

0.- Introducción

1.- Cilindro hidráulico

1.1.- Área del pistón, diámetro interior del cilindro y presión de trabajo

1.2.- Camisa del cilindro

1.2.1.- Espesor de la pared del cilindro

1.2.2.- Cálculo a fatiga

1.3.- Tapa del cilindro hidráulico

1.3.1.- Cálculo resistente

1.3.2.- Cálculo de la rosca

1.4.- Cabeza cilindro hidráulico

1.4.1.- Unión cabeza-tubo

1.4.2.- Unión cabeza-brid

1.4.2.1.- Cálculo a tracción de los tornillos

1.4.2.2.- Cálculo a fatiga

1.5.- Casquillo guía

1.6.- Brida de cierre

1.7.- Vástago

1.7.1.- Cálculo a compresión

1.7.2.- Cálculo a pandeo

1.7.3.- Cálculo a fatiga

1.7.4.- Cálculo de la rosca

1.8.- Émbolo

1.8.1.- Cálculo a compresión

1.8.2.- Cálculo a cortante

2.- Circuito hidráulico

2.1.- Bomba

2.2.- Motor

2.3.- Tuberías

2.3.1.- Caudales máximos

2.3.2.- Dimensiones

2.4.- Válvula limitadora de presión

2.5.- Válvula antirretorno

2.6.- Válvula direccional

2.7.- Válvula de control de descenso

2.8.- Válvula de regulación de caudal

2.9.- Aceite hidráulico

2.10.- Filtros

2.10.1.- Filtro de aspiración

2.10.2.- Filtro de presión

2.10.3.- Filtro de retorno

2.11.- Depósito

2.12.- Refrigerador

3.- Estructura

3.1.- Reacciones y diagramas de la estructura

3.1.1.- Reacciones

3.1.2.- Diagramas de la estructura

3.2.- Montante superior

3.3.- Pilares

3.4.- Unión montante superior-pilares

3.4.1.- Momento de inercia y módulo resistente de la soldadura

3.4.2.- Comprobación resistente de los cordones

3.5.- Unión pilares-base

3.5.1.- Esfuerzo a tracción

3.5.2.- Esfuerzo cortante

3.6.- Montante inferior

3.7.- Resistencia a la fatiga

4.- Sistema móvil

4.1.- Cálculo a compresión de la brida de anclaje

4.2.- Tornillos unión arandela partida-brida de anclaje

4.2.1.- Cálculo a tracción

4.2.2.- Cálculo a fatiga

4.3.- Arandela partida

4.4.- Eje guía

4.5.- Brida rodamiento

5.- Instalación eléctrica

5.1.- Intensidad máxima

5.2.- Interruptor general

5.3.- Interruptor diferencial

5.4.- Arrancador estrella-triángulo

5.5.- Interruptor refrigerador

5.6.- Interruptor automático

0.- Introducción

A continuación se describen los cálculos necesarios para el dimensionamiento de los distintos elementos de la prensa hidráulica.

Da comienzo el dimensionamiento del cilindro para los esfuerzos requeridos. Posteriormente se dimensiona el circuito que debe suministrar la potencia al pistón. Le sigue el dimensionamiento de la estructura que absorberá los esfuerzos producidos, y el sistema móvil que acompaña al cilindro en el trabajo. Y por último se estudia la instalación eléctrica.

1.- Cilindro hidráulico

1.1.- Área del pistón, diámetro interior del cilindro y presión de trabajo

Partimos del valor de la fuerza que se pretende ejerza la prensa hidráulica, $F = 100.000 \text{ kp}$. Con ella y en función de presiones normalizadas por la norma “UNE 101-362-86: Transmisiones hidráulicas y neumáticas; Cilindros: Gama de presiones nominales” se establecen los posibles diámetros para el interior del cilindro.

$$F = P \times A \quad \text{donde } P = \text{presión}$$

$$A = \text{área sección cilindro}$$

$$A = \frac{\pi}{4} D^2 \quad \text{donde } D = \text{diámetro interior}$$

Así queda: $F = \frac{\pi}{4} D^2 P$ donde despejando podemos obtener los valores del diámetro para las distintas presiones normalizadas de trabajo.

a) Para $P = 250 \text{ bar}$ (255 kp/cm^2)

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi P}} = \sqrt{\frac{400000}{801,1061}} = 22,3452 \text{ cm} = 223,452 \text{ mm}$$

b) Para $P = 315 \text{ bar}$ ($321,3 \text{ kp/cm}^2$)

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi P}} = \sqrt{\frac{400000}{1009,3937}} = 19,9067 \text{ cm} = 199,067 \text{ mm}$$

El diámetro normalizado más próximo recomendado según la norma “UNE 101-360-86: Transmisiones hidráulicas y neumáticas; Diámetros de los cilindros y de los vástagos de pistón” es $D = 200 \text{ mm}$.

Por tanto tenemos:

$$F_{\text{trabajo teórica}} = P \times A = 100\,939,372 \text{ kp}$$

$$P_{\text{trabajo}} = 315 \text{ bar} (321,3 \text{ kp/cm}^2)$$

$$D_{\text{interior}} = 200 \text{ mm}$$

1.2.- Camisa del cilindro

1.2.1- Espesor de la pared del cilindro

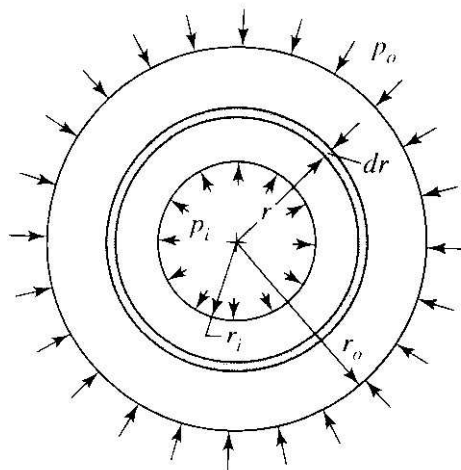
Es necesario dimensionar el espesor que debe tener el cilindro hidráulico para soportar la presión máxima a la que se va a ver sometido. Para ello se hace uso de las ecuaciones de Lamé.

Partimos de los siguientes datos:

$$D_{\text{interior}} = 200 \text{ mm} (20 \text{ cm})$$

$$P_{\text{trabajo}} = 315 \text{ bar} (321,3 \text{ kp/cm}^2)$$

El material empleado será acero E-355 según *Norma EN-10305-1*, material extensamente empleado en aplicaciones hidráulicas como tubos hidráulicos o tuberías, posee una gran maquinabilidad y es fácilmente soldable ($\sigma_E = 3400 \text{ kp/cm}^2$ mín y $\sigma_R = 5500 \text{ kp/cm}^2$ mín)



-Cilindro sometido a presión interna y externa.-

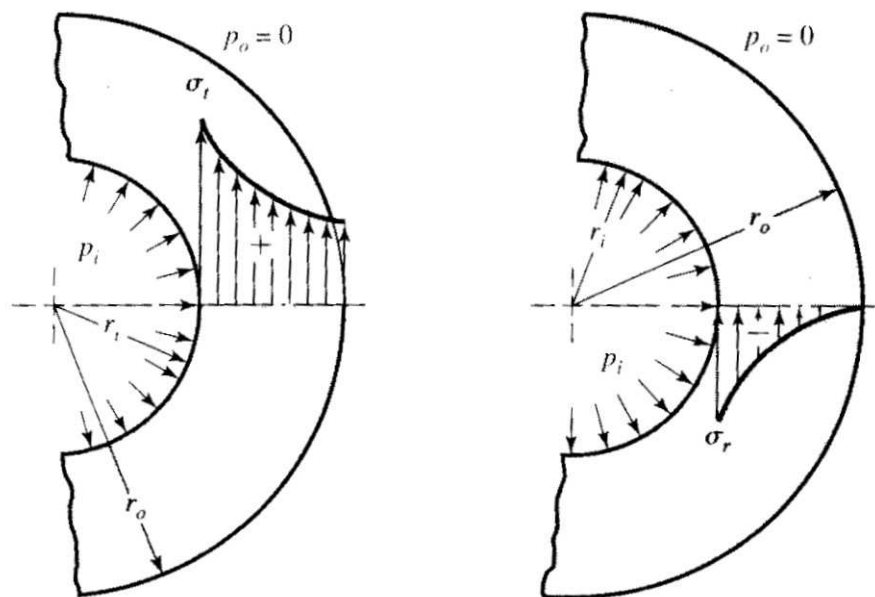
Los esfuerzos tangencial y radial serán los siguientes:

$$\sigma_t = \frac{P_i r_i^2 - P_o r_o^2 - \frac{r_i^2 r_o^2 (P_o - P_i)}{r^2}}{r_o^2 - r_i^2};$$

$$\sigma_r = \frac{P_i r_i^2 - P_o r_o^2 + \frac{r_i^2 r_o^2 (P_o - P_i)}{r^2}}{r_o^2 - r_i^2}$$

Particularizando para una presión exterior nula ($P_o=0$) resulta:

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



-Distribución de esfuerzos en un cilindro de pared gruesa sometido a presión interna.-

Estudiamos los valores de σ_t y σ_r para los puntos A (interior del cilindro) y B (exterior del cilindro) por ser los más comprometidos.

Tomamos $m = \frac{D_{\text{exterior}}}{D_{\text{interior}}}$

· Punto A: $r_i = r_A$

$$\sigma_{t_A} = P_i \frac{r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \left(1 + \frac{r_o^2}{r^2} \right) = P_i \frac{m^2 + 1}{m^2 - 1} \quad \text{y}$$

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

· Punto B: $r_o = r_B$

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

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

Al estar sometida la pared del cilindro a un estado biaxial ha de aplicarse el criterio de los estados límites de Mohr para reducirlo a un estado monoaxial y comprobar así cual es el punto más crítico:

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

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

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

Se deduce de lo anterior que $\sigma_{eq_A} > \sigma_{eq_B}$ y por tanto el dimensionamiento se hará tomando como punto crítico el A. Por ser el material acero y aplicando criterio de rotura trabajamos con un coeficiente de seguridad $n=3$.

$$\sigma_{eq_A} = \frac{\sigma_E}{S_c} = P_i \frac{2m^2}{m^2 - 1}$$

De donde despejando obtenemos el valor de m:

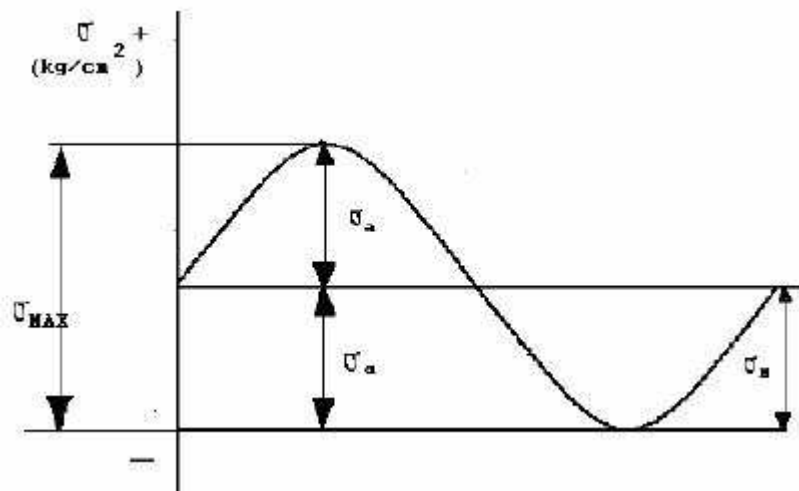
$$m = \sqrt{\frac{\sigma_E}{\sigma_E - 2nP_i}} = \sqrt{\frac{3400}{3400 - 2 \cdot 3 \cdot 321,3}} = 1.5197$$

$$m = 1.5 = \frac{D_{ext}}{D_{int}} \Rightarrow D_{ext} = 200 \cdot 1.5 = 300$$

Quedando como diámetro exterior del cilindro $D_{\text{ext}} = 300 \text{ mm}$

1.2.2.- Cálculo a fatiga

Dado que el cilindro estará expuesto a una fluctuación de presiones es lógico pensar un fallo del mismo por fatiga. Aunque los esfuerzos pueden variar de forma irregular podemos acatar su estudio definiendo un patrón cíclico que se asemeje a la realidad, éste constaría de un inicio en el que la presión en el interior del cilindro es nula (o prácticamente nula) y su progresivo aumento hasta llegar a la presión máxima de trabajo, volviendo posteriormente a la presión nula inicial, tratándose por tanto de un ciclo intermitente.



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

Tenemos que el valor mínimo de la tensión será $\sigma_{\min} = 0 \text{ kp/cm}^2$ correspondiente al reposo de la máquina, y la tensión máxima será la calculada anteriormente como tensión crítica de la pared del cilindro, siendo ésta:

$$\sigma_{eq_A} = P_i \left(\frac{2m^2}{m^2 - 1} \right) = 321,3 \left(\frac{2 \cdot 1,5^2}{1,5^2 - 1} \right) = 1156,68 \text{ kp/cm}^2$$

- Calculamos la tensión media del ciclo:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\min} + \sigma_{\max}}{2} = 578,5 \text{ kp/cm}^2$$

- Calculamos la amplitud tensional del ciclo:

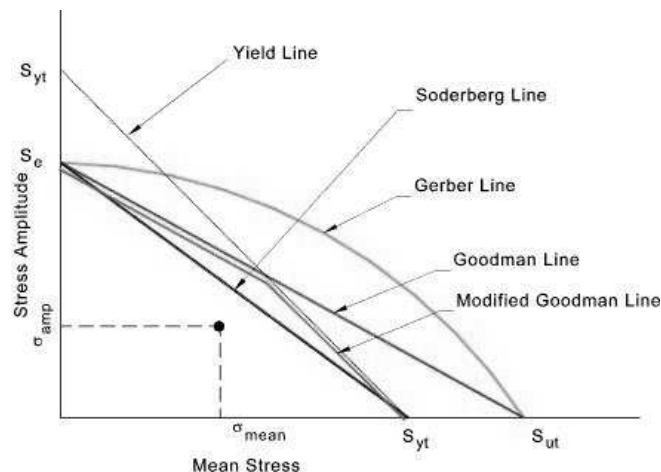
$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = 578,5 \text{ kp/cm}^2$$

- 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 como base de cálculo el diagrama de *Soderberg* por tratarse de un diagrama conservador y estar trabajando con un material dúctil. Partimos para el cálculo de los siguientes datos:

- Tensión mínima del ciclo: $\sigma_{\min} = 0 \text{ kp/cm}^2$
- Tensión máxima del ciclo: $\sigma_{\max} = 1157 \text{ kp/cm}^2$
- Tensión media: $\sigma_m = 578,5 \text{ kp/cm}^2$
- Amplitud tensional: $\sigma_a = 578,5 \text{ kp/cm}^2$
- 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:

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

$$\frac{1}{N} = \frac{578,5}{5500} + \frac{578,5}{2402,5} \Rightarrow N = 2,89$$

Obtenemos un coeficiente de seguridad a fatiga $N = 2,9$ el cual nos garantiza el aguante del tubo ante fuerzas intermitentes.

1.3.- Tapa del cilindro hidráulico

Para el cálculo del espesor de la tapa hidráulica se llevará a cabo una primera valoración de éste 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)

1.3.1.- 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 en cm

P es la presión en kp/cm^2

S es σ_E entre el coeficiente de mayoración ($n=6$)

$$e = 0,405 \cdot 20 \sqrt{\frac{321,3}{\frac{3000}{6}}} = 6,49 \text{ cm}$$

1.3.2.- Cálculo de la rosca:

La tapa será roscada al tubo mediante una rosca M 210x3 (serie 2 “UNE 17702-02: Rosca métrica ISO para usos generales; Serie general de diámetros y pasos”) cuyo cálculo resistente es el siguiente.

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

Donde: p es la presión superficial de la rosca

P es la fuerza longitudinal máxima (100000 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 ($d_2 = D_{\text{tornillo}} - 0,65 \times h$)

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

$$p = \frac{100000}{\left(\frac{45}{3}\right) (\pi \cdot 208,05 \cdot 1,9485)} = 5,234 \text{ kp} / \text{mm}^2 = 523,4 \text{ kp} / \text{cm}^2$$

Lo que resulta muy por debajo de la resistencia del material (tanto del de la tapa como del utilizado en la camisa), así podemos afirmar que la tapa con un espesor de 65 mm y roscados 45 mm trabajará

correctamente. El hecho de roscar sólo 45 mm obedece a la necesidad de practicar sendos chaflanes en tapa y camisa para la soldadura.

Por tanto la tapa presentará una rosca de longitud igual a 45 mm, las dimensiones totales de la tapa pueden verse en el correspondiente plano.

Posteriormente a ser roscada, la tapa será soldada como medida de fijación y para conseguir una estanqueidad plena de los elementos.

1.4.- Cabeza cilindro hidráulico

El material empleado será F-1140 (normalizado).

1.4.1.- Unión cabeza-tubo

La rosca en cuestión será M 290x4 (*serie 3 “UNE 17702-02: Rosca métrica ISO para usos generales; Serie general de diámetros y pasos”*) debido a las medida exterior del tubo (300 mm). Como longitud de rosca utilizaremos la misma empleada en el cálculo de la tapa, así como la misma fuerza, muy lejos de la fuerza longitudinal que le transmitirá la brida de cierre.

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

Donde: p es la presión superficial de la rosca

P es la fuerza longitudinal máxima (100000 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 ($d_2 = D_{\text{tornillo}} - 0,65 \times h$)

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

$$p = \frac{100000}{\left(\frac{65}{4}\right)(\pi \cdot 287,4 \cdot 2,598)} = 2,623kp/mm^2 = 262,3kp/cm^2$$

Se aprecia que está más que garantizada la resistencia de la rosca.

1.4.2.- Unión cabeza-brida

Dicha unión se realiza mediante 16 tornillos de cabeza cilíndrica con hexágono interior M16x50 DIN 912 – 8.8 con sus correspondientes arandelas elásticas de abanico DIN 6798-A, todo pavonado. La longitud roscada en la cabeza debe ser de al menos 23 mm. El par de apriete al que someter los tornillos es 2.108 kg cm.

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:

$$F = P \cdot A$$

Donde la sección será la propia de la superficie del casquillo en contacto con el aceite

$$A = \frac{\pi}{4}(20^2 - 16^2) = 113,1cm^2$$

$$F = P \cdot A = 36339kp/cm^2$$

Ya podemos calcular la fuerza que soporta cada tornillo dividiendo la fuerza total entre el número total de tornillos resultando

$$F_{Tornillo} = 2272kp$$

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

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

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

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

1.4.2.1.- Cálculo a tracción de los tornillos

$$\frac{\sigma_E}{n} = \frac{F_{Tornillo}}{A_{Resistente}} \Rightarrow n = 4,42$$

Más que suficiente teniendo en cuenta la hipótesis de fuerza que se ha planteado.

1.4.2.2.- Cálculo a fatiga

Se presenta un ciclo intermitente cuyos datos son los siguientes:

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

$$\sigma_{\max} = \frac{F}{A} = \frac{2272}{1,57} = 1447,13 \text{ kp/cm}^2$$

- Calculamos la tensión media del ciclo:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\min} + \sigma_{\max}}{2} = 723,6 \text{ kp/cm}^2$$

- Calculamos la amplitud tensional del ciclo:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = 723,6 \text{ kp/cm}^2$$

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

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

Igual que anteriormente se hará uso del diagrama de *Soderberg*. Debemos establecer un factor de corrección β que haga referencia a dicho concentrador de esfuerzos (según tabla $\beta = 1,5$)

$$\frac{1}{N} = \frac{\sigma_m}{\sigma_R} + \frac{\sigma_a \cdot \beta}{\sigma_A f_a}$$

$$\frac{1}{N} = \frac{723,6}{8000} + \frac{723,6 \cdot 1,5}{3640} \Rightarrow N = 2,5$$

Cuyo valor nos garantiza el aguante de los tornillos a rotura por fatiga.

1.5.- 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.

1.6.- Brida de cierre

El ancho será de 25 mm, lo que permitirá que los tornillos rosquen en la cabeza al menos los 23 mm necesarios para garantizar los cálculos resistentes realizados. El resto de dimensiones viene dado por su intervención en el conjunto y que son descritas en el plano correspondiente.

1.7.- Vástago

El vástago se ve sometido a una fuerza de compresión muy elevada, concretamente 100 000 kp. Debido a este esfuerzo de compresión será necesario verificar que el vástago no pandee, y debido a las constantes fluctuaciones de carga a las que se verá sometido será necesario verificar su resistencia a fatiga.

Presenta en su parte superior un taladro roscado de M36 en el que se roscará un tornillo de cabeza hexagonal M36x70 DIN 933 – 8.8 pavonado (con arandela grower M36 DIN 912 – 8.8 pavonada) que unirá dicho vástago con el émbolo, aplicando un par de apriete de 24.810 kg cm. La longitud de dicha rosca será de 70 mm aunque el tornillo roscará aproximadamente 40 mm

1.7.1.- Cálculo a compresión

Elegimos como material acero F-1140 templado y revenido ($\sigma_E = 3770 \text{ kp/cm}^2$).

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

Donde: F es la fuerza

$A_{resistente}$ es el área resistente que queremos calcular

n es el coeficiente de mayoración

$$A_{res} = \frac{100000}{\frac{3770}{6}} = 159.15 \text{ cm}^2$$

Y de aquí obtenemos el diámetro necesario

$$D = \sqrt{4 \frac{159.15}{\pi}} = 14.2 \text{ cm} = 142 \text{ mm}$$

Por tanto el diámetro del vástago para que responda con garantías a los esfuerzos de compresión debe ser $D = 142 \text{ mm}$. Aquí hay que atender a la norma “UNE 101-360-86: transmisiones hidráulicas y neumáticas; Diámetros de los cilindros y de los vástagos de pistón” y seleccionar un diámetro normalizado igual o superior a la medida obtenida, siendo éste $\varnothing_{\text{vástago}} = 160 \text{ mm}$

1.7.2.- Cálculo a pandeo

Primeramente es necesario definir la longitud del vástago. La carrera es igual a 250 mm, el exterior de 150 mm, casquillo guía-bridá 94 mm, y el espacio interior de amortiguación 100 mm, lo que hace un total $L = 594 \text{ mm}$.

Dada la relación entre el diámetro y la longitud del vástago es lógico pensar que el pandeo es casi inviable.

El cálculo se realiza estableciendo la longitud de pandeo como la total del vástago siendo una mayoración, pues 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

$$P_c = \frac{\pi^2 \frac{\pi D^4}{64} E}{6 L^2} = \frac{\pi^2 \cdot 3217 \cdot 2,1 \cdot 10^6}{6 \cdot (59,4)^2} = 3117595,71 \text{kp} \quad \text{valor muy}$$

lejos de la carga a la que está sometida el vástago

Se puede asegurar que no existirá fenómeno de pandeo.

1.7.3.- Cálculo a fatiga

Al igual que el cilindro el vástago también soportará una variación cíclica en las cargas, ésta irá desde la aplicación de la carga en cuestión hasta el peso de la mesa (despreciable frente a la carga).

Por tanto se presenta un ciclo intermitente cuyos datos son los siguientes:

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

$$\sigma_{\max} = \frac{F}{A} = \frac{100000}{201,06} = 497,36 \text{kp/cm}^2$$

- Calculamos la tensión media del ciclo:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\min} + \sigma_{\max}}{2} = 248,68 \text{kp} / \text{cm}^2$$

- Calculamos la amplitud tensional del ciclo:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = 248,68 \text{kp} / \text{cm}^2$$

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

$$\sigma_A = 0,45 \frac{\sigma_E + \sigma_R}{2} + 400 = 0,45 \frac{3700 + 6400}{2} + 400 = 2672,5 \text{kp} / \text{cm}^2$$

Igual que antes se hará uso del diagrama de *Soderberg*. 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 $\beta = 1,5$)

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

$$\frac{1}{N} = \frac{248,68}{6400} + \frac{248,68 \cdot 1,5}{2672,5} \Rightarrow N = 5,6$$

Quedando demostrada la resistencia a fatiga del vástago.

1.7.4.- Cálculo de la rosca

El tornillo que unirá el vástago y el émbolo será un tornillo de cabeza hexagonal M36x70 DIN 933 – 8.8 con arandela grower M36 DIN 912 – 8.8 (ambos elementos pavonados). Por tanto restando los 20 mm de

espesor del émbolo y aproximadamente 10 mm de la arandela quedan 40 mm de rosca útil en el vástago.

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

Donde: p es la presión superficial de la rosca

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

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

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

$$p = \frac{10 \cdot 200}{\left(\frac{40}{4}\right)(\pi \cdot 33,402 \cdot 2,598)} = 0,733 \text{ kp/mm}^2 = 73,3 \text{ kp/cm}^2$$

Se aprecia que es insignificante el esfuerzo al que se ve sometido el tornillo

1.8.- Émbolo

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

La dimensión exterior viene dado por el diámetro interior del cilindro pues ambos valores deben coincidir: $D = 200 \text{ mm}$. El resto de medidas vienen dadas por los anillos guía y retén de doble efecto.

Presentará un taladro central por el que pasará un tornillo de cabeza hexagonal M36x70 DIN 933 – 8.8 (con arandela grower M36 DIN 912 – 8.8) que

lo unirá con el vástago. El par de apriete al que debe ser sometido el tornillo es de 24.810 kg cm.

Se verá sometido a dos esfuerzos principales, el primero de compresión debido a la presión del aceite por un lado y del vástago por otro, y el segundo un esfuerzo cortante por la presión del aceite sobre la zona radial.

1.8.1.- Cálculo a compresión

La zona que se verá afectada será toda aquella que comprime el aceite contra el vástago, una sección igual a la sección del vástago ($\varnothing = 160 \text{ mm}$) 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 $\sigma_E = 3\,000 \text{ kp/cm}^2$

$$A = \frac{\pi}{4} (16^2 - 3,7^2) = 190,3 \text{ cm}^2$$

$$F = P \cdot A = 321,3 \cdot 190,3 = 61\,143,39 \text{ kp}$$

El coeficiente de seguridad con el que estamos trabajando resulta

$$n = \frac{\sigma_E \cdot A}{F} = 9,33$$

Un coeficiente de seguridad muy elevado, con lo que podemos decir que está garantizado el émbolo a compresión

1.8.2.- Cálculo a cortante

La fuerza que actúa sometiendo el elemento a cortante es la que actúa sobre la sección correspondiente a la diferencia de diámetros 200 mm y 160 mm:

$$F = P \cdot A = P \cdot \frac{\pi}{4} (20^2 - 16^2) = 36338,1 \text{ kp}$$

El área resistente, con un espesor del émbolo de 20 mm, será la siguiente:

$$A_{res} = L \cdot \pi \cdot D = 2 \cdot \pi \cdot 16 = 100,5 \text{ cm}^2$$

Resultando el esfuerzo cortante siguiente:

$$\frac{\sigma_E}{n} = \frac{F}{A_{resistente}} \Rightarrow n = 8,29 \text{ lo que demuestra que con un espesor}$$

de 20 mm es suficiente para la resistencia a cortante del émbolo.

2.- Circuito hidráulico

2.1.- Bomba

Debido a la alta presión de trabajo la bomba elegida es una bomba de pistones en línea. Éste tipo de bombas suelen ser muy robustas, y 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 pueden superar el 97%, lo que es importante cuando se trata de grandes volúmenes de fluido.

La presión máxima de trabajo de la prensa será de 315 bar (321,3 kp/cm²) lo que lleva a la elección de una bomba cuyo límite de presión sea superior.

Por las características técnicas que ofrece, la bomba elegida es la que se presenta a continuación.

Bomba: ECH 38/350 (HPP)

Revoluciones por minuto: 1000 rpm

Caudal (a 1000 rpm): 38 l/min

Pesión máxima de trabajo: 350 bar

Peso: 80 kg

Conocido el caudal que suministra la bomba se puede conocer las velocidades máximas de avance del 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 es la sección del émbolo en cm²

$$v_1 = 16,6 \frac{38}{314,16} = 2 \text{ cm / s}$$

Igualmente puede conocerse la velocidad de retroceso del émbolo:

$$v_2 = 16,6 \frac{Q}{S_2}$$

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 anular del émbolo en cm²

$$v_2 = 16,6 \frac{38}{113,09} = 5,57 \text{ cm / s}$$

Velocidad de avance = 20 mm/s

Velocidad de retroceso = 55,7 mm/s

2.2.- Motor

Se elige el motor según las características de la bomba en su régimen de trabajo.

La potencia del motor será

$$W = \frac{P \cdot Q}{\eta}$$

Donde P es la presión

Q es el caudal

η es el rendimiento total

$$W = \frac{356,9 \cdot 38}{0,65 \cdot 450} = 46,36 \text{ C.V.}$$

Se requiere un motor de potencia igual a 46 C.V. para obtener el caudal de 38 l/min a la máxima presión que ofrece la bomba (350 bar)

Tanto el motor como la bomba presentan bridas hermanas para su unión mediante tornillos. Respecto a su fijación en el depósito el motor irá anclado en seis silent-block de M6.

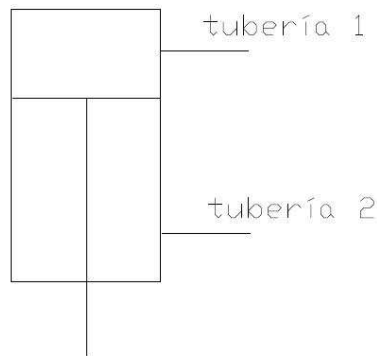
Motor 230/400 V 50 Hz

Revoluciones por minuto: 1000 rpm

Potencia: 46 C.V. (33,81 kW)

2.3.- Tuberías

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.



2.3.1.- Caudales máximos

Para ambas tuberías, en el caso del llenado de las cámaras, el caudal es el suministrado por la bomba

$$Q_1 = Q_2 = 38 \text{ l / min}$$

Se puede calcular el caudal que pasa por la tubería 1, en el caso de vaciado de la cámara superior, atendiendo a la velocidad conocida del émbolo

$$v_2 = 16,6 \frac{Q_2}{S_2} = 16,6 \frac{Q_1}{S_1} \Rightarrow Q_1 = \frac{Q_2 S_1}{S_2} = 105,56 \text{ l / min}$$

Igualmente para la tubería 2 en el caso de vaciado de la cámara inferior

$$Q_2 = \frac{Q_1 S_2}{S_1} = 13,67 \text{ l/min}$$

Por tanto se observa que la tubería 1 tendrá que soportar un caudal máximo de 106l/min durante la carrera de retroceso del émbolo, y la tubería 2 tendrá que soportar un caudal máximo de 38l/min durante la carrera de trabajo.

2.3.2.- Dimensiones

Primero se dimensiona el diámetro interior que deben tener las tuberías, el cálculo es sencillo conociendo los caudales y estableciendo una velocidad del fluido acorde a la maniobra.

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

$$v = \frac{Q}{6 \cdot S} \Rightarrow S = \frac{Q}{6 \cdot v} = \frac{106}{12} = 8,83 \text{ cm}^2$$

Donde v es la velocidad en m/s

Q el caudal en l/min

S la sección de la tubería

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = 3,35 \text{ cm} = 33,5 \text{ mm}$$

Ahora debemos comprobar que para el caudal de 38 l/min durante el llenado del cilindro, la velocidad del fluido no sea superior a 5m/s durante la carrera de trabajo.

$$v = \frac{Q}{6 \cdot S} = \frac{38}{6 \cdot 8,83} = 0,7 \text{ m/s}$$

Gracias a la baja velocidad se garantiza una pequeña pérdida de presión en la conducción.

Se aproxima el diámetro interior a 34 mm ya que 33,5 mm no es una medida comercial, y el tubo utilizado será un tubo de precisión sin soldadura, recocido normalizado, para circuitos hidráulicos y neumáticos, de acero ST-35.4 según norma DIN-2391/94 con acabado NBK. El espesor del mismo se calcula a continuación

$$\frac{\sigma}{n} = \frac{P \cdot D}{2 \cdot e} \Rightarrow e = \frac{P \cdot D \cdot n}{2 \cdot \sigma} = 0,51 \text{ cm} = 5,1 \text{ mm}$$

Se escoge un tubo para la tubería 1 de diámetros 36x42 mm.

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

$$v = \frac{Q}{6 \cdot S} \Rightarrow S = \frac{Q}{6 \cdot v} = \frac{38}{30} = 1,26 \text{ cm}^2$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = 1,26 \text{ cm} = 12,6 \text{ mm}$$

Lo que es algo superior a la tubería de 3/8", así que escogemos la de 1/2", disminuyendo la velocidad del fluido por tanto a 3,58 m/s. Para el caso de retorno por la tubería 2 vemos que la velocidad será la siguiente

$$v = \frac{Q}{6 \cdot S} = \frac{13,67}{6 \cdot 1,76} = 1,28 \text{ m/s}$$

Velocidad que también entra dentro de los márgenes aconsejados.

Se aproxima el diámetro interior a 13 mm ya que 12,6 mm no es una medida comercial, y el tubo utilizado será un tubo de precisión sin

soldadura, recocido normalizado, para circuitos hidráulicos y neumáticos, de acero ST-35.4 según norma DIN-2391/94 con acabado NBK. El espesor del mismo se calcula a continuación

$$\frac{\sigma}{n} = \frac{P \cdot D}{2 \cdot e} \Rightarrow e = \frac{P \cdot D \cdot n}{2 \cdot \sigma} = 0,19 \text{ cm} = 1,9 \text{ mm}$$

Se escoge un tubo para la tubería 2 de diámetros 13x15 mm.

2.4.- Válvula limitadora de presión

El circuito constará de dos válvulas limitadoras de presión, una dedicada a la protección del circuito frente a aumentos de presión elevada, y otra que tase la presión a la entrada del cilindro, para garantizar la presión máxima de trabajo.

Ambas válvulas se seleccionan del catálogo actualizado de Duplomatic.

La elección se hace en base al caudal y a la presión máxima de trabajo. La encargada de la seguridad del circuito trabajará con un caudal de 38 l/min y a una presión de 350 bar, y la segunda a 38l/min y a una presión de 315 bar, lo que nos lleva a elegir (según catálogo) dos válvulas CR6/20N ($Q_{\max}=40\text{l/min}$ y $P_{\max}=350$ bar).

2.5.- 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 insertable, de cierre por muelle y asiento esférico insensible a la suciedad. La selección se hace sobre catálogo atendiendo a los 38 l/min máximos que genera la bomba y una presión de 350 bar.

Se toma la válvula antirretorno VD3-W de caudal máximo 40 l/min, presión de apertura de 0,35 bar y presión máxima de trabajo de 400 bar.

2.6.- Válvula direccional

Es una válvula de corredera 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 tanque. 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.

La válvula elegida es Duplomatic DS5, según catálogo presenta las siguientes características: caudal máximo 120 l/min, presión máxima de trabajo 350 bar, tensión de trabajo 24VCC, grado de protección IP-65.

2.7.- Válvula de control de descenso

Es una válvula de secuencia cuya misión es impedir que el pistón descienda por su propio peso, por tanto permanecerá cerrada hasta que la presión en la tubería 1 sea la adecuada para comenzar la carrera de descenso exclusivamente por la entrada de aceite en la cámara superior.

La presión de pilotaje 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:

$$P = \frac{F}{S} = \frac{2000}{113,09} = 17,685 \text{kp/cm}^2$$

Se elige una válvula cuyo caudal máximo será de 50 l/min, con una presión máxima de tarado de 70 bar. Duplomatic RM2-W.

2.8.- Válvula de regulación de caudal

Se dispondrá una válvula reguladora de caudal de modo que al actuar se reduzca la velocidad de bajada del pistón, haciendo 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. Puede actuar como si no existiera válvula (en el caso de la velocidad de aproximación) y reduciendo el flujo (en el caso de la velocidad de trabajo).

La válvula presentará 40l/min de caudal nominal y 400 bar de presión, tensión de trabajo 24VCC, grado de protección IP-65.

2.9.- Aceite hidráulico

El aceite debe transmitir la potencia generada en la bomba por todo el circuito, para ello debe poder circular fácilmente por las tuberías y elementos siendo lo más incompresible posible. También ejerce un trabajo de lubricación de la mayoría de los elementos que garantizará la larga duración de los componentes.

Las propiedades más importantes a las que debemos atender son:

- Viscosidad: es la medida de la resistencia del fluido a la circulación del mismo. De la acertada elección de la viscosidad del aceite hidráulico depende el rendimiento de la instalación, las pérdidas de carga (proporcionales a la viscosidad), y la duración de los órganos del circuito. Si la viscosidad es demasiado alta, aumenta la fricción; y en caso de que la viscosidad fuera demasiado baja aumentan las fugas internas, puede disminuir la eficiencia de la bomba y al existir pérdidas por fugas aumenta la temperatura.
- Índice de viscosidad: permite apreciar el comportamiento de la viscosidad de un fluido en función de la elevación o disminución de temperatura.
- 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, siendo necesario aceites con propiedades físico-químicas especiales.
- Compresibilidad: los líquidos son poco compresibles, pero lo son tanto más cuanto mayor es su viscosidad. En el caso de un aceite mineral, un volumen de 100 litro de fluido a 20°C y sometido a una presión de 100 bar experimenta una disminución

de volumen de unos 99,3 litros, o sea, disminuye 0,7 litros. Este fenómeno puede no tenerse en cuenta en instalaciones de poco volumen y que funcionen a baja presión, pero habrá que tener en mente cuando existan cilindros de gran capacidad, tuberías de cierta longitud y de gran diámetro, porque pueden dar lugar a un retraso en la puesta a presión, que repercute sobre la duración total del ciclo.

- Poder antiespumante: si por cualquier causa el aire u otro gas se mezcla con el aceite y se produce espuma el funcionamiento de la instalación se vuelve muy deficiente y escandalosa. La formación de espuma depende de la dispersión del aire en el aceite. Un buen aceite para instalaciones oleohidráulicas contiene siempre aditivos que dificultan la absorción de gases que dificultan la absorción de gases y facilitan la separación del aire que haya penetrado circunstancialmente. También un buen purgado reduce la espuma.

- Poder antiemulsivo: es la capacidad que posee el aceite para mantener el agua separada del mismo. En la mayoría de los sistemas se pueden tolerar pequeñas cantidades de agua. De hecho, ciertos compuestos antioxidantes favorecen cierto grado de emulsificación. Si existe mucha agua en el aceite, se fomentará la acumulación de contaminantes que pueden originar una aceleración en el desgaste.

- Resistencia al envejecimiento: la acción del oxígeno del aire reduce gravemente la duración en servicio de un fluido. Los aceites derivados del petróleo son particularmente susceptibles a la oxidación, ya que el oxígeno se combina fácilmente con el carbono y el hidrógeno. También la presencia en la instalación de cobre o latón favorece la oxidación. El envejecimiento que llega mediante la oxidación y corrosión puede evitarse mediante aditivos que se depositen en forma de película sobre las superficies metálicas para evitar que sean atacadas químicamente.

Atendiendo a las recomendaciones del fabricante de la bomba y a los requisitos del circuito elegimos aceite con bases parafínicas altamente refinadas y aditivación seleccionada que le confiere las propiedades requeridas a los fluidos hidráulicos tipo HM. El grado ISO HM 68 se recomienda en sistemas hidráulicos de alta presión como el aquí estudiado, así que escogemos éste.

Presenta las siguientes características:

- Densidad 15°C, kg/l: 0,882
- Viscosidad a 40°C, cSt: 68
- Índice de viscosidad: 98
- Punto de inflamación V/A, °C: 210
- Punto de congelación, °C: -18

Y las prestaciones:

- Gran capacidad de separación de contaminantes por agua (demulsividad)
- Elevada resistencia a la espuma
- Alta capacidad antidesgaste
- Resistencia a la formación de lodos y de depósitos
- Elevada protección contra la corrosión y la herrumbre
- Alta resistencia a la oxidación
- Excelente comportamiento frente a juntas y elastómeros. Evita fugas
- Excelente filtrabilidad

Por tanto escogemos un aceite hidráulico ISO-HM 68

2.10.- Filtros

Elegimos tres sitios como los más idóneos para localizar un filtro:

- En la aspiración, es decir, a la entrada de la bomba.
- En la línea de presión a la salida de la bomba, y en la toma del mecanismo más sensible de la instalación.
- En el retorno, con la finalidad de retener impurezas al regreso del aceite y que no vuelvan al depósito

2.10.1.- Filtro de aspiración

Será colocado en el tubo de aspiración de la bomba. El medio filtrante será una malla plegada de latón fosforoso soportado por un tubo de chapa perforada de acero galvanizado. Según especificaciones de la bomba debe tener una capacidad filtrante de 125 micras nominales y su capacidad de caudal hasta 50 litros. El diámetro será de ½” ya que esa es la medida del tubo de aspiración de la bomba.

2.10.2.- Filtro de presión

Será colocado inmediatamente después de la bomba para asegurar la alimentación de todos los demás órganos mediante aceite altamente depurado. Debe estar diseñado para soportar una presión de 400 bar, con una capacidad filtrante de 25 micras y una capacidad de caudal de hasta 50 litros.

2.10.3.- Filtro de retorno

Se instala en la línea de retorno, que implica que el fluido sea filtrado antes de ser devuelto al depósito, impidiendo que las impurezas retornen al depósito, evitando así que vuelvan al circuito. Su capacidad filtrante será de 100 micras con un caudal de 150 litros/min teniendo presente así al caudal de la bomba y el de otros elementos que hacen retornar fluido independientemente.

2.11.- Depósito

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 volumen máximo de aceite en el cilindro es de 20 litros y en todo el circuito no se llegará a los 5 litros. Así siguiendo lo antes expuesto se establece un depósito de 50 litros de dimensiones interiores 335x450x355 mm.

2.12.- Refrigerador

Es conveniente mantener el aceite hidráulico entre los 40 y 55 °C. Para ello y debido a que el aceite tenderá a calentarse sobrepasando los 55°C se dispone un refrigerador.

Entre las opciones más interesantes se presenta el intercambiador aceite-agua, con el gran inconveniente del consumo de agua y por tanto de los gastos de explotación de la máquina. Otra opción es hacer uso de un intercambiador aceite-aire, su principal inconveniente es el uso de la temperatura ambiente que no siempre será óptima para la refrigeración, no obstante nos decantamos por este intercambiador.

Según las tablas suministradas por el fabricante se hace la selección del modelo apropiado para la instalación.

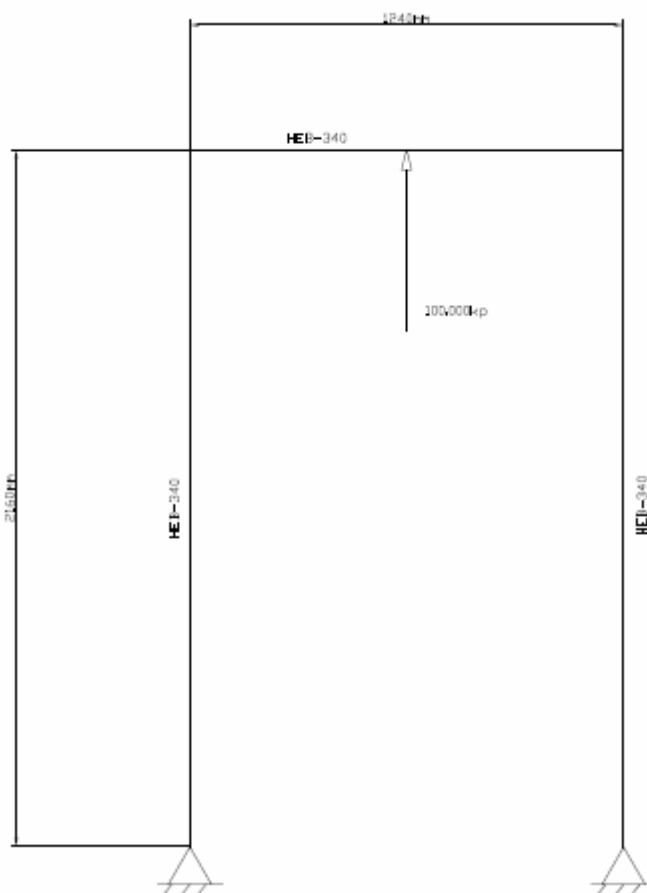
El refrigerador elegido es OLAER LAC0022A50000S0

3.- Estructura

3.1.- Reacciones y diagramas de la estructura

Se hará uso de cuatro perfiles HEB-340, uno como montante superior, dos como pilares, y un cuarto como base o montante inferior, en acero S 355 JR (UNE EN 10025) cuyo límite elástico es $\sigma_E=3500 \text{ kp/cm}^2$ y resistencia a tracción $\sigma_R=5200 \text{ kp/cm}^2$.

La estructura será calculada en base a la carga puntual que ejerce el cilindro sobre la estructura, obviando el peso del cilindro y de la propia estructura por ser insignificantes los esfuerzos frente a éste.



-. Estructura calculada.-

3.1.1.- Reacciones

Haciendo uso de las ecuaciones de la estática y del método de las energías de deformación por flectores obtenemos las reacciones en los pilares (A_x , A_y , B_x , B_y)

$$\Sigma M_A = 0 ; 100\,000 \times 0.62 - B_y \times 1.24 = 0 ; B_y = 50\,000 \text{ kp } (\downarrow)$$



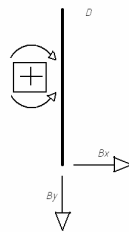
$$\Sigma F_y = 0 ; 100\,000 - A_y - 50\,000 = 0 ; A_y = 50\,000 \text{ kp } (\downarrow)$$



$$\Sigma F_x = 0 ; B_x - A_x = 0 ; B_x = A_x$$



Barra BD:

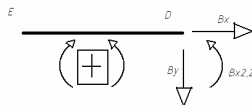


$$\frac{1}{EI} \int_0^{2.2} M(x) \frac{\partial M(x)}{\partial B(x)} dx = \frac{1}{EI} (3,55 B_x)$$

Donde: $M(x) = B_x x$

$$\frac{\partial M(x)}{\partial B(x)} = x$$

Barra DE:



$$\frac{1}{EI} \int_0^{0.62} M(x) \frac{\partial M(x)}{\partial B(x)} dx = \frac{1}{EI} (3 B_x - 21142)$$

Donde: $M(x) = 2,2B_x - B_{yx}$

$$\frac{\partial M(x)}{\partial B(x)} = 2,2$$

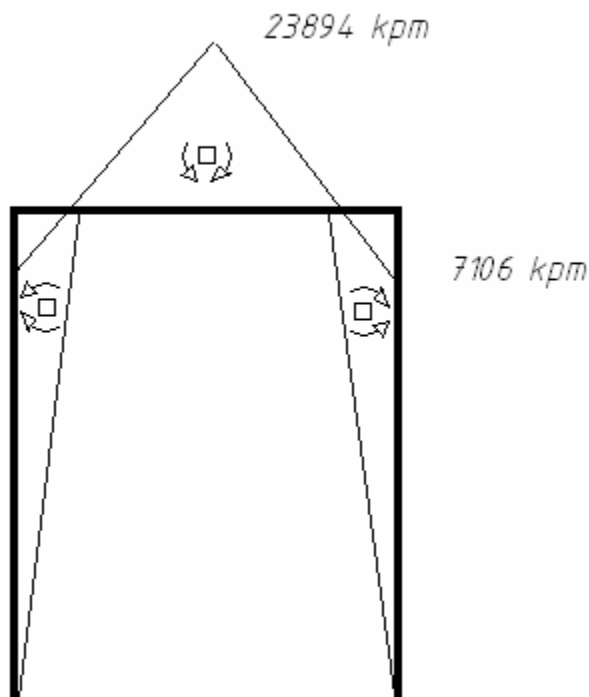
Debido a la simetría existente en la estructura el resultado para la barra AC será igual a la barra BD, y el resultado de la barra CE será igual a la barra DE. Así queda:

$$7,1 B_x + 6 B_x - 42284 = 0$$

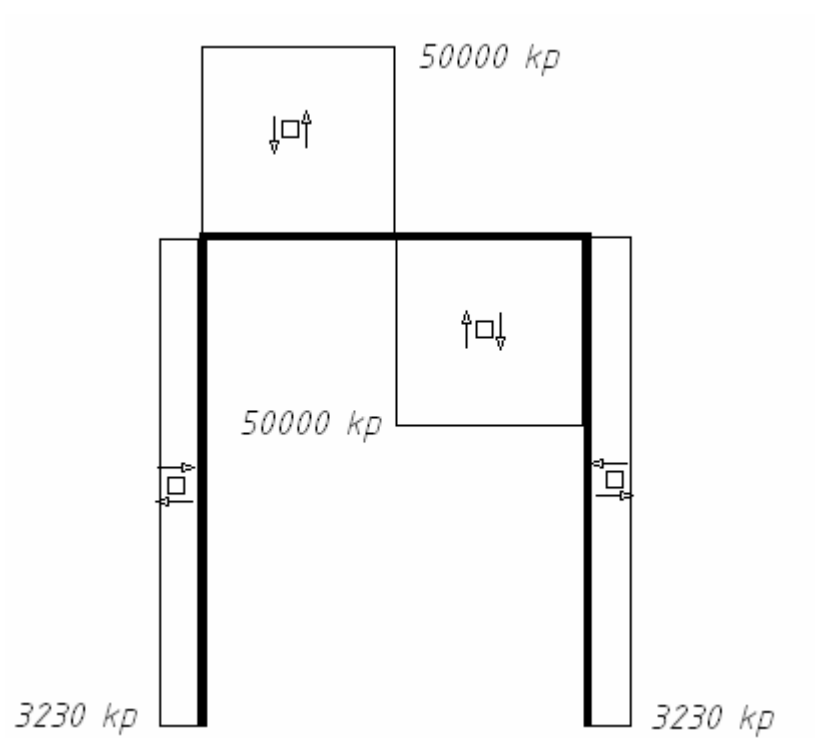
$$B_x = 3230 \text{ kp } (\rightarrow)$$

$$A_y = 3230 \text{ kp } (\leftarrow)$$

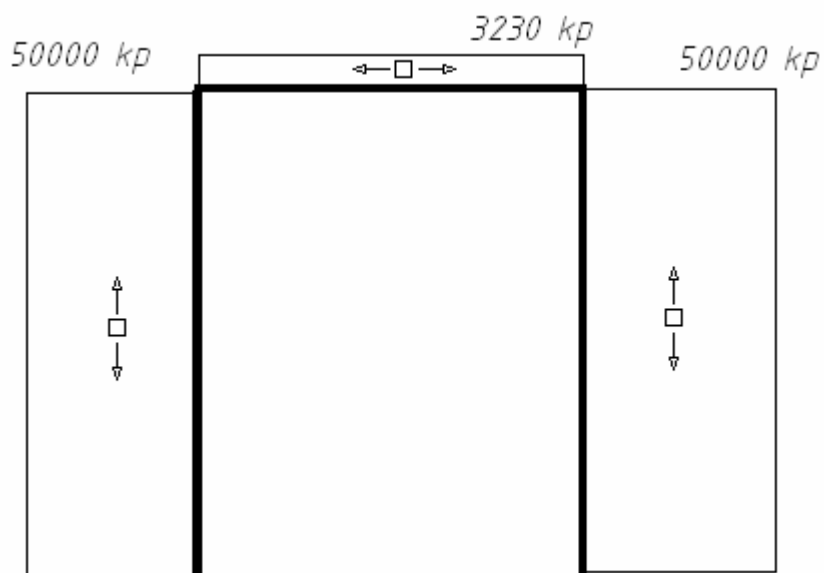
3.1.2.- Diagramas de la estructura



-. Diagrama de flectores.-



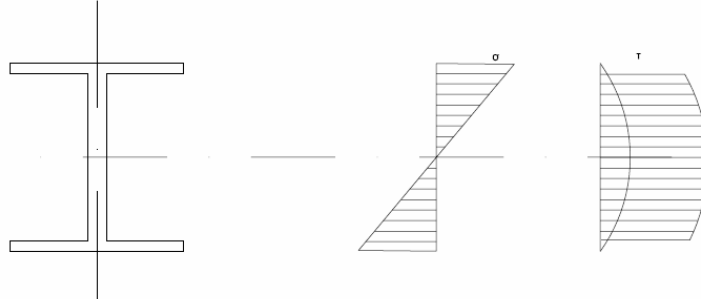
-. Diagrama de cortantes.-



-. Diagrama de axiles.-

3.2.- Montante superior

Como se aprecia en los diagramas el montante superior estará principalmente solicitado a flexión y cortante. La distribución de tensiones en el perfil es aproximadamente como se aprecia en la siguiente figura.



El punto más desfavorable será el contenido en la fibra entre alma y ala. Por ser tanto el flector como el cortante en ese punto muy próximo al máximo tomamos para el cálculo por Von-Missen los valores máximos de ambos.

$$\text{El flector máximo: } \sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} = \frac{2389400}{2156} = 1108 \text{ kp/cm}^2$$

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

W es el módulo resistente del perfil HEB-340

$$\text{El cortante máximo: } \tau_{\max} = \frac{T \cdot S}{b \cdot I} = \frac{50000 \cdot 1200}{1,2 \cdot 36660} = 1364 \text{ kp/cm}^2$$

Donde: T es el esfuerzo cortante

S es el momento estático

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

I momento de inercia del perfil HEB-340

$$\sigma_{co} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (\text{Von-Misses})$$

$$\sigma_{co} = 2610 \text{ kp/cm}^2 < 3500 \text{ kp/cm}^2 (S355JR)$$

3.3.- Pilares

Los pilares están sometidos a un esfuerzo de tracción excéntrica. El esfuerzo cortante es insignificante por lo que se dimensiona a tracción.

Los pilares también son perfiles HEB-340 de acero S 355 JR (UNE EN 10025) cuyo límite elástico es $\sigma_E=3500 \text{ kp/cm}^2$ y resistencia a tracción $\sigma_R=5200 \text{ kp/cm}^2$.

$$\sigma = \frac{N}{A} + \frac{M}{W} = \frac{50000}{170,9} + \frac{710600}{2156} = 623 \text{ kp/cm}^2;$$

$$\sigma_{co} = 623 \text{ kp/cm}^2 < 3500 \text{ kp/cm}^2 (S355JR)$$

Donde: N es el esfuerzo axial

A es el área de la sección del perfil

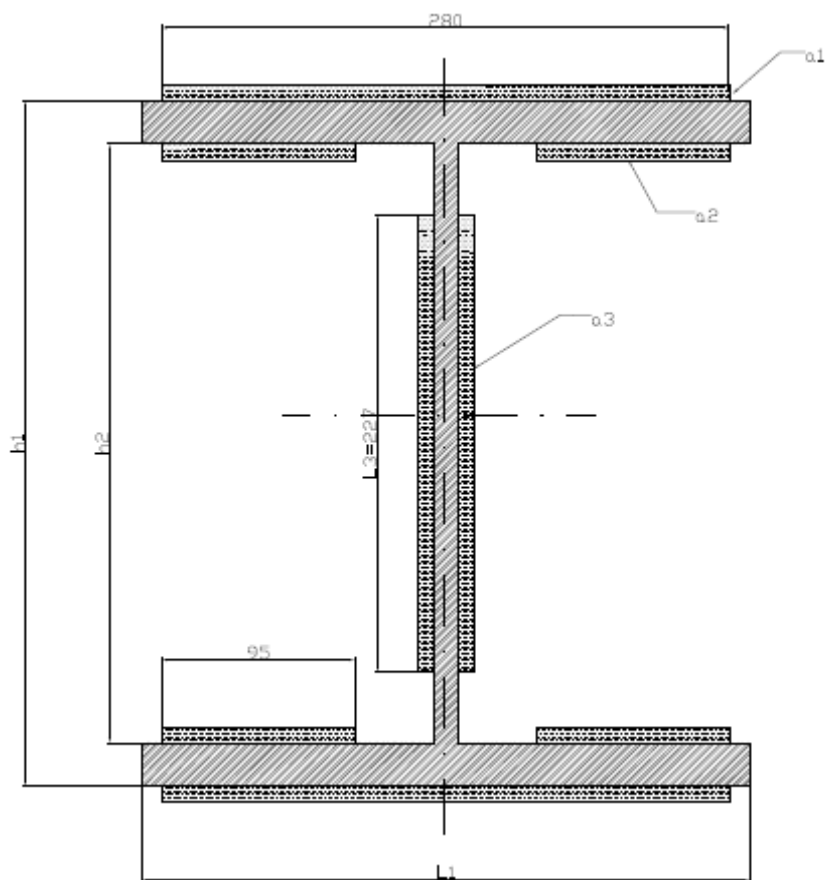
M es el momento flector

W es el módulo resistente del perfil

3.4.- Unión montante superior-pilares

Se realizará la unión mediante soldadura en ángulo con material de aporte de resistencia a tracción de 5200 kp/cm^2 , entrando el montante sobre los pilares, y reforzando los pilares con chapas a la altura de las alas del montante como se puede apreciar en el plano.

El espesor de la chapa de la columna es de 21,5 mm, el espesor del ala de la viga de 21,5 mm y el espesor del alma de la viga 12 mm. Para utilizar el mismo espesor en el cordón de soldadura y haciendo uso de la tabla de relación de espesores de chapa y garganta se hará uso de un cordón de garganta de 8 mm ($a=8 \text{ mm}$)



En el detalle se acota la longitud efectiva de la soldadura, siendo ésta la longitud total menos la entrada y salida del cordón, aproximadamente dos veces el espesor del cordón.

3.4.1.- Momento de inercia y módulo resistente de la soldadura

Cordones a_1 :

$$I_1 = 2 \left[\frac{b \cdot h^3}{12} + b \cdot h \cdot d^2 \right] = 2 \left[\frac{28 \cdot 0,8^3}{12} + 28 \cdot 0,8 \cdot \left(\frac{34}{2} + \frac{0,8}{2} \right)^2 \right] = 13566 \text{ cm}^4$$

Cordones a_2 :

$$I_2 = 4 \left[\frac{b \cdot h^3}{12} + b \cdot h \cdot d^2 \right] = 6348 \text{ cm}^4$$

Cordones a₃:

$$I_3 = 2 \left[\frac{b \cdot h^3}{12} \right] = 1560 \text{ cm}^4$$

$$I_{total} = I_1 + I_2 + I_3 = 21474 \text{ cm}^4$$

$$W = \frac{I_{total}}{d} = 1234 \text{ cm}^3$$

3.4.2.- Comprobación resistente de los cordones

Los cálculos se realizarán estudiando la tensión de comparación de Van der Eb.

Cordones a₁:

$$\sigma_{co} = 1,18 \frac{M}{W} = 1,18 \frac{710600}{1234} = 680 \text{ kp/cm}^2 \leq 3500 \text{ kp/cm}^2$$

Cordones a₂:

$$\sigma_{co} = 1,18 \frac{h_2 - a_2}{h_1 + a_2} \frac{M}{W} = 1,18 \frac{29,7 - 0,8}{34 + 0,8} \frac{710600}{1234} = 564 \text{ kp/cm}^2 < 3500 \text{ kp/cm}^2$$

Cordones a₃:

$$\sigma_{co} = \sqrt{1,4 \left[\frac{M}{W} \frac{L_3}{h_1 + a_1} \right]^2 + 1,8 \left[\frac{F}{2 \cdot L_3 \cdot a_3} \right]^2} =$$

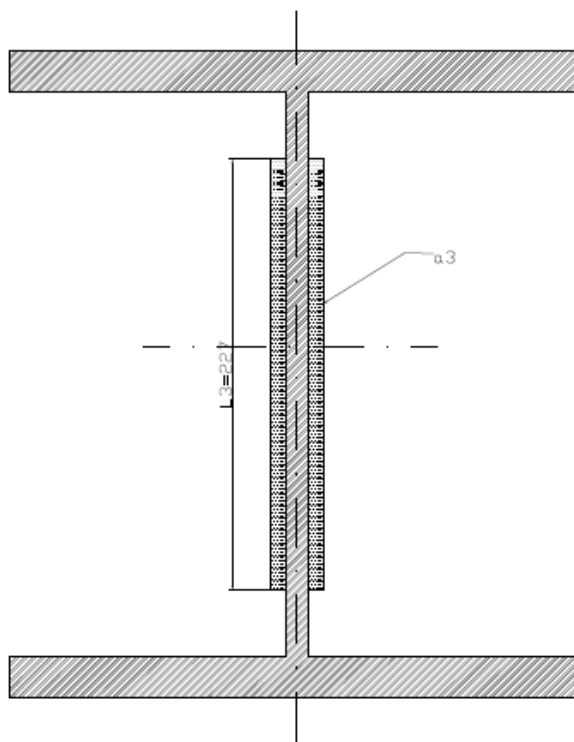
$$= \sqrt{1,4 \left[\frac{710600}{1234} \frac{22,7}{34 + 0,8} \right]^2 + 1,8 \left[\frac{50000}{2 \cdot 22,7 \cdot 0,8} \right]^2} = 1905 \text{ kp/cm}^2 < 3500 \text{ kp/cm}^2$$

Todos los cordones resisten ampliamente los esfuerzos a los que se ven sometidos.

3.5.- Unión pilares-base

La unión inferior de los pilares se realiza entrando éstos sobre el perfil base. Se suelda únicamente el alma quedando la unión como una articulación, en ella sólo se transmiten esfuerzos horizontales y verticales, y no momentos.

El esfuerzo dominante es el de tracción que tiende a separar los pilares de la base. Los cálculos se realizarán estudiando la tensión de comparación de Van der Eb.



3.5.1.- Esfuerzo a tracción

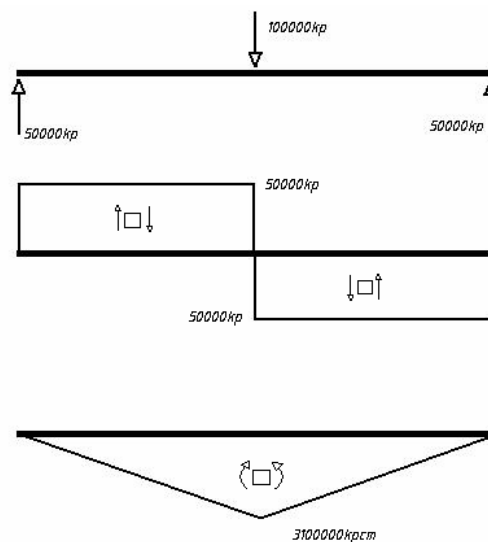
$$\sigma_{co} = \frac{N}{\sum aL} = \frac{50000}{2 \cdot 0,8 \cdot 22,7} = 1377 \text{ kp/cm}^2 < 0,75 \cdot 3500 \text{ kp/cm}^2 = 3625 \text{ kp/cm}^2$$

3.5.2.- Esfuerzo cortante

$$\sigma_{co} = \sqrt{1,8 \left[\frac{F}{2L_3 a_3} \right]^2} = \sqrt{1,8 \left[\frac{3230}{2 \cdot 22,7 \cdot 0,8} \right]^2} = 120 \text{ kp/cm}^2 < 3500 \text{ kp/cm}^2$$

3.6.- Montante inferior

Se colocará como base de la estructura un perfil HEB-340 (S 355 JR / UNE EN 10025). Se supone una carga vertical y puntual en el centro de 100 000 kp y dos cargas verticales, puntuales y de sentido contrario a la anterior en los extremos de 50 000 kp.



El punto más desfavorable será el contenido en la fibra entre alma y ala al igual que el montante superior. Por ser tanto el flector como el cortante en ese

punto muy próximo al máximo tomamos para el cálculo por Von-Missen los valores máximos de ambos.

$$\text{El flector máximo: } \sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} = \frac{3100000}{2156} = 1438 \text{kp} / \text{cm}^2$$

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

W es el módulo resistente del perfil HEB-340

$$\text{El cortante máximo: } \tau_{\max} = \frac{T \cdot S}{b \cdot I} = \frac{50000 \cdot 1200}{1,2 \cdot 36660} = 1364 \text{kp} / \text{cm}^2$$

Donde: T es el esfuerzo cortante

S es el momento estático

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

I momento de inercia del perfil HEB-340

$$\sigma_{co} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (\text{Von-Misses})$$

$$\sigma_{co} = 2764 \text{kp} / \text{cm}^2 < 3500 \text{kp} / \text{cm}^2 (\text{S 355 JR})$$

3.7.- Resistencia a la fatiga

En el cálculo estructural con perfiles metálicos normalizados se establece el límite a fatiga del material en la mitad del valor de la resistencia de dicho perfil, haciendo uso del valor mínimo garantizado queda:

$$\sigma_{\infty} \cong 0,5\sigma_R = 0,5 \cdot 5200 = 2600 \text{kp} / \text{cm}^2$$

Y para el caso en cuestión:

$$\sigma_{co} \cong \sigma_{\infty}$$

Se garantiza así la resistencia de la estructura a la fatiga.

4.- Sistema móvil

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 M10x50 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 desde el vástago.

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

La zona que se verá afectada será toda aquella que comprime el vástago contra la mesa móvil, una sección igual a la sección del vástago ($\varnothing = 160 \text{ mm}$)

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

Donde $\sigma_E = 3\,000 \text{ kp/cm}^2$

$$A = \frac{\pi}{4} 16^2 = 201.06 \text{ cm}^2$$

$$F = 100\,000 \text{ kp}$$

El coeficiente de seguridad con el que estamos trabajando resulta

$$n = \frac{\sigma_E \cdot A}{F} = 6$$

Un coeficiente de seguridad con el que podemos garantizar la resistencia de la pieza.

4.2.- Tornillos unión arandela partida-brida 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 M10x50 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 125 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:

$$\frac{\sigma_E}{n} = \frac{F_{\text{Tornillo}}}{A_{\text{Resistente}}} \Rightarrow n = 29,7$$

Podríamos incluso reducir el número de tornillos.

4.2.2.- Cálculo a fatiga:

Se presenta un ciclo intermitente cuyos datos son los siguientes:

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

$$\sigma_{\max} = \frac{F}{A} = \frac{125}{0,58} = 215 \text{ kp/cm}^2$$

- Calculamos la tensión media del ciclo:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\min} + \sigma_{\max}}{2} = 107,5 \text{ kp/cm}^2$$

- Calculamos la amplitud tensional del ciclo:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = 107,5 \text{ kp/cm}^2$$

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

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

Igual que anteriormente se hará uso del diagrama de *Soderberg*. Debemos establecer un factor de corrección β que haga referencia a dicho concentrador de esfuerzos (según tabla $\beta = 1,5$)

$$\frac{1}{N} = \frac{\sigma_m}{\sigma_R} + \frac{\sigma_a \cdot \beta}{\sigma_A f_a}$$

$$\frac{1}{N} = \frac{107,5}{8000} + \frac{107,5-1,5}{3640} \Rightarrow N = 17,3$$

Cuyo valor nos garantiza el aguante de los tornillos a 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.

4.4.- Eje 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 100x80 mm y longitud 630 mm. 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. Irán mecanizadas según se aprecia en el plano, el cual además especifica todas las tolerancias dimensionales, tolerancias superficiales y tolerancias geométricas.

Por un lado irá roscado a la mesa móvil, M95x2 según *serie 2 “UNE 17702-02: Rosca métrica ISO para usos generales; Serie general de diámetros y pasos”*.

4.5.- Brida rodamiento

Requiere de un mecanizado preciso en su taladro central para evitar problemas durante el montaje de los rodamientos.

5.- Instalación eléctrica

5.1.- Intensidad máxima

Los conductores que alimentarán el cuadro de la prensa deben cumplir con lo exigido en el actual reglamento electrotécnico de Baja Tensión.

Calcularemos la acometida para la potencia total instalada que son 46CV.

La intensidad máxima la calcularemos por la fórmula:

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

Donde:

I = Intensidad en amperios.

W = Potencia en vatios.

V = Tensión en voltios = 400

La intensidad total, será:

$$I = 33.856 / 1,73 \times 400 \times 0,8 = 61,15 \text{ A.}$$

El conductor empleado en la acometida será de 25 mm² aislado a 750V que bajo tubo admite una intensidad máxima de 77A según la instrucción ITC-BT-19.

5.2.- Interruptor general

Se hará uso de un interruptor magnetotérmico de protección de motores regulable entre 63 y 90 A, con un poder de corte de 65 kA y 4 polos.

5.3.- Interruptor diferencial

El interruptor diferencial será de 4 polos, 63 A y una sensibilidad de 300 mA que se encargará de desconectar la máquina en caso de defecto a tierra.

5.4.- Arrancador estrella-triángulo

Se hará uso de un arrancador estrella-triángulo de 50 CV para el accionamiento del motor de la bomba hidráulica. Llevará protección contra sobreintensidad mediante relé electrónico con protección de sobrecargas térmicas, contra fallo de fase, selección clase de disparo, protección contra defecto a tierra y protección contra bloqueo.

5.5.- Interruptor refrigerador

Se utilizará un interruptor magnetotérmico de 6 A y 5 kA de poder de corte para protección del motor del refrigerador.

5.6.- Interruptor autómata

Se utilizará un interruptor magnetotérmico de 6 A y 5 kA de poder de corte para protección del autómata.