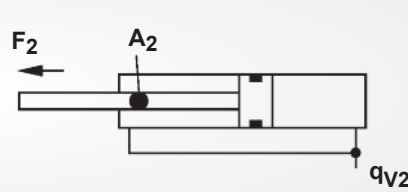
Cilindro redondo

Como en todo proyecto mecánico se deberá tener en cuenta un área mayor del cilindro a la de cálculo, como coeficiente de seguridad ya sea por error de cálculo, Δp en cañerías y válvulas o fuerza de aceleración necesaria. Se acostumbra un 20 %.



Tabla de datos de cilindros estándar ISO 6020/6022

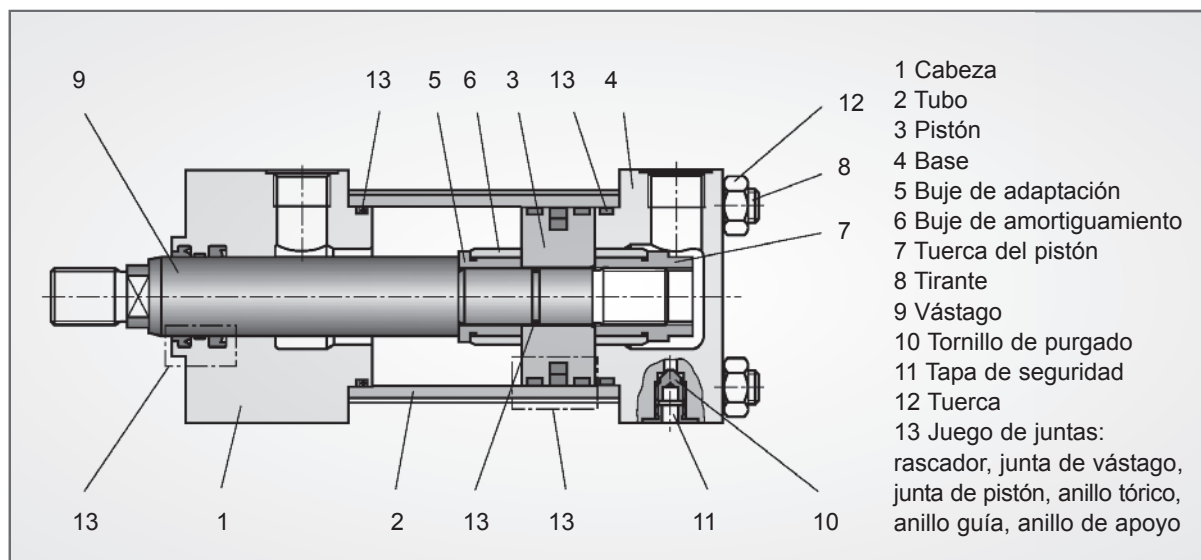
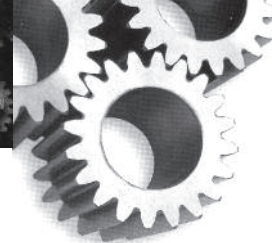
SUPERFICIES, FUERZAS, CAUDAL											
Pistón	Vástago	Relación de superficies	Superficies			Fuerza para 160 bar ¹⁾			Caudal para 0,1 m/s ²⁾		
			Pistón	Vástago	Anular	Presión	Diferencia	Tracción	Salida	Diferencia	Entrada
AL Ø mm	MM Ø mm	Ø A ₁ /A ₃	A ₁ cm ²	A ₂ cm ²	A ₃ cm ²	F ₁ kN	F ₂ kN	F ₃ kN	q _{v1} L/min	q _{v2} L/min	q _{v3} L/min
25	12 18	1,30 2,08	4,91	1,13 2,54	3,78 2,37	7,85	1,81 4,07	6,04 3,78	2,9	0,7 1,5	2,3 1,4
32	14 22	1,25 1,90	8,04	1,54 3,80	6,50 4,24	12,87	2,46 6,08	10,40 6,79	4,8	0,9 2,3	3,9 2,5
40	18 28	1,25 1,96	12,56	2,54 6,16	10,02 6,40	20,11	4,07 9,85	16,03 10,25	7,5	1,5 3,7	6,0 3,8
50	22 36	1,25 2,08	19,63	3,80 10,18	15,83 9,45	31,42	6,08 16,29	25,33 15,13	11,8	2,3 6,1	9,5 5,7
63	28 45	1,25 2,04	31,17	6,16 15,90	25,01 15,27	49,88	9,85 25,45	40,02 24,43	18,7	3,7 9,5	15,0 9,2
80	36 56	1,25 1,96	50,26	10,18 24,63	40,08 25,63	80,42	16,29 39,41	64,14 41,02	30,2	6,1 14,8	24,0 15,4
100	45 70	1,25 1,96	78,54	15,90 38,48	62,64 40,06	125,66	25,45 61,58	100,21 64,09	47,1	9,5 23,1	37,6 24,0
125	56 90	1,25 2,08	122,72	24,63 63,62	98,09 59,10	196,35	39,41 101,79	156,94 94,56	73,6	14,8 38,2	58,9 35,5
160	70 110	1,25 1,90	201,06	38,48 95,03	162,58 106,03	321,70	61,58 152,05	260,12 169,64	120,6	23,1 57,0	97,5 63,6
200	90 140	1,25 1,96	314,16	63,62 153,94	250,54 160,22	502,65	101,79 246,30	400,86 256,35	188,5	38,2 92,4	150,3 96,1

Observaciones: 1) Fuerza teórica (sin considerar el rendimiento). 2) Velocidad de carrera

Y con ese sobre dimensionamiento, proceder a seleccionar el área efectiva (total o anular, según corresponda inmediata superior que haya, estándar. Seguidamente debemos definir el tipo de junta (sello o guarnición) necesario de acuerdo la trabajo a realizar. Podemos ver que hay una variedad de juntas muy grande como oferta . Pero a grosso mo-

do podemos dividir a las juntas en **estática**, utilizada para retención de carga que asegura fuga cero, y **dinámica** o de bajo rozamiento para los cilindros estándar con velocidades medias y altas. Ya sea para el sello del émbolo así como del vástago. Ahora debemos elegir para el Ø cil seleccionado, el Ø del vástago estándar conveniente. Como



vemos en la tabla de datos del cilindro hay disponible 2 y a veces 3 $\varnothing$ de vástagos. Por defecto debemos elegir el menor, o sea el más económico y el que mejor relación de áreas provee.

Pero si tenemos una carrera de aprox. el orden de 10 veces el $\varnothing$ del vástago o mayor ya tenemos que evaluar la posibilidad de que el cilindro pandee debido a que el vástago es una barra esbelta.

Para ello veamos la fórmula del cálculo del pandeo.

El cálculo a pandeo se realiza con las siguientes fórmulas:

1. Cálculo según Euler

$$F = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{v \cdot L_K^2} \quad \text{cuando } \lambda > \lambda_g$$

Aclaración:

E = módulo de elasticidad en $N/mm^2 = 2,1 \times 10^5$ para acero

I = momento de inercia en mm^4 para sección circular

$$= \frac{d^4 \cdot \pi}{64} = 0,0491 \cdot d^4$$

$v = 3,5$ (factor de seguridad)

L_K = longitud libre de pandeo en mm (dependiendo del tipo de sujeción, ver esquemas A, B, C)

d = $\varnothing$ de vástago en mm

λ = grado de esbeltez

$$= \frac{4 \cdot L_K}{d} \quad \lambda_g = \pi \sqrt{\frac{E}{0,8 \cdot R_e}}$$

R_e = límite de elasticidad del material del vástago

Observamos que entre otras cosas la fuerza de pandeo depende de I momento de inercia, que es función del $\varnothing$ del vástago. o sea a mayor diámetro, mayor I y mayor F que puedo hacer con el cilindro antes de que pandee. Eligiendo por lo tanto un diámetro mayor de vástago estoy cubierto.

Pero hay que hacer notar que también la F de pandeo depende del L_K al cuadrado, longitud de pandeo, que depende directamente del tipo de fijación del cilindro, a saber según la tabla Casos de Pandeo, de la siguiente página.

Por lo que dependiendo del tipo de fijación tanto del vástago (o sea de la carga) como del émbolo es posible soportar hasta 8 veces más de carga de pandeo, con el mismo diámetro de vástago.

Se recomienda, por el tema de desalineaciones seleccionar la fijación tipo A o B.

De todas formas hay disponibles las siguientes opciones de fijación.

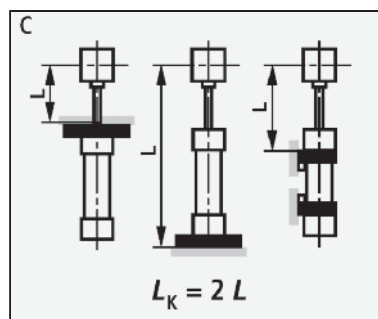
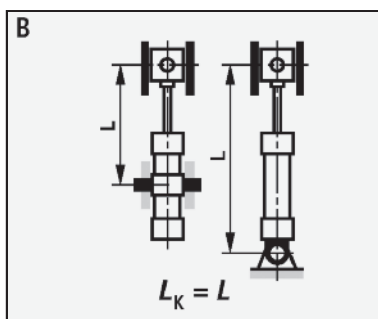
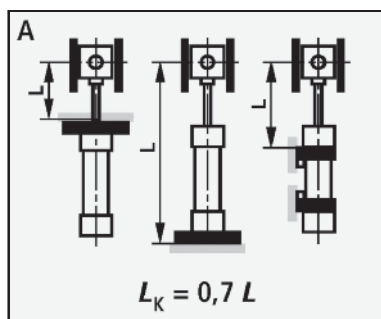
Igualmente en los catálogos de los fabricantes y proveedores de cilindros hay tablas o gráficos con la indicación de la carrera máxima admisible para cada diámetro de cilindro y cada tipo de fijación. Es más una verificación que un cálculo, debemos decir.

Por último hay que comprobar si es necesario o no una amortiguación al final de la carreras, en ambos extremos del cilindro



Casos de pandeo

Influencia del tipo de fijación sobre la longitud de pandeo (comparar las 3 figuras):

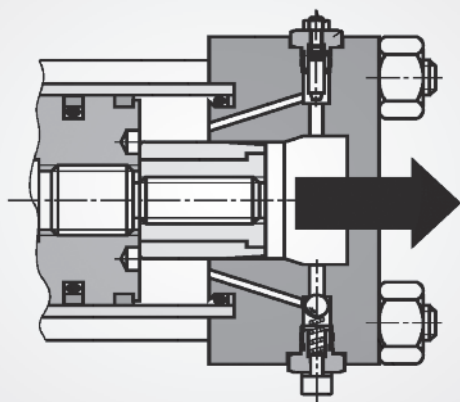


Distintas formas de fijación

	ISO	
ISO/DIN/NF E		ISO/DIN/NF E
ISO		ISO/DIN/NF E
ISO/DIN/NF E	ISO	
ISO		



Corte de la amortiguación



Esta necesidad tiene que ver con $E_C = \frac{1}{2} mv^2$, o sea es función de la velocidad que lleva el cilindro y de la masas a mover por el mismo. Nuevamente, al margen del cálculo, se hace una verificación:

1. Fórmulas:

$$D_m = \frac{m}{10^K} ; K = kv (0,5-v)$$

m = masa móvil en kg

v = velocidad en m/s

kv = coeficiente del gráfico (1,6 a 3,2)

Saliente:

$$D_p = p_s - \frac{m \cdot 9,81 \cdot \sin \alpha}{A_1 \cdot 10}$$

Entrante:

$$D_p = p_s + \frac{m \cdot 9,81 \cdot \sin \alpha}{A_3 \cdot 10}$$

p_s = presión del sistema en bar

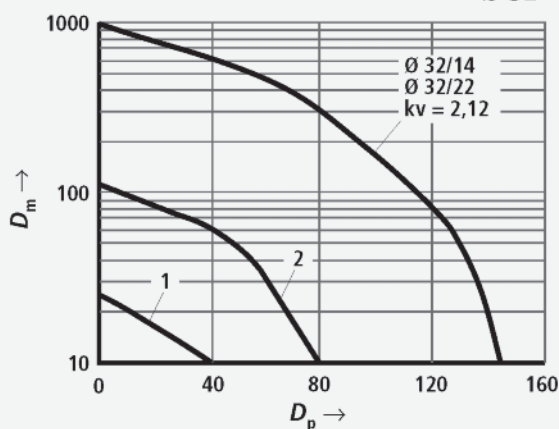
A_1 = superficie pistón en cm^2

A_3 = superficie anular en cm^2

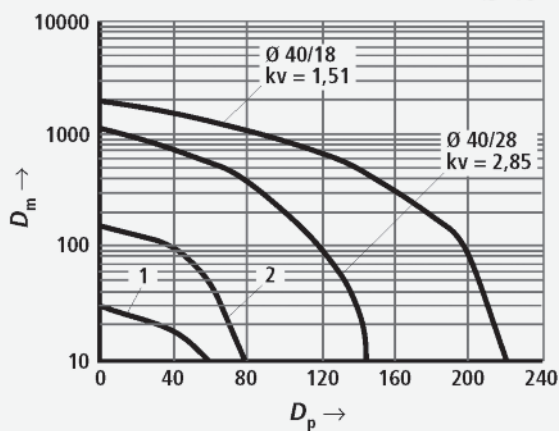
α = ángulo en grados respecto de la horizontal

Resumiendo como se utiliza el Diagrama Si la intersección de D_m y D_p queda por debajo de la línea 1, se recomienda el amortiguamiento U (sin amortiguamiento).

Ø 32



Ø 40



Si la intersección de D_m y D_p queda por debajo de la línea 2, se recomienda el amortiguamiento L (amortiguamiento Low Energy) para tiempos reducidos.

Hasta acá hemos visto los puntos 1, elección del tipo de fluido, en sus partes a y b, y el punto 2 definición de la presión de trabajo en sus puntos a y b y hoy vimos el punto 3 **dimensionamiento y selección del cilindro**.

En la próxima edición, vamos a hablar del tanque y el enfriador. Nos vemos

Continuará en la próxima edición