

ÍNDICE

0. INTRODUCCIÓN.	4
1. CILINDRO HIDRÁULICO.	4
1.1. CÁLCULO DE DIAMETRO INTERIOR DEL CILINDRO, ÁREA DE PISTÓN Y PRESIÓN DE TRABAJO.	4
1.2 CÁLCULO ESPESOR DE LA PARED DEL CILINDRO.	5
1.3 VÁSTAGO	10
1.3.1. CALCULO A COMPRESIÓN.	11
1.3.2. CALCULO A PANDEO.	12
1.3.3. CALCULO A FATIGA.	13
1.3.4. CALCULO DE LA ROSCA.	13
1.4 EMBOLO.	13
1.4.1. CALCULO A COMPRESION.	14
1.4.2. CALCULO A CORTANTE.	14
1.5 TAPA DEL CILINDRO.	15
1.5.1.- CÁLCULO RESISTENTE.	15
1.5.2.- CÁLCULO DE LA ROSCA.	15
1.6 CABEZA DEL CILINDRO HIDRAULICO.	16
1.6.1 .- UNION CABEZA-CILINDRO	16
1.6.2 .- UNION CABEZA-BRIDA	17
1.6.2.1.- Cálculo a tracción de los tornillos	18
1.6.2.2.- Cálculo a fatiga de los tornillos	18
1.7 BRIDA DE SUJECCIÓN.	19
1.7.1.- CÁLCULO TORNILLOS DE FIJACIÓN.	19
1.7.2.- CÁLCULO DE LA ROSCA BRIDA-TUBO.	20

1.8 CASQUILLO GUÍA.	21
1.9 BRIDA DE CIERRE.	21
2. CIRCUITO HIDRÁULICO.	21
2.1. BOMBA.	21
2.2. MOTOR.	23
2.3 TUBERIAS.	23
2.3.1 CAUDALES MAXIMOS EN TUBERIA DE ENTRADA Y SALIDA.	24
2.3.2 DIMENSIONES	25
2.4. VÁLVULA LIMITADORA DE PRESION O DE SEGURIDAD.	26
2.5 VÁLVULA DIRECCIONAL.	27
2.6 VÁLVULA ANTIRRETORNO.	28
2.7 VÁLVULA CONTROL DE DESCENSO.	28
2.8 VÁLVULA REGULADORA DE CAUDAL.	29
2.9 FLUIDO HIDRÁULICO.	29
2.10 FILTROS.	32
2.10.1 Filtro de aspiración:	32
2.10.2 Filtro de presión:	33
2.10.3 Filtro de retorno:	33
2.11 DEPÓSITO.	33
3. ESTRUCTURA.	34
3.1.- REACCIONES Y DIAGRAMAS DE LA ESTRUCTURA.	34
3.1.1.- Reacciones.	34
3.1.2.- Diagramas de la estructura.	35
3.2.- MONTANTE SUPERIOR.	37
3.3.- PILARES.	38

3.4.- UNIÓN MONTANTE SUPERIOR Y PILARES.	38
3.4.1.- Cálculo del momento de inercia de los cordones.	39
3.4.2.- Resistencia de los cordones.	40
3.5.- UNIÓN MONTANTE INFERIOR Y PILARES.	41
 4. SISTEMA MOVIL.	 41
4.1 CÁLCULO A COMPRESIÓN DE LA BRIDA DE ANCLAJE.	41
4.2 TORNILLOS ARANDELA PARTIDA Y CILINDRO DE ANCLAJE.	42
4.2.1.- Cálculo a tracción.	42
4.2.2.- Cálculo a fatiga.	42
4.3.- ARANDELA PARTIDA.	43
4.4.- EJES GUÍA.	43
4.5.- CASQUILLOS DE EJES GUÍA.	43
 5.- INSTALACIÓN ELÉCTRICA.	 44
5.1.- INTENSIDAD MÁXIMA.	44
5.2.- INTERRUPTOR GENERAL.	45
5.3.- INTERRUPTOR DIFERENCIAL.	45
5.4.- ARRANCADOR ESTRELLA-TRIÁNGULO.	45
5.5.- INTERRUPTOR DEL AUTÓMATA.	45
5.6.- MAGNETOTERMICO DE LAS VÁLVULAS.	45
5.7.- PUESTA A TIERRA.	46

0. INTRODUCCIÓN.

En este bloque procedemos a calcular todos y cada uno de los elementos que forman nuestra prensa. Cada cálculo y decisión tomada está justificada.

En primer lugar se calcula el dimensionamiento del cilindro hidráulico con el fin de soportar los esfuerzos y de transmitir fuerza requerida. Seguimos con el cálculo del circuito hidráulico y todos los elementos que lo componen. Después se calcula la estructura que será la encargada de soportar el cilindro, cuyas dimensiones serán las necesarias para soportar todos los esfuerzos que transmita el cilindro. El cuarto punto contiene los cálculos del sistema móvil que unido al vástago tiene un movimiento solidario con este para realizar los trabajos. Por último se calcula la instalación eléctrica.

1. CILINDRO HIDRÁULICO.

1.1. CÁLCULO DE DIAMETRO INTERIOR DEL CILINDRO, ÁREA DE PISTÓN Y PRESIÓN DE TRABAJO.

DATOS:

$F_{\text{TRABAJO INICIAL}} = 204.000 \text{ Kp, (2000 KN)}$

PROCESO

A partir de este dato calcularemos cuál es la presión de trabajo en el cilindro (P_{TRABAJO}), diámetro interior del cilindro ($D_{\text{INT CILINDRO}}$), diámetro del émbolo (D_{EMBOLO}), que necesitamos para transmitir esta fuerza de trabajo. Para ello tenemos en cuenta las normas vigentes en materia de transmisiones hidráulicas que regulan estos aspectos, como son: la norma UNE 101-101-85 para gama de presiones nominales, UNE 101-360-86 para diámetros de los cilindros y de los vástagos. UNE 101-362-86 para gama de presiones nominales.

Para la $F_{\text{TRABAJO INICIAL}} = 204.000 \text{ Kp (2000 KN)}$ tomamos como posibles presiones de trabajo las normalizadas de 250 bar. (255 Kp/cm^2) y 315 bar. ($321,3 \text{ Kp/cm}^2$).

Aplicamos la siguiente formula:

$$A_{\text{EMBOLO}} = \frac{F_{\text{TRABAJO}}}{P_{\text{TRABAJO}}}$$

MEMORIA DE CÁLCULO

A_{EMBOLO} es el área del émbolo o pistón

Tenemos dos casos distintos, según sea la presión de trabajo:

Caso 1: $P_{TRABAJO} = 250 \text{ bar. (255 Kp/cm}^2\text{)}$; $A_{EMBOLO} = 799,5 \text{ Kg/cm}^2$, con lo que el diámetro del émbolo, $D_{EMBOLO} = 319,05 \text{ mm}$.

Caso 2: $P_{TRABAJO} = 315 \text{ bar, (321,3Kp/cm}^2\text{)}$; $A_{EMBOLO} = 634,5 \text{ Kg/cm}^2$, con lo que el diámetro del émbolo, $D_{EMBOLO} = 284,23 \text{ mm}$.

Los valores de los diámetros normalizados que mas se aproximan a los obtenidos son, corresponden, 320 mm y 280 mm, respectivamente.

DIMENSIONAMIENTO ELEGIDO.

$D_{EMBOLO} = D_{INT \text{ CILINDRO}} \approx 320 \text{ mm}$.

$A_{EMBOLO} = 804,25 \text{ cm}^2$

$P_{TRABAJO} = 250 \text{ bar. (255 Kp/cm}^2\text{)}$

Calculamos el valor de la fuerza de trabajo teórica sustituyendo estos valores en la siguiente fórmula:

$$F_{TRABAJO} = A_{EMBOLO} \cdot P_{TRABAJO}$$

$$F_{TRABAJO \text{ TEORICA}} = 205.283 \text{ Kp (2012 KN)}$$

Esta fuerza teórica corresponde al caso1, el cual se aproxima más a la fuerza de trabajo inicial que la obtenida en el caso2. ($F_{TRABAJO \text{ TEORICA}} = 197.841 \text{ Kp (1941 KN)}$).

***Nota:** Para los siguientes cálculos consideraremos como $F_{TRABAJO} = 204.000 \text{ Kp}$ ya que no se sabrá cual es la fuerza real de trabajo hasta que no se acabe de dimensionar el resto del cilindro y circuito hidráulico (hay que tener en cuenta las fugas, rendimientos, rozamientos...)*

1.2 CÁLCULO ESPESOR DE LA PARED DEL CILINDRO.

$D_{INT \text{ CILINDRO}} = 320 \text{ mm}$.

$P_{TRABAJO} = 250 \text{ bar. (255 Kp/cm}^2\text{)}$

MATERIAL EMPLEADO St-52: posee una gran maquinabilidad y es fácilmente soldable.

$$\sigma_E = 3.400 \text{ kg/cm}^2 \text{ mínimo}$$

$$\sigma_R = 5.500 \text{ kg/cm}^2 \text{ mínimo}$$

Para el cálculo del espesor utilizamos las ecuaciones de Lamé para cilindros de pared gruesa:

$$\sigma_t = \frac{P_i \cdot r_i - P_o \cdot r_o + r_i^2 \cdot r_o^2 \frac{P_i - P_o}{r^2}}{r_o^2 - r_i^2}$$

$$\sigma_r = \frac{P_i \cdot r_i - P_o \cdot r_o - r_i^2 \cdot r_o^2 \frac{P_i - P_o}{r^2}}{r_o^2 - r_i^2}$$

Donde:

σ_t = Tensión tangencial (Kp/cm²)

σ_r = Tensión radial (Kp/cm²)

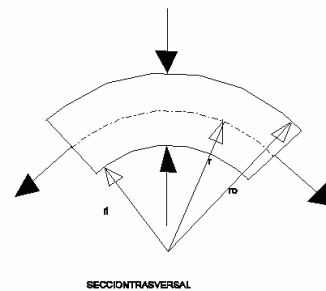
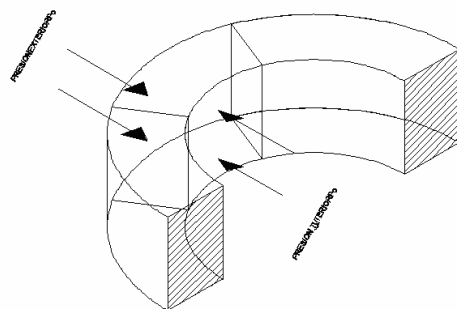
P_i = Presión en el interior del cilindro (Kp/cm²)

P_o = Presión en el exterior del cilindro (Kp/cm²)

r_i = Radio interior del cilindro (cm)

r_o = Radio exterior del cilindro (cm)

r = Radio del punto de estudio, siendo $r_i \leq r \leq r_o$ (cm)



Como P_o = Presión en el exterior del cilindro es despreciable frente a la presión interior, consideraremos que $P_o \approx 0$ Kp/cm², con lo que las ecuaciones anteriores se transforman en las siguientes:

$$\sigma_t = P_i \frac{r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \left(1 + \frac{r_o^2}{r^2} \right)$$

$$\sigma_r = P_i \frac{r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \left(1 - \frac{r_o^2}{r^2} \right)$$

A continuación estudiaremos los valores de σ_r y σ_t para los puntos A (pto. pared interior) y B (pto. pared exterior) por se los mas comprometidos.

PUNTO A: $r_A = r_i$ (punto interior de la pared)

Haciendo $m = D_{EXT \text{ CILINDRO}} / D_{INT \text{ CILINDRO}}$; siendo $D_{EXT \text{ CILIN}}$ el diámetro exterior del cilindro hidráulico en cm.) que aplicamos en la ecuación de σ_r y σ_t , quedando:

$$\sigma_{tA} = P_i \frac{r_i^2}{r_0^2 - r_i^2} \left(1 + \frac{r_0^2}{r^2} \right) = P_i \frac{m^2 + 1}{m^2 - 1}$$

$$\sigma_r = P_i \frac{r_i^2}{r_0^2 - r_i^2} \left(1 - \frac{r_0^2}{r^2} \right) = -P_i$$

PUNTO B: $r_B = r_o$ (punto exterior de la pared)

$$\sigma_{tB} = P_i \frac{r_i^2}{r_0^2 - r_i^2} \left(1 + \frac{r_0^2}{r^2} \right) = P_i \frac{2}{m^2 - 1}$$

$$\sigma_r = P_i \frac{r_i^2}{r_0^2 - r_i^2} \left(1 - \frac{r_0^2}{r^2} \right) = 0$$

Al estar sometida la pared del cilindro a un estado tensional biaxial, aplicaremos el criterio de los estados límites de Mohr para reducirlo a un sistema monoaxial y comprobar cual es el punto más crítico.

$$\sigma_{equivalente} = \sigma_t - \sigma_r$$

Utilizando esta ecuación para los puntos A y B nos queda:

$$\sigma_{eqA} = P_i \left(m^2 + \frac{1}{m^2 - 1} \right) - (-P_i) = P_i \left(\frac{2m^2}{m^2 - 1} \right) \text{ para el punto A.}$$

$$\sigma_{eqB} = P_i \left(\frac{2}{m^2 - 1} \right) \text{ para el punto B.}$$

Siendo: σ_{eqA} = Tensión equivalente en el punto A. (Kp/cm²)

σ_{eqB} = Tensión equivalente en el punto B. (Kp/cm²)

De esto se deduce que $\sigma_{eqA} > \sigma_{eqB}$, por lo que realizamos el dimensionamiento tomando como punto crítico el punto A. Por ser el material acero y aplicando el criterio de rotura, trabajamos con un coeficiente de seguridad de $n=3$. De este modo tenemos:

$$\sigma_{eqA} = \frac{\sigma_E}{S_e} = P_i \frac{2 \cdot m^2}{m^2 - 1} \Rightarrow m = \sqrt{\frac{\sigma_E}{\sigma_E - 2NP_i}}$$

Consideramos $P_i = P_{TRABAJO}$, sustituimos en la ecuación de m , resulta:

$$m = \sqrt{\frac{3400}{3400 - 2 \cdot 3 \cdot 255}} = 1,348 \approx 1.35$$

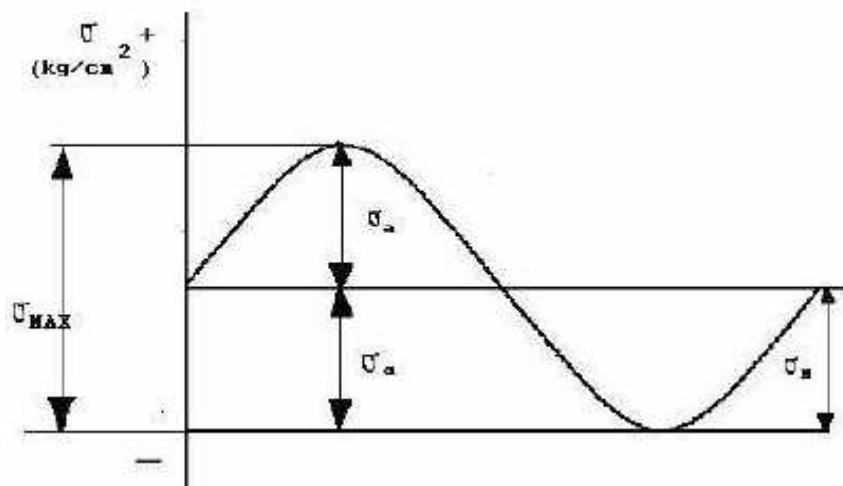
Con este dato podemos calcular el valor del diámetro exterior del cilindro ya que:

$$m = \frac{D_{ext}}{D_{int}} \Rightarrow D_{ext} = 320 \cdot 1,35 = 432mm$$

Queda como diámetro exterior del cilindro 432mm.

CALCULO A FATIGA.

Las paredes del cilindro resiste una sollicitación variable ya que su cara interior soporta una presión que varía desde 0 a 255 Kp/cm^2 , tratándose de un ciclo intermitente.



-. Ciclo intermitente: $\sigma_{min}=0$; $\sigma_m = \sigma_{max}/2$; $\sigma_a = \sigma_m$.-

Como hemos visto anteriormente los puntos que soportan mayores solicitaciones son los puntos interiores del cilindro, (PuntoA). Los valores de la tensión en estos puntos varían desde:

$$\sigma_{eqA} = P_i \left(\frac{2m^2}{m^2 - 1} \right) \Rightarrow \begin{cases} 0 \text{ Kp/cm}^2 \\ a \\ 1133 \text{ Kp/cm}^2 \end{cases}$$

Podemos comenzar a definir las variables características que emplearemos para el cálculo a fatiga:

- σ_{MAX} (tensión máxima del ciclo) = 1133 Kp/cm²
- σ_{MIN} (tensión mínima del ciclo) = 0 Kp/cm²
- σ_{MEDIA} (tensión media del ciclo) se calcula mediante

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad ; \quad \sigma_m = 566,5 \text{ Kp/cm}^2$$

- σ_a (amplitud tensional del ciclo)

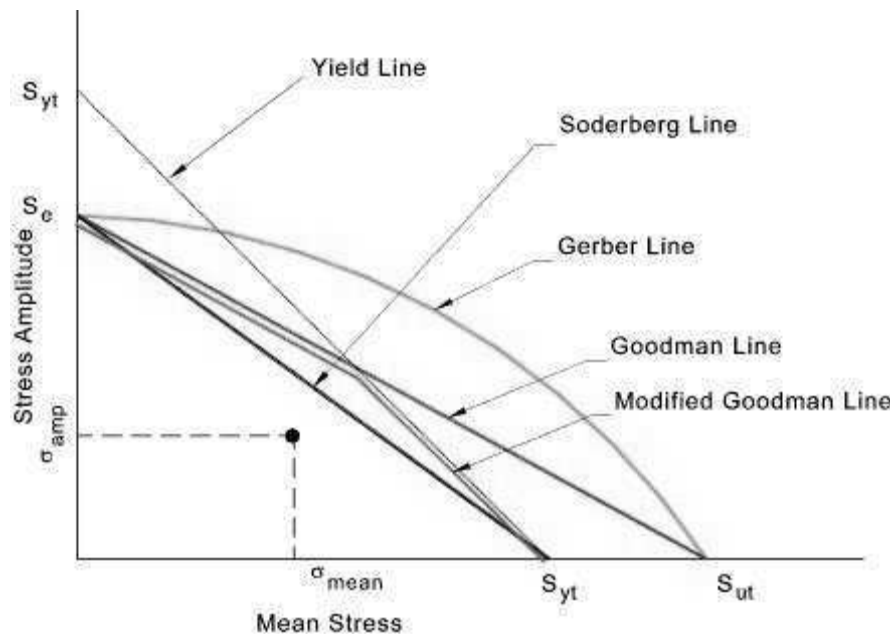
$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad ; \quad \sigma_a = 566,5 \text{ Kp/cm}^2$$

-Calculamos la tensión límite de rotura a fatiga en estado monoaxial para una sollicitación tracción-compresión simple:

$$\sigma_A = 0,45 \frac{\sigma_E + \sigma_R}{2} + 400 = 0,45 \frac{3400 + 5500}{2} + 400 = 2402,5 \text{ kp/cm}^2$$

Utilizamos el diagrama de Soderberg como base de cálculo por tratarse de un diagrama conservador y al estar trabajando con un material dúctil. Para el cálculo partimos de los siguientes datos:

- Tensión mínima del ciclo: $\sigma_{\min} = 0 \text{ kp/cm}^2$
- Tensión máxima del ciclo: $\sigma_{\max} = 1133 \text{ kp/cm}^2$
- Tensión media: $\sigma_m = 566,5 \text{ kp/cm}^2$
- Amplitud tensional: $\sigma_a = 566,5 \text{ kp/cm}^2$
- Tensión límite de rotura a fatiga: $\sigma_A = 2402,5 \text{ kp/cm}^2$



La expresión analítica que nos permite estudiar los valores según el criterio de Soderberg es la siguiente:

$$\frac{1}{N} = \frac{\sigma_m}{\sigma_R} + \frac{\sigma_a}{\sigma_A}; \quad \text{donde } N \text{ es el factor de seguridad a fatiga.}$$

$$\frac{1}{N} = \frac{566,5}{5500} + \frac{566,5}{2402,5} \Rightarrow N = 2,95$$

El dimensionamiento en vista del resultado obtenido es correcto y ofrece un funcionamiento longevo del tubo hidráulico sin deformaciones.

1.3 VÁSTAGO

El vástago o eje del cilindro hidráulico está sometido a esfuerzos de compresión variables, por lo que para su dimensionamiento hay que tener en cuenta su comportamiento a compresión, pandeo y fatiga.

DATOS:

$F_{\text{TRABAJO}} = 204.000 \text{ Kp (2000 KN)}$

$E_{\text{ACERO}} = 2,1 \cdot 10^6 \text{ Kg/cm}^2$

Material empleado F-1140 (Templado y revenido)

$\sigma_E = 3.770 \text{ kg/cm}^2$

1.3.1. CALCULO A COMPRESIÓN.

El vástago está solicitado a un estado tensional monoaxial, donde la fuerza de compresión del vástago es $F_{TRABAJO} = 204.000 \text{ Kp}$.
Considerando un coeficiente de seguridad $N = 6$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_E}{N} = \frac{F_C}{A_{RESIS}} \quad \text{de donde} \quad A_{RESIS} = \frac{F_{COMPRESION}}{\sigma_{ADMISIBLE}}$$

$$A_{RESIS} = \frac{204000}{\frac{3770}{6}} = 324,67 \text{ cm}^2$$

De aquí obtenemos el diámetro necesario:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 324,67}{\pi}} = 20,33 \text{ cm} \quad \Rightarrow \quad D=204 \text{ mm}$$

Por tanto el diámetro mínimo del vástago para que responda con garantías a los esfuerzos de compresión debe ser $D = 204 \text{ mm}$. Hacemos uso de la norma “UNE 101-360-86: transmisiones hidráulicas y neumáticas; Diámetros de los cilindros y de los vástagos de pistón” y seleccionamos un diámetro normalizado igual o superior a la medida obtenida, siendo éste $D_{vástago} = 220 \text{ mm}$

1.3.2. CALCULO A PANDEO.

La longitud del vástago no se sabe en este punto de los cálculos ya que este depende de las dimensiones de la brida, del embolo entre otros. Por lo tanto hacemos una primera estimación.

Primeramente es necesario definir la longitud del vástago. La carrera es igual a 800 mm, el exterior de 100 mm, casquillo guía-brida 100 mm, y la rosca con el embolo 100 mm, lo que hace un total $L = 946 \text{ mm}$. Dada la relación entre el diámetro y la longitud del vástago es lógico pensar que el pandeo no se va a producir. Además existirá un punto de contacto con el casquillo y la brida que evitará el pandeo.

En todo caso, consideremos el vástago apoyado y guiado en sus dos extremos. En este caso el esfuerzo máximo vendrá dado por la fórmula de Euler.

$$P_c = \frac{\pi^2 \cdot I \cdot E}{n \cdot L^2}$$

Donde: P es el esfuerzo máximo soportado por el vástago igual a la diferencia máxima de empujes en ambos lados del pistón

I es el momento de inercia del vástago

E es el módulo de elasticidad del acero
L es la longitud del vástago
n es el coeficiente de seguridad

$$P_c = \frac{\pi^2 \cdot \frac{\pi D^4}{64} \cdot E}{6L^2} = \frac{\pi^2 \frac{\pi 22^2}{64} 2,1 \cdot 10^6}{6 \cdot 110^2} = 3282790 \text{kp}$$

Vemos que es un valor muy superior al esfuerzo al que va a estar sometido el vástago. Por lo tanto aseguramos que el vástago no sufrirá pandeo.

1.3.3. CALCULO A FATIGA.

El vástago esta solicitado a un esfuerzo variable de compresión de forma cíclica. Aunque en reposo el vástago soporta una tensión de tracción debido al peso de la mesa móvil y utillaje, es tan pequeña (20 Kp/cm² máximo) que será despreciada, con lo que la sollicitación variable será considerada como intermitente. Veamos el valor de las variables características del ciclo.

F varía de 0 a 204000 Kp
 σ_c varia de 0 a 204000 Kp/308 cm² = 536,84 Kp/cm² = σ_{\max}
 $\sigma_m = 536,84 / 2 = 268,42 \text{ Kp/cm}^2$
 $\sigma_a = 268,42 \text{ Kp/cm}^2$
 $\sigma_A = 0,45 (3770 + 6400)/2 + 400 = 2688 \text{ Kp/cm}^2$

Igual que antes hacemos uso del diagrama de Soderber. En este caso y debido a la ranura practicada en el vástago para anclar la mesa debemos establecer un factor de corrección β que haga referencia a dicho concentrador de esfuerzos(según tabla $\beta = 1,5$)

$$\frac{1}{N} = \frac{\sigma_m}{\sigma_R} + \frac{\sigma_a}{\sigma_A};$$

$$\frac{1}{N} = \frac{268,42}{6400} + \frac{268,42 \cdot 1,5}{2688} = 0,19$$

N=5,21 Con lo que se demuestra la resistencia del vástago a fatiga.

1.3.4. CALCULO DE LA ROSCA.

El tornillo que unirá el vástago y el émbolo será un tornillo de cabeza hexagonal M36x80 DIN 933 – 8.8 con arandela grower M36 DIN 912 – 8.8 (ambos elementos pavonados). Por tanto restando los 20 mm del espesor del émbolo y unos 10 mm del espesor de la arandela nos queda 50mm de rosca útil en el vástago.

$$p = \frac{P}{i \cdot A_G} = \frac{P}{\left(\frac{m}{h}\right)(\pi \cdot d_2 \cdot t_2)} \quad (\text{Nieman})$$

Donde: p es la presión superficial de la rosca

P es la fuerza longitudinal máxima correspondiente al peso del vástago y la mesa superior. (200kg aproximadamente).

i es el numero de filetes de la rosca

m es la longitud de la rosca en mm.

h es el paso de la rosca en mm

Ag es la superficie portante de un filete de rosca

d2 es el diámetro medio de la rosca en mm ($d_2 = D_{\text{tornillo}} - 0,65 \cdot h$)

t2 es la profundidad de la rosca en mm ($t_2 = 0,6495 \cdot h$)

$$p = \frac{200}{\left(\frac{50}{4}\right)(\pi \cdot 33,4 \cdot 2,598)} = 0,59$$

El valor del esfuerzo al que esta sometido el tornillo es muy bajo, el cual no provocará ningún fallo este.

1.4 EMBOLO.

El material elegido es un acero F-1140 (normalizado).

($\sigma_E = 3.000 \text{ Kg/cm}^2$).

La dimensión exterior del émbolo coincide con el diámetro interior del cilindro.

DEMBOLO = DINT CILINDRO = 320 mm. Las demás medidas dependen de los elementos de estanqueidad que necesita para asegurar el correcto funcionamiento. Las dimensiones de estos elementos las establece cada fabricante.

Presentará un taladro central por el que pasará un tornillo de cabeza hexagonal M36x80 DIN 933 – calidad 8.8 (con arandela grower M36 DIN 912 – 8.8) que lo unirá al vástago.

El émbolo está sometido a un esfuerzo a compresión, por un lado, debido al empuje del aceite a presión y al vástago y a un esfuerzo cortante por el empuje también del aceite a presión sobre la zona radial. Este esfuerzo cortante es igual a la fuerza de trabajo. Debido a la gran superficie resistente, la tensión cortante que soporta el émbolo es muy baja por lo que la rotura es casi imposible, pese a todo comprobaremos lo afirmado.

1.4.1. CALCULO A COMPRESION.

La zona que se verá afectada será toda aquella que comprime el aceite contra el vástago, una sección igual a la sección del vástago ($\varnothing = 220 \text{ mm}$) menos la correspondiente al taladro pasante para el tornillo de unión con el vástago ($\varnothing = 37 \text{ mm}$)

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_E}{n} = \frac{F}{A_{resistente}}$$

Donde $\sigma_E = 3000 \text{ kp/cm}^2$

$$A = \frac{\pi}{4} (22^2 - 3,7^2) = 369,4 \text{ cm}^2$$

$$F = P \cdot A = 255 \cdot 369,4 = 94192,05 \text{ kp}$$

El coeficiente de seguridad con el que estamos trabajando es:

$$n = \frac{\sigma_E \cdot A}{F} = 11,76$$

Un coeficiente de seguridad muy alto que nos garantiza la resistencia del émbolo a compresión.

1.4.2. CALCULO A CORTANTE.

La superficie sobre la que actúa la fuerza de trabajo corresponde a la diferencia de diámetros entre el émbolo (320 mm) y vástago (220 mm):

$$F = P \cdot A = 255 \frac{\pi}{4} (32^2 - 22^2) = 108149,83 \text{ kp}$$

Probamos con un espesor del émbolo de 20 mm. Para este espesor le corresponde un área resistente:

$$A_{resist} = L \cdot \pi \cdot D = 2 \cdot \pi \cdot 22 = 138,23 \text{ cm}^2$$

$$\frac{\sigma_E}{n} = \frac{F}{A_{resistente}}; \quad \Rightarrow n = 3,83 \quad \text{Este factor nos asegura la}$$

resistencia a cortante del embolo para un espesor de 20mm.

1.5 TAPA DEL CILINDRO.

Para el cálculo del espesor de la tapa del cilindro hacemos una primera estimación por cálculo resistente. Una vez determinado el espesor se verá si dicha longitud de rosca es suficiente para garantizar la unión entre elementos.

El material elegido es el acero F-1140, de gran maquinabilidad y facilidad de soldadura, con una resistencia $\sigma_E = 3000 \text{ Kp/cm}^2$ (normalizado).

1.5.1.- CÁLCULO RESISTENTE.

El espesor de la tapa necesario para soportar la presión de trabajo viene dado por la siguiente expresión.

$$e = 0,405D\sqrt{\frac{P}{S}} \quad (\text{Blume})$$

Donde: D es el diámetro interior del cilindro en cm.

P es la presión en kp/cm²

$S = \sigma_E/n$ $n=6$ (coeficiente de seguridad)

$$e = 0,405D\sqrt{\frac{P}{S}} = 0,405 \cdot 32 \sqrt{\frac{255}{\frac{3000}{6}}} = 9,25 \text{ cm}$$

1.5.2.- CÁLCULO DE LA ROSCA.

La tapa será roscada al tubo mediante una rosca M 330x4 (“UNE 17702-02: Rosca métrica ISO para usos generales; Serie general de diámetros y pasos”) cuyo cálculo resistente es el siguiente.

$$p = \frac{P}{i \cdot A_G} = \frac{P}{\left(\frac{m}{h}\right)(\pi \cdot d_2 \cdot t_2)}$$

Donde: p es la presión superficial de la rosca

P es la fuerza longitudinal máxima (204000 kp)

i es el número de filetes de la rosca

m es la longitud de la rosca en mm

h es el paso en mm

A_G es la superficie portante de un filete de rosca

d_2 es el diámetro medio de la rosca en mm ($d_2 = D_{\text{tornillo}} - 0,65xh$)

t_2 es la profundidad de la rosca en mm ($t_2 = 0,6495xh$)

$$p = \frac{204000}{\left(\frac{73}{6}\right)(\pi \cdot 326.1 \cdot 3.89)} = 4,2kp / mm^2 = 420kp / cm^2$$

Este valor está muy por debajo de la resistencia del material, tanto del cilindro como de la tapa. De este modo definimos un espesor de la tapa de 93 mm, de los cuales roscamos 73, ya que 20 los destinamos a realizar un chaflán con el fin de conseguir una buena penetración de la soldadura.

La soldadura nos asegurará una máxima estanqueidad evitando posibles fugas.

1.6 CABEZA DEL CILINDRO HIDRAULICO.

El material utilizado es el acero F-1140 normalizado.

($\sigma_E = 3.000 \text{ Kg/cm}^2$).

1.6.1 .- UNION CABEZA-CILINDRO

La fijación de la brida al tubo cilíndrico se consigue mediante rosca M420x4 (“UNE 17702-02: Rosca métrica para usos generales; Serie general de diámetros y pasos”) y soldadura. Parte de la tracción a la que esta sometida la unión, es absorbida por la rosca y parte por la soldadura. Para comprobar la resistencia de la rosca empleada utilizamos el método expuesto por NIEMANN.

$$p = \frac{P}{\left(\frac{m}{h}\right)(\pi \cdot d_2 \cdot t_2)} = \frac{204000}{\frac{70}{4}(\pi \cdot 417,4 \cdot 2,598)} = 3,42kp / mm^2 = 342,17kp / cm^2$$

Como $\sigma_{E-F-1440 N} = 3.000 \text{ Kg/cm}^2$, el coeficiente de seguridad es:

$$N = \frac{\sigma_E}{p} = 8.76$$

Con la rosca sería suficiente para soportar los esfuerzos de tracción. Aunque aseguramos más la resistencia y la estanqueidad con un cordón de la soldadura.

1.6.2 .- UNION CABEZA-BRIDA

Después de varios cálculos de tipos de tornillos, roscas y calidades, he llegado a elección de las siguientes características de la unión cabeza y brida.

Se utilizaran 16 tornillos de cabeza cilíndrica con hexágono interior de M16x50 DIN 912 calidad 12.9 con sus arandelas de abanico elásticas DIN 6798. Tanto los tornillos y las arandelas irán pavonadas. Sólo con estas características de los tornillos se obtienen un factor de seguridad aceptable. Las propiedades de los tornillos son:

$$\sigma_R = 12.000 \text{ Kg/cm}^2, \sigma_E = 10.800 \text{ Kg/cm}^2, A_{RESIS} = 1,57 \text{ cm}^2$$

Es necesario comprobar la resistencia de éstos a tracción así como a fatiga. La fuerza que tendrán que soportar los tornillos de la brida es la fuerza que el aceite ejerce sobre el casquillo guía, suponiendo que la presión durante la carrera de retroceso sea de igual magnitud que la de trabajo, esta fuerza sería:

$$F = P \cdot A$$

La sección es la del casquillo que está en contacto con el aceite.

$$A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) = \frac{\pi}{4}(32^2 - 22^2) = 424,11 \text{ kp/cm}^2$$

$$F = 255 \cdot 424,11 = 108149,32 \text{ kp}$$

El esfuerzo que soporta cada tornillo sería:

$$\frac{108149,32}{16} = 6759 \text{ kp}$$

1.6.2.1.- CALCULO A TRACCION DE LOS TORNILLOS

$$\frac{\sigma_E}{n} = \frac{F}{A_{resistente}} \Rightarrow n = \frac{10800 \cdot 1,57}{6759} = 2,5$$

Suficiente para asegurar la resistencia a tracción.

1.6.2.2.- CALCULO A FATIGA DE LOS TORNILLOS

El ciclo que se presenta es intermitente cuyos valores son:

$$\sigma_{\min} = 0 \text{ kp/cm}^2 \quad \text{aproximadamente}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{F}{A} = \frac{6759}{1,57} = 4305 \text{ kp/cm}^2$$

-Tensión media del ciclo:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{4305 + 0}{2} = 2153 \text{ kp/cm}^2$$

-Amplitud tensional del ciclo:

$$\sigma_A = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{4305 - 0}{2} = 2153 \text{ kp/cm}^2$$

-Cálculo de la tensión límite de rotura a fatiga monoaxial para una sollicitación tracción-compresión simple:

$$\sigma_A = 0,45 \frac{\sigma_E - \sigma_R}{2} + 400 = \frac{10800 + 12000}{2} + 400 = 7150 \text{ kp/cm}^2$$

Hacemos uso del diagrama de Soderberg y establecemos un factor de corrección β que hace referencia a la concentración de esfuerzos. ($\beta=1,5$ según tabla.)

$$\frac{1}{N} = \frac{\sigma_m}{\sigma_R} + \frac{\sigma_a}{\sigma_A};$$

$$\frac{1}{N} = \frac{2153}{12000} + \frac{2153 \cdot 1,5}{7150} \Rightarrow N=1,58$$

Este factor de seguridad nos garantiza el aguante de los tornillos a rotura por fatiga.

1.7 BRIDA DE SUJECCIÓN.

Utilizamos para su fabricación acero F-1140. Esta pieza es la encargada de unir el tubo y la estructura. Irá roscada y soldada al cuerpo del cilindro. Mediante unión atornillada se fija a la placa de apoyo del cilindro, al montante superior.

Cuando la prensa no trabaja los tornillos están solicitados a un esfuerzo de tracción originado por el peso del cilindro, del conjunto de la mesa móvil y del utillaje que esta fijado a ella. Y cuando esta trabajando, es su unión roscada-soldada la que asegura la fijación del cilindro.

Para la unión roscada utilizamos 6 tornillos cilíndricos con hexágono interior M16-8.8 DIN 912, roscados en sus correspondientes tuercas y arandelas elásticas de abanico y dentado exterior DIN 6798.

1.7.1.- CÁLCULO TORNILLOS DE FIJACIÓN.

De los tornillos conocemos (UNE-EN-ISO 898-1:2000):

$$\sigma_E = 6400 \text{ kp/cm}^2$$

$$\sigma_R = 8000 \text{ kp/cm}^2$$

$$A_R = 1,57 \text{ cm}^2$$

-TRACCIÓN:

El peso que están soportando los tornillos cuando la prensa no esta en marcha, es el correspondiente a la mesa móvil, cilindro, utillaje. Para nuestro cálculo utilizaremos un peso de 2000kg muy superior a lo que realmente están aguantando.

$$F=2000/6=333,33\text{kg} \text{ Peso que soporta cada tornillo.}$$

$$\frac{\sigma_E}{N} = \frac{F}{A_{resist}} \quad \frac{6400}{N} = \frac{333,33}{1,57}; \Rightarrow N = 30,14$$

-FATICA:

El ciclo que se presenta es intermitente cuyos valores son:

$$\sigma_{\min} = 0 \text{ kp/cm}^2 \quad \text{aproximadamente}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{F}{A} = \frac{333,33}{1,57} = 212,31 \text{ kp/cm}^2$$

-Tensión media del ciclo:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{212,31 + 0}{2} = 106,15 \text{kp} / \text{cm}^2$$

-Amplitud tensional del ciclo:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{212,31 - 0}{2} = 106,15 \text{kp} / \text{cm}^2$$

-Cálculo de la tensión límite de rotura a fatiga monoaxial para una sollicitación tracción-compresión simple:

$$\sigma_A = 0,45 \frac{\sigma_E + \sigma_R}{2} + 400 = 0,45 \frac{6400 + 8000}{2} + 400 = 3640 \text{kp} / \text{cm}^2$$

Hacemos uso del diagrama de Soderberg :

$$\frac{1}{N} = \frac{\sigma_m}{\sigma_R} + \frac{\sigma_a}{\sigma_A};$$

$$\frac{1}{N} = \frac{106,15}{8000} + \frac{106,15}{3640} \Rightarrow N=23,56$$

Este factor de seguridad nos garantiza el aguante de los tornillos a rotura por fatiga.

1.7.2.- CÁLCULO DE LA ROSCA BRIDA-TUBO.

roscado La fijación de la brida al tubo hidráulico se consigue mediante (M420x4) y soldadura por arco eléctrico.

Niemann. Calculamos la resistencia de la rosca mediante el método de

$$p = \frac{P}{\left(\frac{m}{h}\right)(\pi \cdot d_2 \cdot t_2)} = \frac{204000}{\frac{50}{4}(\pi \cdot 417,4 \cdot 2,598)} = 4,79 \text{kp} / \text{mm}^2 = 479,04 \text{kp} / \text{cm}^2$$

$$d_2 = D_{\text{tornillo}} - 0,65xh = 420 - 0,65x4 = 417,4$$

$$t_2 = 0,6495xh = 0,6495x4 = 2,598$$

$$N = \frac{3000}{479,04} = 6,26$$

Con la unión roscada sería suficiente para aguantar los esfuerzos de tracción, pero aseguramos la unión con un cordón de soldadura de 12mm de garganta.

1.8 CASQUILLO GUÍA.

El material elegido es acero F-1140. El espesor del casquillo será de 60 mm, más que suficiente para soportar la fuerza que actúe sobre él si tenemos en cuenta los cálculos antes realizados para el espesor de la tapa, dado que la superficie sobre la que el fluido ejerce la presión es menor.

1.9 BRIDA DE CIERRE.

El ancho será de 26 mm para permitir que los tornillos rosquen 24mm como mínimo y asegurar la resistencia según los cálculos anteriores. El resto de sus dimensiones son definidas por su intervención en el conjunto, las cuales se describen en el plano correspondiente.

La brida presentará 16 taladros de 17mm de diámetro para su posterior unión con la cabeza del cilindro.

Presentará alojamientos para un anillo guía que evitará el contacto con el vástago y un rascador que evite la entrada de cualquier impureza en el cilindro.

Se hará una descripción más detallada de sus dimensiones en su correspondiente plano.

2. CIRCUITO HIDRÁULICO.

2.1. BOMBA.

La bomba elegida será una bomba de pistones axiales de caudal constante. Éste tipo de bombas sirven para aquellos trabajos donde se requieren altas presiones y grandes caudales. Además de desarrollar mayores presiones que cualquier otra bomba hidráulica, los rendimientos volumétricos están entre el 80% y el 92% lo que es importante cuando se trata de grandes volúmenes de fluido.

Para proceder a su dimensionamiento vamos a fijar previamente el valor de la velocidad máxima de trabajo y a partir de ella el caudal que debe aportar la bomba, la potencia mínima requerida al motor eléctrico que acciona la bomba, y potencia consumida.

$V_{\text{máxima trabajo}} = 1,36 \text{ cm/s}$ para una presión máxima de 250 bar (255 kp/cm²).

Al ser la presión máxima de trabajo de la prensa 250 bar (255 kp/cm²), elegimos una bomba cuyo límite de presión sea superior.

Debido a nuestras necesidades técnicas usaremos una bomba de la marca Duplomatic, de pistones axiales de caudal variable. Sus características técnicas son:

-Bomba: Duplomatic VPPM 073

-Caudal a 1450 r.p.m.=109 l/min

-Presión máxima de trabajo=280 bar

Con estos datos podemos calcular las velocidades de desplazamiento del émbolo en función del caudal de entrada al cilindro.

$$v_1 = 16.6 \frac{Q}{S_1}$$

Donde v_1 es la velocidad del émbolo en cm/s
Q es el caudal de alimentación en l/min
 S_1 es la sección del émbolo en cm^2

$$v_1 = 16.6 \frac{109}{804,25} = 2,25 \text{ cm/s}$$

De la misma forma calculamos la velocidad de retroceso:

$$v_2 = 16.6 \frac{Q}{S_2}$$

Donde v_2 es la velocidad del émbolo en cm/s
Q es el caudal de alimentación en l/min
 S_2 es la sección del émbolo menos la del vástago en cm^2

$$v_2 = 16.6 \frac{109}{424,11} = 4,26 \text{ cm/s}$$

Velocidad de avance = 22,5 mm/s
Velocidad de retroceso = 42,6 mm/s
Velocidad de trabajo=13,6 mm/s

2.2. MOTOR.

Elegimos un motor según las características de la bomba en su régimen de trabajo.

Para una fuerza de trabajo máxima le corresponde una velocidad de trabajo de 1,36cm/s, para la cual necesitamos un caudal de 66 l/min.

Calculo entonces la potencia requerida de la bomba, con un rendimiento de esta del 85%.

$$Potencia(C.V) = \frac{P(kp/cm^2) \cdot Q(l/min)}{\eta}$$

$$Potencia(C.V) = \frac{255 \cdot 66}{450 \cdot 0,85} = 44CV \Rightarrow 33KW$$

Necesitamos un motor:

- 230/400 V 50 Hz
- Revoluciones por minuto=1450
- Potencia = 44CV (33KW)

2.3 TUBERIAS.

Llamamos tubería 1 a la tubería conectada a la cámara del cilindro que al llenarse efectúa la carrera de aproximación y trabajo, y tubería 2 a la tubería conectada a la cámara del cilindro que al llenarse efectúa la carrera de retroceso.



Distinguimos dos situaciones:

1.- El aceite entra en el cilindro por la tubería 1 con lo que se llena la cámara superior realizando la carrera de trabajo y aproximación.

2.- El aceite entra en el cilindro por la tubería 2 llenando la cámara inferior y realizando la carrera de retroceso.

2.3.1 CAUDALES MAXIMOS EN TUBERIA DE ENTRADA Y SALIDA.

Para las dos tuberías el caudal de llenado de las cámaras es el suministrado por la bomba.

$$Q_1=Q_2= 109 \text{ l/min}$$

Caso 1.

El caudal máximo suministrado por la bomba (109 l/min) entra por la tubería 1 en la cámara superior del cilindro, haciendo que el émbolo se desplace verticalmente hacia abajo obligando a que el aceite acumulado en la cámara 2 salga por la tubería 2 hacia el depósito; el caudal de salida por la tubería 2 será:

$$Q_2 = Q_1 \frac{S_1}{S_2};$$

Siendo:

Q_1 = caudal de entrada en el cilindro por la tubería 1.

Q_2 = caudal de salida en el cilindro por la tubería 2.

S_1 = superficie del émbolo = 804,25 cm²

S_2 =superficie del émbolo menos la del vástago = 424,11 cm²

$$Q_2 = 109 \frac{424,11}{804,25} = 57,47 \text{ l/min};$$

Caso 2.

El caudal máximo suministrado por la bomba (109 l/min) entra por la tubería 2 en la cámara 2 del cilindro, haciendo que el émbolo se eleve verticalmente obligando a que el aceite acumulado en la cámara 1 salga por la tubería 1 hacia el depósito; el caudal de salida por la tubería 1 será:

$$Q_1 = Q_2 \frac{S_2}{S_1}; \quad Q_1 = 109 \frac{804,25}{424,11} = 206,7 \text{ l/min}$$

Por tanto se observa que la tubería 1 tendrá que soportar un caudal máximo de 206,7 l/min durante la carrera de retroceso del émbolo, y la tubería 2 tendrá que soportar un caudal máximo de 109 l/min durante la carrera de retroceso.

2.3.2 DIMENSIONES

En primer lugar calculamos el diámetro interior a partir de los caudales máximos. Establecemos una velocidad de fluido de acuerdo a la maniobra que se va a realizar.

Para la tubería 1 establecemos una velocidad de retorno (sin presión) de 2 m/s.

$$V = \frac{Q}{6 \cdot S} \Rightarrow S = \frac{Q}{6 \cdot V} = \frac{207}{6 \cdot 2} = 17,25 \text{ cm}^2$$

-V es la velocidad en m/s

-Q es máximo caudal en l/min

-S es la sección de la tubería en cm²

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \Rightarrow D = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 17,25}{\pi}} = 4,68 \text{ cm} \Rightarrow 46,8 \text{ mm}$$

Aproximamos el diámetro a 47mm y calculamos el espesor. El tubo utilizado será un tubo de precisión sin soldadura, recocido normalizado, para circuitos hidráulicos y neumáticos, de acero ST-35.4 según norma UNE-EN 10305-4 con acabado NBK. El espesor del mismo se calcula a continuación.

$$\sigma_{Est-355} = 355 \text{ MPa} = 3500 \text{ kg/cm}^2$$

$$\frac{\sigma}{n} = \frac{P \cdot D}{2 \cdot e} \Rightarrow e = \frac{P \cdot D \cdot n}{2 \cdot \sigma} = \frac{255 \cdot 47 \cdot 2}{2 \cdot 3550} = 3,37 \text{ mm} \Rightarrow \text{Elegimos } e=4 \text{ mm}$$

Utilizamos un tubo para la tubería 1 con dimensiones normalizadas de 47x55 mm.

Para la tubería 2 establecemos una velocidad estándar del fluido durante el llenado de la cámara inferior a 5m/s.

$$V = \frac{Q}{6 \cdot S} \Rightarrow S = \frac{Q}{6 \cdot V} = \frac{109}{6 \cdot 5} = 3,63 \text{ cm}^2$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,63}{\pi}} = 2,15 \text{ cm} = 21,5 \text{ mm} \quad \text{Elegimos } D=22 \text{ mm}$$

Para un acero igual al anterior St-355 $\sigma_E = 3550 \text{ kg / cm}^2$

$$\frac{\sigma}{n} = \frac{P \cdot D}{2 \cdot e} \Rightarrow e = \frac{P \cdot D \cdot n}{2 \cdot \sigma} = \frac{255 \cdot 22 \cdot 2}{2 \cdot 3550} = 1,58 \text{ mm}$$

Utilizamos un tubo para la tubería 2 de dimensiones normalizadas 22x25mm.

El caudal máximo que pasa por la línea de aspiración de la bomba es de 109 l/min. y la velocidad máxima permisible en la línea de admisión es de 1 m/s; si aplicamos el procedimiento anterior obtenemos que:

$$V = \frac{Q}{6 \cdot S} \Rightarrow S = \frac{Q}{6 \cdot V} = \frac{109}{6 \cdot 1} = 18,17 \text{ cm}^2$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 18,16}{\pi}} = 4,81 \text{ cm} = 48,1 \text{ mm}$$

Elegimos un diámetro interior normalizado. $\Rightarrow D=50 \text{ mm}$

Para la tubería de aspiración utilizamos las dimensiones normalizadas 50x55mm.

2.4. VÁLVULA LIMITADORA DE PRESION O DE SEGURIDAD.

Las válvulas de seguridad tienen por finalidad preservar al circuito hidráulico contra un aumento excesivo no controlado de la presión que podría provocar daños graves sobre los componentes hidráulicos. La válvula de seguridad permanece cerrada durante el funcionamiento normal del sistema, y

sólo se abre para dar paso al aceite en su retorno al depósito cuando la presión en el circuito ha sobrepasado el valor de tarado. Es la presión máxima de trabajo que se necesita la que marca la presión de tarado. Cuando se alcanza la presión de tarado, se abre la válvula y el caudal es desviado directamente al depósito de aceite y tan solo pasa un pequeño flujo de aceite que permite cubrir posibles fugas.

El circuito constará de tres válvulas limitadoras de presión, una dedicada a la protección del circuito frente a aumentos de presión elevada y otra tarada a la presión máxima de trabajo de la bomba y evitar que se dañe. Las válvulas son elegidas en función del caudal y de la presión máxima de trabajo.

La presión de tarado es en función de la presión de trabajo, 250 bar.

Las características de esta válvula son:

- Marca Duplomatic
- Modelo RQM5
- Caudal máximo hasta 250 l/min
- Presión máxima hasta 280 bar

2.5 VÁLVULA DIRECCIONAL.

Se encarga de dar paso al fluido por un conducto, impedir dicho paso o cambiar la dirección y el sentido del mismo.

La válvula que vamos a utilizar es de tres posiciones y cuatro vías.

- Primera posición: por un lado conecta el conducto de presión con la tubería 1 y la tubería dos con el depósito. En esta posición el pistón realiza la carrera de trabajo.
- Posición intermedia: bloquea las tuberías de conexión con el cilindro, y pone en contacto el conducto de presión con el tanque, dejando el circuito abierto. Se opta por esta conexión pues bloquear las vías de presión y retorno conlleva a un elevado uso de la válvula limitadora de presión.
- Tercera posición: por un lado conecta la tubería 1 con el retorno y por otro la tubería 2 con la presión. En esta posición el pistón realiza la carrera de retroceso.

Para un caudal máximo $Q_{MAX \text{ TUBERIA } 1} = 207 \text{ l/min}$, una presión máxima de trabajo de 250 bar (255 kp/cm²) elegimos una válvula direccional de la marca Duplomatic y modelo E07E.

2.6 VÁLVULA ANTIRRETORNO.

Se utilizarán dos válvulas antirretorno, la primera dispuesta tras la bomba con la intención de evitar que el aceite pueda circular en sentido contrario llegando a la bomba. La segunda dispuesta en paralelo a la válvula de control de descenso, de modo que obligue al fluido a pasar por dicha válvula cuando se vacía el cilindro por la tubería 2 y permitiendo el paso libre del fluido cuando se procede al llenado. Se escogen todas las válvulas con las mismas características. Será una válvula de asiento esférico. La selección se hace sobre catálogo atendiendo a los 109 l/min máximos que genera la bomba y una presión de 280 bar.

Se toma la válvula antirretorno VPPO7-M de caudal máximo 180 l/min, presión de apertura de 0,5 bar y presión máxima de trabajo de 320 bar.

2.7 VÁLVULA CONTROL DE DESCENSO.

Esta válvula está formada por una válvula reguladora de presión y una válvula antirretorno.

Su misión es impedir que la velocidad del vástago sea mayor que la producida por el caudal suministrado por la bomba, debido a la fuerza ejercida por el peso del equipo móvil. Para ello se regula la válvula con una presión de tarado igual o superior a la presión que ejerce el peso del equipo móvil sobre el aceite de la cámara inferior.

De este modo conseguimos que se produzca el descenso el equipo móvil sólo cuando haya presión suficiente en la tubería 2 de entrada al cilindro, o lo que es lo mismo, cuando se inicia una carrera de aproximación o trabajo.

La presión de tarado será la necesaria para contrarrestar el peso del émbolo, el vástago, y todo el sistema móvil. Podemos hacer una suposición de 2000 kg muy por encima del valor real del conjunto:

$$P = \frac{F}{S} = \frac{2000}{424,11} = 4,71 \text{ kg} / \text{cm}^2 \quad \Rightarrow 4,9 \text{ bar (aproximadamente).}$$

Según las exigencias del circuito se elige una válvula de la marca Duplomatic RM3-W cuyo caudal máximo es 75 l/min, presión máxima de uso de 350 bar y con una presión de tarado de 5 bar.

2.8 VÁLVULA REGULADORA DE CAUDAL.

Su objetivo será reducir la velocidad de bajada del pistón con el fin de que la velocidad de trabajo sea menor que la velocidad de aproximación.

Se hará uso de una válvula de deceleración eléctrica. Se trata de una válvula direccional con dos posiciones y dos vías. Durante la carrera de aproximación la válvula no actúa pero, sí lo hace reduciendo el flujo en la carrera de trabajo consiguiendo así la velocidad de trabajo.

En nuestro caso utilizaremos una válvula con un caudal nominal de 110 l/min y una presión de 280 bar del catálogo Duplimatic.

2.9 FLUIDO HIDRÁULICO.

Las características de los fluidos hidráulicos tienen la mayor influencia en el rendimiento y duración de cualquier sistema hidráulico pues resulta primordial utilizar fluidos limpios y de alta calidad para lograr un funcionamiento eficiente del sistema.

Algunos fluidos hidráulicos son producidos de petróleo crudo y otros son manufacturados. Un fluido hidráulico de base petróleo usado en un sistema hidráulico industrial cumple muchas funciones críticas. Debe servir no sólo como un medio para la transmisión de energía, sino como lubricante, sellador, y medio de transferencia térmica. Además debe de maximizar la potencia y eficiencia minimizando el desgaste del equipo.

Función de los Fluidos Hidráulicos.

En general, un fluido hidráulico tiene 4 funciones primarias:

1. Transmitir potencia: a este fin todos los fluidos serían válidos (excepto los gases por ser compresibles), siempre que su viscosidad sea la adecuada a la aplicación. Para cumplir esta función el fluido deberá fluir fácilmente a través de los conductos internos de los componentes. Una resistencia excesiva a su circulación produciría considerables pérdidas de carga y consiguientemente un incremento en la potencia necesaria para el funcionamiento del equipo.

2. Lubricar las partes en movimiento: Esta es una de las principales misiones del fluido, y razón por la cual dejó de usarse agua para los circuitos hidráulicos.

3. Disipar calor o refrigerar: El fluido debe ser capaz de absorber el calor generado en determinados puntos del sistema para luego liberarlo al ambiente a través del depósito, manteniendo estable la temperatura del conjunto durante el normal funcionamiento del equipo.

4. *Sellar los espacios libres entre elementos*: Por ejemplo, el fluido hidráulico debe ubicarse entre los espacios existentes dentro del sistema cilindro-émbolo o pistón.

En la práctica, no existe algún fluido que cumpla con todas estas funciones completamente ya que para ello se estaría trabajando con un fluido totalmente ideal. Por ello, al diseñar cualquier sistema de transmisión de potencia fluidica se deberá seleccionar el fluido hidráulico cuyas propiedades sean las mejores para la aplicación particular deseada.

Características de los fluidos hidráulicos

-Viscosidad.

La viscosidad mide la resistencia a fluir de un fluido. Es afectada por varios factores, directamente o indirectamente. Los sistemas hidráulicos contienen piezas móviles (algunas diseñadas con tolerancias muy estrechas) que deben lubricarse efectivamente por el fluido hidráulico. La viscosidad del fluido debe ser lo suficientemente alta para asegurar una película fluida entre las superficies móviles pero no tan grande que cree excesiva fricción. Si la resistencia al flujo es demasiado grande, se desarrolla una excesiva fricción fluida dentro del sistema. Esto reduce la potencia de salida, derrocha energía y genera altas temperaturas en el sistema, todos los cuales reducirán la vida en servicio del fluido y crearán ineficiencias en el sistema hidráulico.

El fluido debe tener también una viscosidad suficientemente alta para ayudar a prevenir las fugas a través de pistones, émbolos, y otros elementos de ajuste preciso en la bomba hidráulica. Los cambios de temperatura afectan directamente a la viscosidad. A medida que el fluido se calienta también se vuelve menos viscoso; cuando se enfría se espesa, volviéndose más viscoso. Es por esto que es importante considerar el rango de temperatura de operación del sistema hidráulico cuando se elige el grado de viscosidad óptimo para el fluido.

- Índice de Viscosidad.

El índice de viscosidad (I.V.) mide la resistencia de un fluido a cambios en viscosidad con cambios en la temperatura. Cuanto más alto es el I.V. de un fluido, menor es su tendencia a cambiar su viscosidad con la temperatura. Los lubricantes de alto I.V. son necesarios cuando el lubricante debe desempeñarse en un rango amplio de temperaturas.

- Estabilidad a la oxidación.

La estabilidad a la oxidación es una medida de la habilidad del fluido para resistir la oxidación en presencia de aire, calor y otras influencias. La resistencia a la oxidación es una cualidad importante en un fluido hidráulico. Los barnices y barros insolubles causados por la oxidación del fluido pueden interferir con el desempeño de un sistema hidráulico. El barniz y el barro pueden taponar líneas, mallas y filtros y evitar la acción normal de las válvulas. La eliminación de estos contaminantes de un sistema puede ser costosa y consumidora de tiempo. La oxidación se acelera con el tiempo. El proceso de deterioro comienza lentamente, pero se acelera a medida que el fluido llega al final de su vida útil. Altas temperaturas y el efecto catalizador de ciertos metales (cobre y hierro, por ejemplo) pueden también acelerar la oxidación. La vida en servicio de un fluido puede depender de su habilidad para resistir estas influencias.

- Capacidad de lubricación.

Cuando el fluido hidráulico tiene una viscosidad adecuada, las pequeñas imperfecciones de las superficies de las piezas metálicas no se tocan y deslizan unas sobre otras alcanzándose una lubricación completa. Cuando las holguras son finas y se emplean altas presiones y elevadas velocidades, se crea una película de fluido muy delgada originándose una condición límite de lubricación; en tales circunstancias se puede producir un contacto entre metal y metal y se requiere un aceite con aditivos que den unas propiedades físico-químico especiales.

-Desemulsibilidad.

Es conveniente que el aceite hidráulico pueda tolerar pequeñas cantidades de agua en su seno, con el fin de impedir que el agua se deposite y rompa la película anti-oxidación. Para ello los fabricantes añaden compuestos que permiten un cierto grado de desemulsificación o capacidad de separar el agua.

-Compresibilidad.

La medida de la compresibilidad de un aceite es función de la presión ejercida sobre el mismo y de su temperatura. Al aumentar la temperatura aumenta también la compresibilidad, sin embargo esta influencia es despreciable para temperaturas de servicio de 20 a 70° C.

Atendiendo a las recomendaciones del fabricante de la bomba y a los requisitos del circuito elegimos aceite con bases parafínicas altamente refinadas

y aditivos seleccionados que le confiere las propiedades requeridas a los fluidos hidráulicos tipo HM. El grado ISO HM 32 se recomienda en sistemas hidráulicos de alta presión como el aquí estudiado, así que escogemos éste.

Nuestro fluido hidráulico presenta las siguientes características:

Corresponde a un fluido de la marca Brugarolas. Contiene aditivos antidesgaste, anticorrosivos, antioxidantes y antiespumantes, satisfacen la norma ISO 6743 categoría HM.

- FLUID DRIVE HM 32
- Densidad a 15°C.: 0,882 g/ml
- Viscosidad a 40°C: cSt 32
- Índice de viscosidad: 100
- Punto de inflamación: 185 °C
- Punto de congelación: -24 °C

2.10 FILTROS.

La función que desempeñan los filtros son la de depuración del fluido de trabajo, para evitar estancamientos de válvulas y distribuidores, así como desperfectos irreparables en puntos más delicados.

El fluido sometido a presión puede contener suciedad por las siguientes razones:

- Suciedad inicial durante la puesta en marcha: virutas de metal, arena de fundición, polvo, perlas de soldadura, escoria, pintura, suciedad diversa, medios de obturación, suministro de líquidos con partículas de suciedad.
- Suciedad producida durante el funcionamiento a causa de la abrasión, penetración a través de las juntas y del sistema de aireación del depósito, rellenado o cambio del líquido, cambio de componentes del sistema, cambio de tuberías, etc.

Se colocarán tres filtros:

2.10.1 Filtro de aspiración:

Se instalan en el conducto de aspiración de la bomba, en el interior del depósito. El filtro en el conducto de aspiración resulta la mejor posición para el filtrado de partículas para proteger directamente a la bomba. Son los más sencillos y sus grados de filtraje pueden ser 60, 90, 125, 250 µm.

Las pérdidas de carga son aproximadamente de 0,10 bar (despreciables).

En nuestro caso utilizaremos un filtro de la marca Duplomatic, tipo FSI-TB 200 con un grado de filtración de 90 µm.

2.10.2 Filtro de presión:

Se instala en la tubería de presión, después de la salida de la bomba para la protección general del circuito. El filtro en el conducto de impulsión permite reducir el tamaño de las partículas que llegan al circuito. Al estar en la línea de alta presión requieren una resistencia mayor que la del conducto de aspiración. El tamaño de las partículas recogidas está en el rango de 10 a 25 μm . Se suele tratar de filtros de profundidad muy robustos.

Para nuestro caso elegimos un filtro marca Duplomatic, tipo FPHE- FB114, con un grado de filtración de 10 μm . Está diseñado para soportar una presión de 420 bar, y una capacidad de caudal de hasta 190 litros.

2.10.3 Filtro de retorno:

Este filtro se coloca al final del circuito para limpiar todas las suciedades que el mismo circuito genera. El tamaño de las partículas filtradas se encuentra entre 10 y 90 μm .

La elección del filtro se realiza teniendo en cuenta el caudal máximo de fluido que puede pasar por él. En nuestro caso $Q_{\text{MAX}} = 206,7 \text{ l/min}$.

Utilizamos un filtro de la marca Duplomatic, tipo FRC-TB 112, con un grado de filtración de 25 μm .

2.11 DEPÓSITO.

El depósito es el encargado de almacenar el aceite suficiente para alimentar a los actuadores y garantizar unas reservas mínimas en el circuito. También pueden permitir la disipación de calor a través de sus paredes.

También el depósito debe alojar como mínimo un 30% más de lo que cabe en el circuito, de forma que se garantice que en cualquier condición que se pueda originar en el circuito esté presente en el depósito un volumen mínimo de fluido para cubrir la aspiración de la bomba. También es preciso prever un cojín de aire igual al 10-15% del volumen, para compensar la dilatación térmica del aceite y permitir la acumulación de una cierta cantidad de agua y contaminantes.

El fondo tendrá una pendiente, para favorecer la acumulación de las partículas decantadas y su posterior eliminación.

El volumen máximo en el cilindro será de 65 litros y en todo el circuito no se llegará 4 litros. Se intentará que el fluido no supere la temperatura de 60 -65 $^{\circ}\text{C}$, por lo que el depósito se proyecta para una capacidad de aceite de 2,5 veces el caudal de la bomba. Por lo tanto, según lo antes expuesto, el depósito tendrá una capacidad de 273 litros de dimensiones interiores 600x760x600mm.

3. ESTRUCTURA.

3.1.- REACCIONES Y DIAGRAMAS DE LA ESTRUCTURA.

Nuestra estructura contará con ocho perfiles HEB-360, cuatro actuarán como pilares y otros cuatro como vigas. Cuatro perfiles HEB-180 junto con otros dos HEB-300 formarán el montante superior, de la misma forma formamos el montante inferior.

Estos perfiles son de acero S 355 JR, según Norma UNE-EN 10025, de límite elástico $\sigma_E = 3500 \text{kp/cm}^2$ y resistencia a la tracción $\sigma_R = 5200 \text{kp/cm}^2$.

La estructura se calculará en base a la carga puntual que ejerce el cilindro sobre la estructura, sin tener en cuenta el peso del cilindro y de la mesa móvil y utillaje por ser insignificantes los esfuerzos frente a éste.

3.1.1.- REACCIONES.

Para el cálculo de las reacciones en los pilares, utilizamos las ecuaciones de la estática y del método de las energías de deformación por flectores.

Los pilares están articulados en la base y únicamente actúa una fuerza en dirección vertical que es la que ejerce el cilindro.

La fuerza máxima desarrollada por el cilindro son 204000kp. Para nuestros cálculos utilizamos dos pilares y una viga. Ahora la fuerza es 102000kp.

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow 102000 \times 0,625 - B_y \times 1,25 = 0 \Rightarrow B_y = 51000 \text{kp}(\downarrow)$$

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow 102000 - A_y - 51000 = 0 \Rightarrow A_y = 51000 \text{kp}(\downarrow)$$

Ahora calculamos el flector máximo que se genera en la viga:

$$M(x) = A_y \cdot x$$

$$X=0 \quad M(0) = 51000 \times 0 = 0$$

$$X=0,625\text{m} \quad M(0,625) = 31875 \text{kp.m}$$

El flector máximo se encuentra en el centro de la viga y de valor 31875kp.m.

3.1.2.- DIAGRAMAS DE LA ESTRUCTURA.

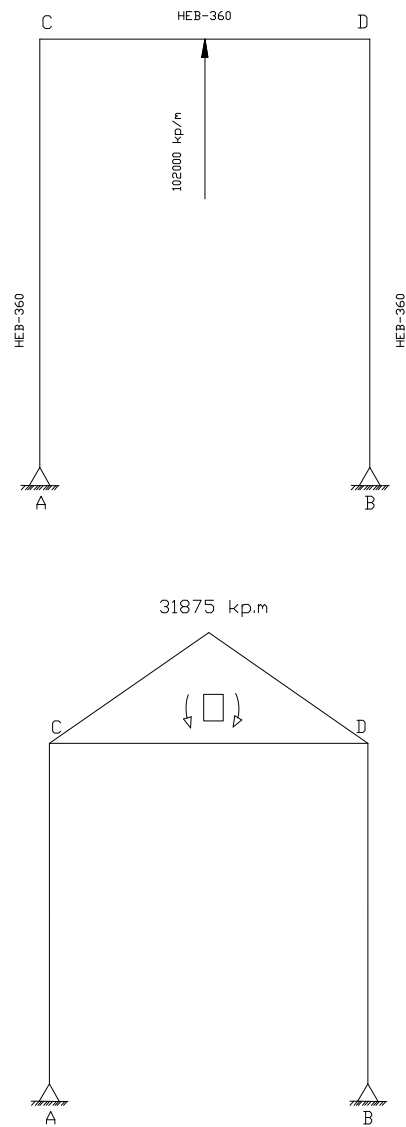


Diagrama de flectores montante superior.

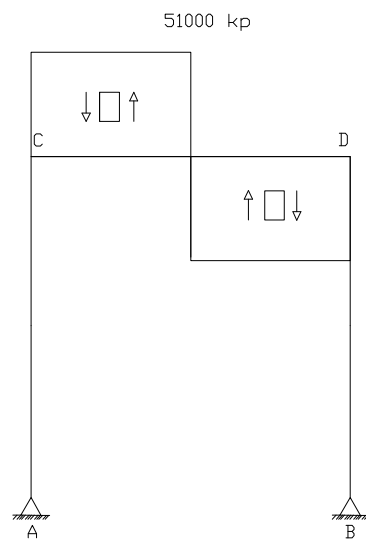


Diagrama de cortantes.

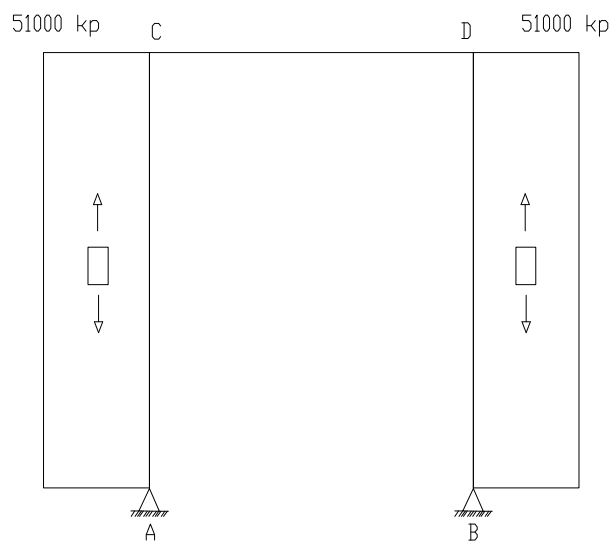


Diagrama de axiles para el montante superior.

3.2.- MONTANTE SUPERIOR.

Estará formado por dos perfiles HEB-300 unidos a otros dos perfiles HEB-360. Estos últimos están unidos a las almas de los pilares mediante soldadura por arco eléctrico.

Principalmente este montante está solicitado a flexión y cortante. El punto más desfavorable será el contenido en la fibra entre el alma y ala. Tanto flector como el cortante será en ese punto, muy próximo al máximo. Para calcular sus valores máximos utilizamos el método de Von-Missen.

Perfiles HEB-300

-Flector máximo:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} = \frac{3187500}{1680} = 1897,32 \text{ kp} / \text{cm}^2$$

M_{\max} es el flector máximo que soporta el montante.

W es el módulo resistente del perfil HEB-300.

-Cortante máximo:

$$\tau_{\max} = \frac{T \cdot S}{b \cdot I} = \frac{51000 \cdot 934}{1,25 \cdot 25166} = 1514,23 \text{ kp} / \text{cm}^2$$

T es el esfuerzo cortante

S es el momento estático

b es el espesor de la superficie en el punto de cálculo

I es el momento de inercia del perfil HEB-300

Según Von-Misses:

$$\sigma_{co} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{1897,32^2 + 3 \cdot 1514,23^2} = 3237 \text{ kp} / \text{cm}^2$$

$$\sigma_{co} = 3237 \text{ kp} / \text{cm}^2 < 3500 \text{ kp} / \text{cm}^2 (S355JR)$$

Su resistencia está garantizada.

Perfiles HEB-340

-Flector máximo:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} = \frac{3187500}{2160} = 1476 \text{ kp} / \text{cm}^2$$

M_{\max} es el flector máximo que soporta el montante.

W es el módulo resistente del perfil HEB-340.

-Cortante máximo:

$$\tau_{\max} = \frac{T \cdot S}{b \cdot I} = \frac{51000 \cdot 1200}{1,2 \cdot 36656} = 1391 \text{ kp/cm}^2$$

T es el esfuerzo cortante

S es el momento estático

b es el espesor de la superficie en el punto de cálculo

I es el momento de inercia del perfil HEB-340

Según Von-Misses:

$$\sigma_{co} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{1476^2 + 3 \cdot 1391^2} = 2826 \text{ kp/cm}^2$$

$$\sigma_{co} = 2826 \text{ kp/cm}^2 < 3500 \text{ kp/cm}^2 (S355JR)$$

Su resistencia está garantizada.

3.3.- PILARES.

Los pilares están sometidos principalmente a un esfuerzo de tracción excéntrica. La fuerza que debe soportar cada columna es de 51000 kp.

Después de varios cálculos el perfil utilizado será un HEB 360 de acero S 355 JR de límite elástico de $\sigma_E = 3500 \text{ kp/cm}^2$ y resistencia a tracción $\sigma_R = 5200 \text{ kp/cm}^2$.

$$N = \frac{\sigma_E}{\sigma_{trabajo}} = \frac{\sigma_E}{\frac{F_{traccion}}{A}} = \frac{3500}{\frac{51000}{180,6}} = 12,39$$

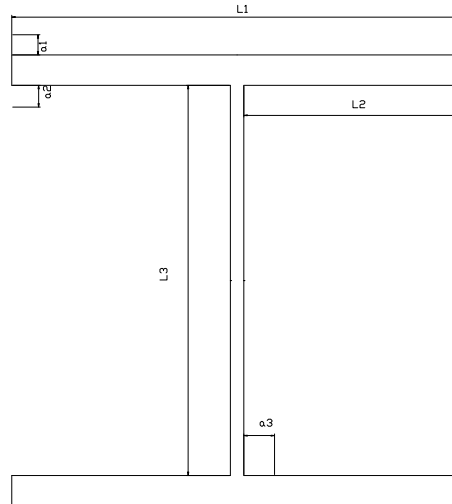
Este factor de seguridad nos garantiza la resistencia de los pilares.

3.4.- UNIÓN MONTANTE SUPERIOR Y PILARES.

La unión de estos será mediante soldadura por arco eléctrico, en ángulo con material de aporte de resistencia a tracción de 5200 kp/cm². Las vigas irán apoyadas en los pilares. Previamente se soldaran unas pletinas de 20mm de espesor y sobredimensionadas. En estas pletinas se apoyaran las vigas y posteriormente soldadas

El espesor de la chapa de la columna es de 22,5 mm, el espesor de la ala de la viga de 22,5 y el espesor del alma de la viga 12,5mm, al igual que los espesores de los pilares, ya que son el mismo perfil. Hacemos uso de la tabla de relación de espesores de chapa y garganta para saber las dimensiones de nuestro cordón de soldadura. Según esta tabla escogemos un cordón de garganta de 8mm (a=8mm).

Una vez apoyadas las vigas, se sueldan dos perfiles HEB-300 a las almas de los anteriores como se indican en su correspondiente plano. Nuestra soldadura estará alrededor del perfil de la viga, es decir, tenemos cordones transversales y longitudinales.



L1,L2,L3 son las longitudes de los cordones y a1,a2,a3 son los espesores de los cordones, la garganta.

3.4.1.- CÁLCULO DEL MOMENTO DE INERCIA DE LOS CORDONES.

L1= 30 cm.

L2= (30-1,2)/2=14,4 cm.

L3= 34-2,15x2=29,7 cm.

h= 34 cm.

El espesor será igual para todos los cordones.

a1=a2=a3=0,8cm

t=e1= 2,15cm

$$I = 2 \cdot L_1 \cdot a_1 \cdot \left(\frac{h}{2} + \frac{a_1}{2} \right)^2 + 4 \cdot L_2 \cdot a_2 \cdot \left(\frac{h}{2} - t - \frac{a_2}{2} \right)^2 + 2 \cdot \frac{a_3 \cdot L_3^2}{12}$$

$$I = 2 \cdot 30 \cdot 0,8 \cdot \left(\frac{34}{2} + \frac{0,8}{2} \right)^2 + 4 \cdot 14,4 \cdot 0,8 \cdot \left(\frac{34}{2} - 2,15 - \frac{0,8}{2} \right)^2 + 2 \cdot \frac{0,8 \cdot 29,7^2}{12} = 24272 \text{ cm}^4$$

3.4.2.- RESISTENCIA DE LOS CORDONES.

$$\text{Módulo resistente: } W = \frac{I}{\frac{h}{2}} = \frac{24272}{17} = 1428 \text{ cm}^3$$

El cordón de soldadura lo abatimos sobre el plano. Sobre este plano las componentes de las tensiones serán: una tensión normal σ y dos componentes sobre el plano de referencia, que llamamos τ_a y τ_n .

Con una base experimental, la norma NBE EA-95 define como condición de seguridad de una soldadura de ángulo la que la tensión de comparación obtenida de las acciones ponderadas sea inferior a la resistencia de cálculo del acero.

$$\sigma_{co} = \sqrt{2,8 \left(\frac{L_3}{h + a_3} \right)^2 \cdot \sigma_l^2 + 1,8 \tau_a^2} \leq \sigma_u$$

σ_{co} es la resistencia de comparación.

σ_u es la resistencia de cálculo del acero

$$\sigma_u = \frac{\sigma_E}{\gamma} \quad \text{en donde} \quad \gamma = 1 \text{ para aceros garantizados.}$$

$\gamma = 1.1$ para aceros no garantizados (laminados en frío).

$$\sigma_l = \frac{\sigma_{\max}}{\sqrt{2}} = \frac{M}{W \sqrt{2}} = \frac{3187500}{1428 \cdot \sqrt{2}} = 1578 \text{ kp/cm}^2$$

$$\tau_a = \frac{P}{2 \cdot a_3 \cdot L_3} = \frac{51000}{2 \cdot 0,8 \cdot 29,7} = 1073 \text{ kp/cm}^2$$

$$\sigma_u = \frac{3500}{1,1} = 3182 \text{ kp/cm}^2$$

$$\sigma_{co} = \sqrt{2,8 \left(\frac{29,7}{34 + 0,8} \right)^2 \cdot 1578^2 + 1,8 \cdot 1073^2} = 2674 \text{ kp/cm}^2$$

$$2674 \text{ kp/cm}^2 \leq 3182 \text{ kp/cm}^2$$

De esta forma estamos garantizando la resistencia amplia de los cordones de soldadura.

Los perfiles HEB-300 se disponen perpendicularmente y soldados al alma de los HEB-360, a una distancia entre ejes de 364 mm y con el eje a 182mm del centro de la estructura, con el fin de conseguir una buena sujeción de la brida de anclaje a estos mediante tornillos.

3.5.- UNIÓN MONTANTE INFERIOR Y PILARES.

El montante inferior está formado por los mismos elementos, con los mismos perfiles y la misma soldadura. En este tramo, del montante inferior al suelo, los pilares están trabajando a compresión, pero por sus dimensiones y el valor del esfuerzo al que están sometidos, es imposible que se produzca pandeo.

Al igual como se ha calculado del montante superior, los perfiles aguantan perfectamente las solicitaciones.

En este caso los perfiles HEB-300 no van unidos al alma de las vigas HEB-360, sino que van apoyadas y unidas mediante cordones longitudinales como se indica en su correspondiente plano.

4. SISTEMA MOVIL.

4.1 CÁLCULO A COMPRESIÓN DE LA BRIDA DE ANCLAJE.

Se trata de una pieza que unirá el vástago del cilindro con la base de la mesa móvil. La unión se hará mediante una arandela partida que ira alojada en la ranura de 20mm practicada sobre el vástago, esta arandela posee taladros por los que se introducirán 8 tornillos M10 de cabeza cilíndrica M10x60 DIN 912 – 8.8 con sus correspondientes arandelas elásticas de abanico DIN 6798-A, todo pavonado y que la unirán a dicha brida de anclaje.

Se verá sometido a un esfuerzo de compresión debido a la transmisión de la fuerza por el vástago. Utilizaremos un acero F-1140 (normalizado). La zona que se verá afectada será la sección del vástago que se comprime contra la mesa móvil, una sección de $\varnothing = 220$ mm.

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_E}{n} = \frac{F}{A_{resist}}$$

Para el acero elegido: $\sigma_E = 3000 \text{ kp/cm}^2$

$$A = \frac{\pi}{4} 22^2 = 380,13 \text{ cm}^2$$

$$F=204000 \text{ kp}$$

$$\frac{\sigma_E}{N} = \frac{F}{A}; \quad N = \frac{\sigma_E \cdot A}{F} = \frac{3000 \cdot 380,13}{204000} = 5,59$$

Con este coeficiente de seguridad podemos asegurar la seguridad de la pieza.

4.2 TORNILLOS ARANDELA PARTIDA Y CILINDRO DE ANCLAJE.

Los tornillos se verán sometidos a un esfuerzo de tracción cuando la prensa realice el recorrido de retroceso, no obstante la fuerza será muy reducida pues equivale al peso propio del sistema móvil (conjunto mesa móvil y sistema de guiado), aproximadamente 1000 kg.

Se hará uso de 8 tornillos M10 de cabeza cilíndrica con hexágono interior 10x60 DIN 912 – 8.8 con sus correspondientes arandelas elásticas de abanico DIN 6798-A, todo pavonado. El par de apriete al que someter los tornillos es 452.7 kg cm. Cada tornillo soporta 166,67 kg.

De los tornillos conocemos (UNE-EN-ISO 898-1:2000):

$$\sigma_E = 6400 \text{ kp/cm}^2$$

$$\sigma_R = 8000 \text{ kp/cm}^2$$

$$A_R = 0,580 \text{ cm}^2$$

4.2.1.- CÁLCULO A TRACCIÓN.

$$N = \frac{\sigma_E \cdot A}{F} = \frac{6400 \cdot 0,58}{166,67} = 22,27$$

4.2.2.- CÁLCULO A FATIGA.

Estamos ante un ciclo intermitente cuyos datos son:

$$\sigma_{\min} = 0 \text{kp} / \text{cm}^2$$

$$\sigma_{\max} = \frac{F}{A} = \frac{166,67}{0,58} = 287,36 \text{kp} / \text{cm}^2$$

-Tensión media del ciclo:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = 143,68 \text{kp} / \text{cm}^2$$

-Amplitud tensional del ciclo:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = 143,68 \text{kp} / \text{cm}^2$$

-Tensión limite de rotura a fatiga en estado monoaxial para una sollicitación tracción-compresión simple:

$$\sigma_A = 0,45 \frac{\sigma_E + \sigma_R}{2} + 400 = 0,45 \frac{6400 + 8000}{2} + 400 = 3640 \text{kp} / \text{cm}^2$$

Como anteriormente utilizo el diagrama de Soderberg para el cálculo del factor de seguridad.

El valor del factor de corrección, β según tabla es de 1,5.

$$\frac{1}{N} = \frac{\sigma_m}{\sigma_R} + \frac{\sigma_a \cdot \beta}{\sigma_A \cdot f_a} \quad \frac{1}{N} = \frac{143,68}{8000} + \frac{143,68 \cdot 1,5}{3640} \Rightarrow N = 12,95$$

Este coeficiente de seguridad nos asegura que los tornillos aguantan la rotura por fatiga.

4.3.- ARANDELA PARTIDA.

Será la pieza de unión entre la mesa móvil (brida de anclaje) y el vástago del cilindro. Se realizará en acero F-1140. Contará con 8 agujeros para los tornillos de unión con la brida de anclaje de diámetro 16,5mm.

4.4.- EJES GUÍA.

Dichos ejes tendrán que presentar un perfecto acabado superficial para que ejerzan la menor oposición al movimiento por los rodamientos. Serán dos barras de acero cromada E355+N según EN 10305-1 de diámetro 60x70 mm y 1000mm de longitud. El espesor de cromo será de 25 micras, su dureza de 65 HRC, su rugosidad superficial f7 y rectilineidad 0,5 mm/1.000 mm

4.5.- CASQUILLOS DE EJES GUÍA.

En estos casquillos irán alojados los ejes guías. Serán los encargados de darles la rigidez y a exactitud en el guiado. Se fabricarán en bronce por su bajo coeficiente de rozamiento. Aunque no sería necesario lubricación extra, se realizará un orificio para un engrase manual. Se utiliza grasa sólida y mediante dos rascadores se evitará que se escape la grasa del interior y entre suciedad dentro de los casquillos.

5.- INSTALACIÓN ELÉCTRICA.

Nuestra instalación seguirá las exigencias del actual reglamento electrotécnico de Baja Tensión.

La energía eléctrica para el desarrollo de la actividad se realizará en acometida subterránea mediante cable de 3x25/16 mm² desde el cuadro general de la nave hasta el cuadro general de protección de la prensa, desde el que partirán los diferentes circuitos a 220/380 V y 50 Hz.

Las secciones se han calculado con arreglo a las tablas de la instrucción (ITC-BT-15) teniendo por base la intensidad a circular por cada circuito.

Los conductores y cables que se emplean en la instalación serán de cobre o aluminio y serán siempre aislados. La tensión asignada no será inferior a 450/750 V. La sección de los conductores a utilizar se determinará de forma que la caída de tensión entre el origen de la instalación interior y cualquier punto de utilización sea menor del 5%.

5.1.- INTENSIDAD MÁXIMA.

Calculamos la acometida para la potencia total que necesitamos para activar nuestro grupo de motor y bomba. En nuestro caso son 50 CV.

La máxima intensidad la calculamos según:

$$I = \frac{W}{\sqrt{3} \cdot V \cdot \cos \varphi}$$

Donde:

I= Intensidad máxima necesaria (A)

W= Potencia del motor (Vatios)

V= Tensión (Voltios)

La intensidad total es:

$$I = \frac{36793}{\sqrt{3} \cdot 400 \cdot 0,8} = 66,38 A$$

Los conductores empleados para la acometida serán de 25 mm² aislados a 750 V que bajo tubo admite una intensidad de 77 A según las instrucciones ITC-BT19.

5.2.- INTERRUPTOR GENERAL.

Se hará uso de un interruptor magnetotérmico de protección de motores regulable entre hasta 125 A de la gama C120. Poder de corte de 65 kA.

Marca Telemecanique, elección bajo catálogo.

5.3.- INTERRUPTOR DIFERENCIAL.

El interruptor diferencial regula una corriente nominal de 1 a 100A. Sensibilidad de 30 mA: protección adicional contra contacto directo.

5.4.- ARRANCADOR ESTRELLA-TRIÁNGULO.

Utilizamos un arrancador estrella-triángulo de 55 CV para el accionamiento del motor de la bomba hidráulica. Levará protección contra sobreintensidad mediante relé electrónico con protección de sobrecargas térmicas, contra fallo de fase, selección de disparo, protección contra defecto a tierra y protección contra bloqueo.

Como medida de seguridad auxiliar se ha dispuesto un interruptor automático magnetotérmico de 80 A, que realiza la misma función de un fusible, cuando existe un cortocircuito salta cortando la corriente.

El arrancador se elige bajo catálogo de la marca Telemecanique, modelo LC3-D50.

5.5.- MAGNETOTÉRMICO DEL AUTÓMATA.

Se utilizará un interruptor magnetotérmico de 10 A y 6 kA de poder de corte para la protección del autómata.

5.6.- MAGNETOTERMICO DE LAS VÁLVULAS.

Se utiliza un interruptor magnetotérmico de 10 A y 6 kA de poder de corte para la protección de las electroválvulas.

5.7.- PUESTA A TIERRA.

La puesta a tierra se establece principalmente con objeto de limitar la tensión que, con respecto a tierra, pueda presentar en un momento dado las masas metálicas, asegurar la actuación de las protecciones y eliminar o disminuir el riesgo que supone una avería en los materiales eléctricos utilizados.

Nuestra toma de tierra será de cobre y su construcción y resistencia eléctrica según la clase 2 de la norma UNE 21.022

La profundidad nunca será menor a 0,50 m.

La sección de nuestro conductor protegido contra la corrosión se 25 mm².