

A large, stylized, black letter 'C' is positioned on the left side of the page. The letter is set against a dark, textured, rectangular background that has a grainy, almost stone-like appearance. The 'C' is thick and has a slight shadow effect, giving it a three-dimensional feel.

orporificación

Alberto ■ Rodríguez

Jesús ■ Alberto ■ Pérez

El concepto “Diseño” acá aplicado se comprende cómo corporificar, lo que implica que toda la fase conceptual se da como un supuesto.

Los cálculos son sólo guías de talla y forma para los diferentes planos del objeto.

Se intervendrán dos aspectos respecto al cilindro los flujos que por él circulan y los elementos que constituyen el cilindro en sí, es decir, flujos

ALBERTO RODRÍGUEZ G. Ingeniero Mecánico de la U.P.B. Decano Escuela de Ingeniería de la Universidad EAFIT.

E-mail: arodrig@sigma.eafit.edu.co

JESÚS ALBERTO PÉREZ. Estudiante Ingeniería Mecánica. Coordinador, Laboratorio de Fluidos. Universidad EAFIT.

E-mail: jperez@sigma.eafit.edu.co

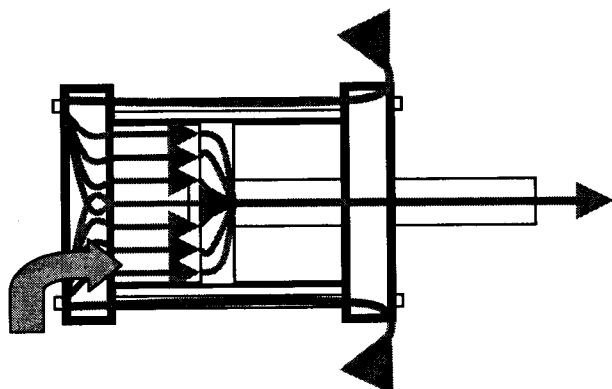
de fuerzas y formas, tallas, relaciones y materiales (no así: acabados, ajustes, procesos de manufactura) de todas y cada una de las partes que componen el cilindro hidráulico.

Se generará cómo resultado de este diálogo, la memoria de cálculo del objeto.

Para la corporificación de todos y cada uno de los elementos, se resolverá su estado de fuerzas mediante la estática (ella no es mas que la herramienta que permite detallar y determinar las magnitudes de los flujos de energía) y se definirán los parámetros de forma, talla y materiales de los mismos. (Beitz,1984).

1. DISEÑO DE UN ACTUADOR HIDRÁULICO

FIGURA No. 1
Flujos de Energía



La figura 1. muestra cómo circulan los flujos por el interior de un cilindro hidráulico, el diagrama corresponde a una acción positiva del mismo.

Como características del sistema se han definido:

Partes

Vástago: Longitud $L=177\text{mm}$. (7Pulg.)

Cilindro: Diámetro $D=101\text{mm}$. (4Pulg.)

Flujo

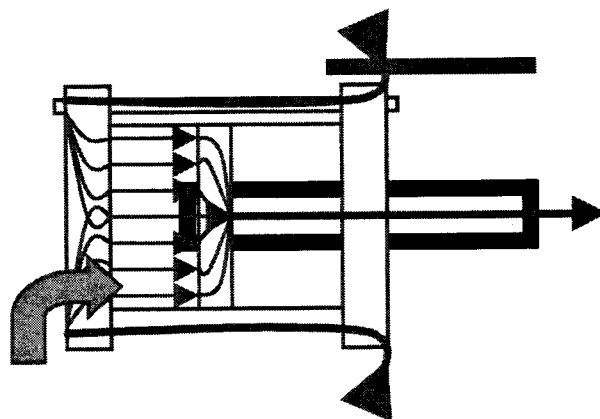
Fuerza a otro sistema: $F_{s1}=19572\text{N}$. (4400 Lbf.)

Se ha definido, además, un lugar de fijación; se conocen sus formas y algunas tallas básicas, las cuales se irán relacionando a medida que hagan los cálculos respectivos.

1.1 VÁSTAGO 1

Al vástago se le realizarán dos tratamientos; uno, modelándolo como columna "estado de compresión". Y otro, modelándolo a fatiga, involucrando en el vástago estados de "tensión y compresión".

FIGURA No. 2
Vástago y Sistema



1.1.1 Tratamiento 1. "Estado de Compresión"

El vástago como columna

FIGURA No. 3
Diagrama de Cuerpo Libre DCL del Vástago



F21=Fs1- Estática.

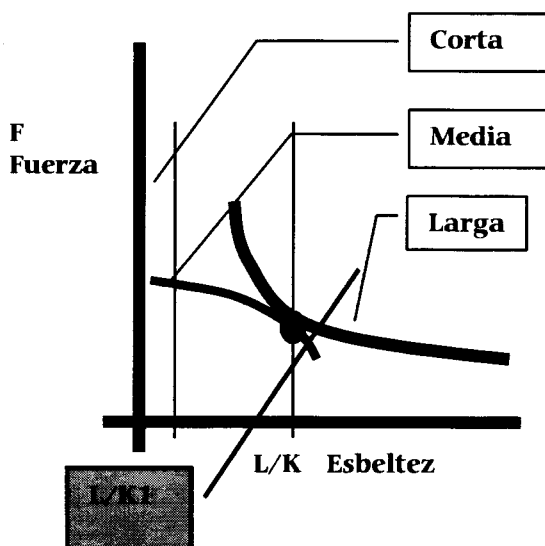
Queda por determinar en el vástago sólo su diámetro y material, en el sentido de poderlo dibujar para manufacturarlo. (Norton, 1998)

Ya se sabe su largo básico y la magnitud de flujo de fuerza (energía) que por él circula.

Para determinar el diámetro y material que posibilita la circulación del flujo de fuerza fs1 por el vástago, se utilizará la mecánica de materiales.

Los elementos a compresión según su esbeltez, admiten tres modos diferentes de cálculo.

FIGURA No. 4



Carga segura F, Ecuación de Euler (Tramo largo):

$$P_{crit} = F / n = \frac{C \times \pi^2 \times E \times A}{n(L/k)^2} \quad (2)$$

Carga segura F, Ecuación de J.B. Johnson (Tramo medio):

$$F = \left[\frac{Syp \times A}{n} \left(1 - \frac{Syp \times (L/k)^2}{4 \times \pi^2 \times E} \right) \right] \quad (3)$$

$$F = \left[\frac{Syp \times A}{n} \left(1 - \frac{Syp \times (\kappa \times L/k)^2}{4 \times \pi^2 \times E} \right) \right]$$

$$F = \left[\frac{Syp \times A}{n} \left(1 - \frac{Syp \times (SR)^2}{4 \times \pi^2 \times E} \right) \right]$$

Con $SR = \kappa \times L / k$

A compresión (tramo corto):

$$F = \left[\frac{Syp \times n}{n} \right] \quad (4)$$

Además, teniendo en la cuenta, que es de sección circular:

$$A = \frac{\pi \times d^2}{4}; I = \frac{\pi \times d^4}{64}$$

$$\rightarrow k = \left(\frac{I}{A} \right)^{1/2} = \frac{d}{4} \cap \frac{L}{k} = \frac{4 \times L}{d}$$

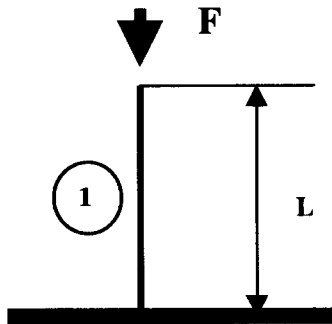
Ahora bien si se iguala

$$L / K 1 = \frac{4 \times L}{d}$$

El modelo tratará al vástago como una columna empotrada libre.

Con un factor de diseño de "2" (lo usual es escogerlo entre 2 y 8) (Shigley, 1983). Se realizará el análisis para tres materiales.

FIGURA No.5
Columna Empotrada Libre



Ante todo, habrá que determinar cual de las tres zonas de posible cálculo, mostradas en la Figura 4. aplica para el vástago.

En esta Figura se observa cómo la relación $L/K1$ (esbeltez) determina la manera de tratar matemáticamente el vástago. Determinando si la columna se considera larga o media. La cual puede ser calculada mediante la siguiente expresión.

$$L / K 1 = \sqrt{\frac{2 \times C \times \pi^2 \times E}{Syp}} ;$$

o también

$$C c = \kappa L / K 1 = \sqrt{\frac{2 \times \pi^2 \times E}{Syp}} \quad (1)$$

Con $C = \frac{1}{\kappa^2}$

Resulta entonces que:

$$L/K)Syp1 = 75$$

$$L/K)Syp2 = 64$$

$$L/K)Syp3 = 57$$

Para su cálculo obran los siguientes valores:

$$Syp1 = 179\text{Mpa. (26000 Psi, Acero AISI/SAE 1010)}$$

$$Syp2 = 248\text{Mpa. (36000 Psi, Acero AISI/SAE 1026)}$$

$$Syp3 = 310\text{Mpa. (45000 Psi, Acero AISI/SAE 1045)}$$

$$E = 206842\text{Mpa. (30*10}^6 \text{ Psi) Modulo de rigidez para aceros.}$$

$$C = 0.25 (k=2) \text{ (factor de fijación de los extremos);}$$

Lo cual sirve para determinar cual de los dos modelos será determinante o no para el cálculo del Vástago.

Resulta que para el punto de definición Columna Media-Larga los diámetros serán:

$$L/K)Syp1 \quad d= 9.4\text{mm. (0.37pulg.)}$$

$$L/K)Syp2 \quad d= 10.9\text{mm. (0.43pulg.)}$$

$$L/K)Syp3 \quad d= 12.4\text{mm. (0.49pulg.)}$$

Por lo que para diámetros mayores a estos se usará como criterio de cálculo, Johnson (izquierda de la Figura 4.) y para diámetros Menores, Euler (derecha de la Figura 4.)

Se realizará el análisis con un valor de diámetro mayor a 9.5mm. (3/8 de pulgada) en los tres materiales por lo que aplica el modelo de J.B. Johnson (Tramo medio) con los siguientes valores de cálculo.

$$F = \left[\frac{Syp \times A}{n} \left(1 - \frac{Syp \times (L/k)^2}{4 \times \pi^2 \times E} \right) \right]$$

$$L = 177.8\text{mm. (7 Pulg.) (Longitud del vástago)}$$

$$n = 2 \text{ (Factor de diseño)}$$

$$C = 0.25 (k=2) \text{ (Factor de fijación de los extremos)}$$

$$Fs1 = 19572 \text{ N. (4400 Lbf.) (Fuerza)}$$

$$E = 206842\text{Mpa (30*10}^6 \text{ Psi) (Modulo de rigidez)}$$

Por lo que con:

-Syp1 = 179Mpa. (26000 Psi.) (AISI/SAE 1010)

Entonces: d1=17mm. (0.67Pulg.)

-Syp2 = 248Mpa. (36000 Psi) (AISI/SAE 1026)

d2= 14mm. (0.58Pulg.)

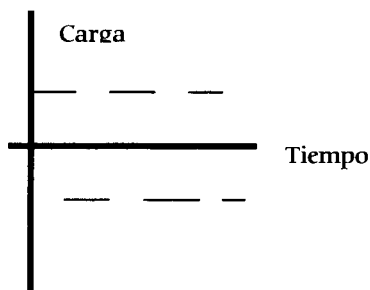
-Syp3 = 310Mpa. (45000 Psi) (AISI/SAE 1045)

d3= 13mm. (0.53 Pulg.)

1.1.2 Estado del vástago a "tensión y compresión"

Un segundo modo de cálculo del Vástago tendrá que ver con la forma cómo la carga actúa sobre él en el tiempo.

FIGURA No. 6
Elemento sometido a carga variable



Con:

$$F_{equi} = F_m + F_a \left(\frac{Syp}{Se} \right); CON: F_m = 0$$

Re sulta : $F_{equi} = F_a \left(\frac{Syp}{Se} \right)$

$$S = \frac{Syp}{n} = \frac{F}{A} = \frac{4F}{\pi D^2};$$

con

$$F = F_{equi} = F_a \left(\frac{Syp}{Se} \right) = F_s 1 \left(\frac{Syp}{Se} \right) \quad (6)$$

dadoque

$$F_a = F_s 1,$$

entonces $\rightarrow \frac{Syp}{n} = \frac{4 \times F_a \times Syp}{D^2 \times Se \times \pi};$

por lo que finalmente

$$D = \sqrt{\frac{4 \times n \times F_s 1}{Se \times \pi}}$$

D=19mm. (0.748Pulg.)

Se realizará el análisis para un acero AISI/SAE 1045 (Laminado en caliente). (Shigley, 1983)

Con:

Se=Ka.Kb.Kc.Kd.Ke.Kf.Se´=137Mpa. (20Kpsi.)

Se´=0.5Sut = 41 KPsi. Con Sut=565Mpa.

(82Kpsi.)

Ka=0.83 (Maquinado y Sut)

Kb=0.87

Kc=Kd=Kf=1

n=2 (factor de seguridad)

F₂₁ = 19572N = F_{s1} = F₂₁ (4400 Lbf.) (Fuerza - Flujo)

El diámetro inicial a elegir será de 19mm. (¾ de pulgada), el cual es comercial.

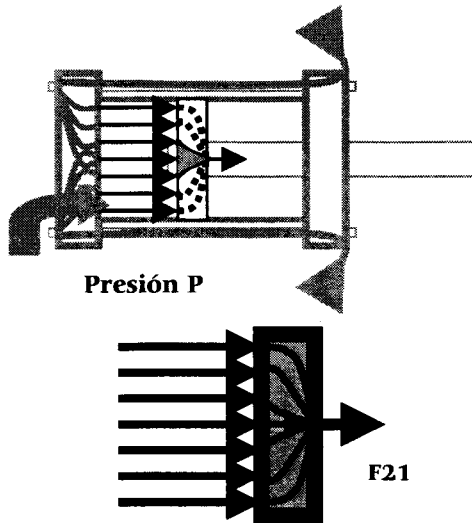
Para la fabricación se decide que el vástago sea construido en un diámetro de 25.4mm. (1 Pulg.); buscando un equilibrio con las otras tallas del objeto. De ésta manera se muestra, que en la mente del diseñador siempre debe existir una concatenación íntegra entre lo calculado y lo fabricado, que obedezca no sólo a lo funcional, sino también a condiciones estéticas.

Se continuará con el tratamiento del segundo componente que al inicio de este diálogo se llamó Embolo - Pistón.

1.2 EMBOLO 2

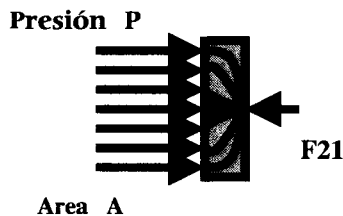
El modelo de cálculo que se utilizará será el de una placa plana. La Figura 7. muestra como fluyen las fuerzas en el pistón, Sistémica.

FIGURA No.7
Diagrama del flujo de fuerza -sistémica



La cuantificación de las fuerzas se definirá mediante la Estática.

FIGURA No.8
Diagrama de Cuerpo Libre D.C.L.



Fuerzas Embolo 2 -Estática-

Este es un ejemplo de una reducción concéntrica el cual sirve para entender que en este dispositivo hidráulico los flujos que por él viajan tienen igual comportamiento que los flujos de fuerza que se transmiten por el cilindro al vástago.

Los modelos que se utilizarán para calcular la placa plana serán tomados del Manual del Ingeniero Mecánico de Marks Sección: 5-51 Caso 9 (Baumeister, 1982)

$$S_m = K \frac{W R^2}{t^2} \quad \text{Con:} \quad (7)$$

$$\frac{R}{r} = \frac{2}{(0.7/2)} = 5.71$$

Donde:

$$R = D/2, \quad r = d / 2$$

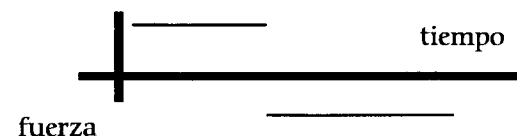
$$D = 101\text{mm. (4 pulg.)} \quad d = 19\text{mm. (0.75Pulg.)}$$

Con estos datos se extrae del mismo manual el valor de K para esta fórmula.

Para la fabricación se decide que el vástago sea construido en un diámetro de 25.4mm. (1 Pulg.); buscando un equilibrio con las otras tallas del objeto. De ésta manera se muestra, que en la mente del diseñador siempre debe existir una concatenación íntegra entre lo calculado y lo fabricado, que obedezca no sólo a lo funcional, sino también a condiciones estéticas.

Se supondrá para la placa, carga invertida, la cual ocurre por el hecho de desplazarse la carga de un lado al otro del pistón, al ser cambiada la dirección del movimiento del actuador. [2] 410.

FIGURA No. 9
Elemento sometido a carga variable



$$F_{equi} = F_m + F_a \times \left(\frac{S_{yp}}{S_e} \right);$$

CON: $F_m = 0, F_a = F_{s1} = 19572\text{Nw. (4400lbf)}$ Resulta:

$$F_{equi} = F_{s1} \times \left(\frac{S_{yp}}{S_e} \right) \rightarrow$$

$$\text{Presión: } P = \frac{F_{equi}}{A} = W$$

$$\text{Resulta: } W = \left(\frac{F_{s1}}{\pi \times D^2 / 4} \right) \times \left(\frac{S_{yp}}{S_e} \right)$$

Que reemplazada en la ecuación (7) resulta:

$$S_m = K \frac{F_{s1} \times \left(\left(\frac{Syp}{Se} \right) + \left(\frac{\pi \times D^2}{4} \right) \right) R^2}{t^2} \quad (9)$$

Considerando fatiga, se tiene para el espesor:

$$t = \left(\frac{K \times F_{s1} \times R^2 \times n}{\left(\frac{\pi \times D^2}{4} \right) \times Se} \right)^{0.5} = \left(\frac{K \times P \times R^2 \times n}{Se} \right)^{0.5} \quad (11)$$

Con:

$$k=3.7$$

$$R = D/2 = 50\text{mm. (2Pulg.)}$$

$Syp = 310\text{Mpa. (45 KPsi.)}$ (Se ha elegido como material del émbolo, un AISI/SAE 1045 laminado en caliente.)

$Se = 138\text{Mpa. (20 KPsi.)}$ (Tomado del Vástago dará parecido)

$n=2$ Factor de seguridad.

$$W = F_{s1} \times F_s / A = P_{fs} = 2.89\text{Mpa. (420 Psi)}$$

(se ha asignando un factor de sobrepresión de $f_s = 1.2$

y con $P = 2.41\text{Mpa. (350 Psi.)}$

Lo que hace que resulte un espesor para el émbolo de: $t = 20\text{ mm. (0.788 Pulg.)}$

La deflexión para esta placa de grueso medio con:

$$Y_{\max} = K1 \frac{Wr^4}{Et_3} \quad (12)$$

Resulta que $Y_{\max} = 0.004\text{mm. (0.000156 Pulg.)}$

Con:

$$k1 = 0.55$$

$$W = 2.89\text{Mpa. (420 Psi.)}$$

$$r = 50\text{mm. (2 Pulg.)}$$

$E = 206842\text{Mpa. (30} \times 10^6 \text{ Psi.)}$ (módulo de elasticidad para un acero.)

$t = 20\text{mm. (0.788 Pulg.)}$, (Espesor de placa.)

Finalmente el espesor será definido por los accesorios o empaques lo cual hará que el espesor definitivo sea muy superior al calculado.

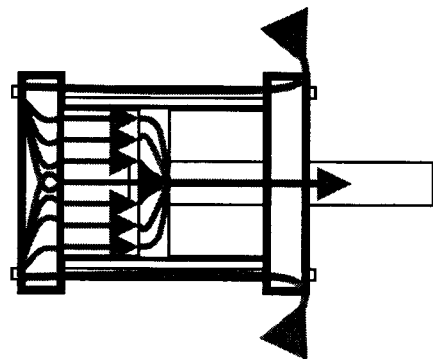
De esta manera se concluye que bastara con asignarle un valor superior a 20 mm. en un acero AISI/SAE 1045.

1.3 TAPAS

FIGURA No. 10

Flujos de fuerza en el sistema Tapa Base

Tapa Base

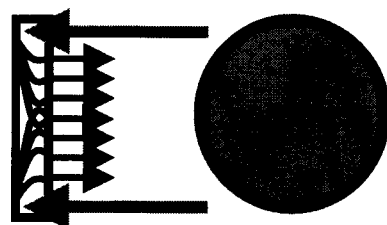


Se considerará cómo una placa de grueso medio con una presión interna máxima $P=W$, una presión mínima cero y empotrada en los extremos. De la misma fuente del cálculo anterior. (Manual del Ingeniero Mecánico de Marks (Referencia [1], Sección 5-51 placas planas Caso 2).

$$S_m = k \frac{w R^2}{t^2} \quad (12)$$

FIGURA No. 11

Fuerzas Tapa Base



Y procediendo del mismo modo que en el cálculo que precede, considerando una presión equivalente a fatiga y despejando, se tiene el espesor:

$$F_{equi} = F_m + F_a \times \left(\frac{Syp}{Se} \right);$$

CON: $F_m = F_a = Fs1 / 2 = 19572Nw / 2$. Re sulta:

$$F_{equi} = \frac{Fs1}{2} \times \left(1 + \frac{Syp}{Se} \right) \rightarrow$$

$$Pr esion: P = \frac{F_{equi}}{A} = \frac{Fs1}{\left(\frac{\pi \times D^2}{4} \right)} \times \left(1 + \frac{Syp}{Se} \right) = W$$

$$Re sulta: W = \frac{P}{2} \times \left(1 + \frac{Syp}{Se} \right)$$

$$t = \left(\frac{K \times P \times R^2 \times n \times \left(1 + \frac{Syp}{Se} \right)}{2 \times Syp} \right)^{0.5} \quad (13)$$

Para el caso.

$$K = 0.75$$

$$R = 50mm. (2 Pulg.)$$

$$W = P = 2.41Mpa. (350 Psi..)$$

$$fs = 1.2 \text{ (Factor de sobrepresión o sobrecarga)}$$

$$P = 2.89Mpa. (420 Psi.)$$

$$Syp = 310Mpa. (45 KPsi) \text{ (AISI/SAE 1045.)}$$

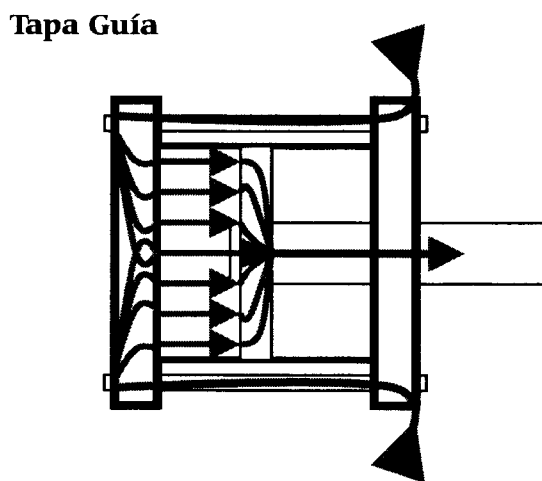
$$Se = 138Mpa. (20 KPsi.) \text{ por lo que } \frac{Syp}{Se} = 2.25$$

$$n = 2 \text{ (factor de seguridad.)}$$

$$\text{Finalmente } t = 9 \text{ mm.. (0.35 Pulg.)}$$

El espesor final de la placa lo determinará el mecanizado que hay que adicionar para garantizar las condiciones de alimentación hidráulica del actuador.

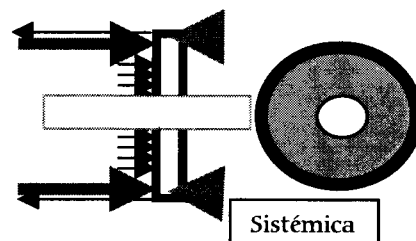
FIGURA No. 12
Flujos de Fuerza en el Sistema y en la Tapa Guía



Se considerará cómo una placa de grueso medio con una presión interna máxima $P=W$ y una presión interna mínima cero, perforada en el centro y empotrada en los extremos. De la misma fuente de los cálculos anteriores. [3], sección 5-51 placas planas, Caso 5.

$$S_m = k \frac{w R^2}{t^2} \quad (14)$$

FIGURA No. 13
Fuerza Tapa Guía



Y procediendo del mismo modo, condiciones iguales de carga y considerando una presión equivalente a fatiga, se tiene para el espesor:

$$t = \left(\frac{K \times P \times R^2 \times n \times \left(1 + \frac{Syp}{Se} \right)}{2 \times Syp} \right)^{0.5} \quad (15)$$

Para el caso.

$$K = 0.739$$

$$R = 50\text{mm. (2 Pulg.)}$$

$$r = 9\text{mm. (0.7/2 Pulg.)}$$

$$R/r = 0.5$$

$$R/r = 2/(0.7/2) = 5.71$$

Con: $D = 101\text{mm. (4Pulg.)}$ y $d = 19\text{mm. (0.75Pulg.)}$

$$W = 2.89\text{Mpa. (420 Psi.)}$$

Con $P = 2.4\text{Mpa. (350 Psi.)}$ y $f_s = 1.2$ (factor de sobrepresión)

$$S_{yp} = 310\text{MPa. (45 KPsi.) (AISI/SAE 1045.)}$$

$$S_e = 138\text{MPa. (20 KPsi.) por lo que } S_{yp}/S_e = 2.25$$

$$n = 2 \text{ (factor de seguridad.)}$$

$$\text{Finalmente } t = 9 \text{ mm (0.30 Pulg.)}$$

Dando casi el mismo espesor para ambas placas.

Se verá luego que la tapa guía presentará una perforación central de mayor diámetro y roscada. Se le fijará un buje en el cual se desplazará y direccionará el vástago y mediante sellos se retendrá la posible salida del fluido hidráulico.

1.4 CAMISA CILÍNDRICA 5

Se continuará con el cálculo de la camisa cilíndrica, obsérvese que esta tiene una doble función, guiar el pistón y contener el líquido hidráulico; por esta segunda acción se harán los cálculos: para garantizar efectivamente el confinamiento del líquido hidráulico.

FIGURA No. 14
Camisa Cilíndrica, Flujos

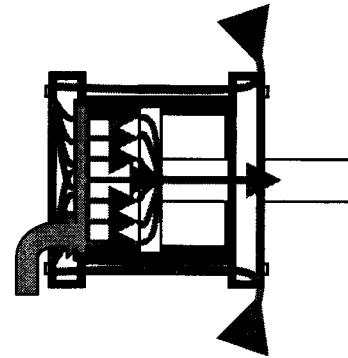
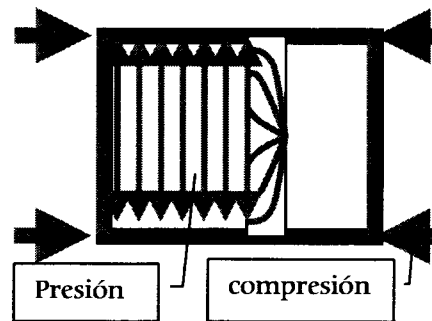
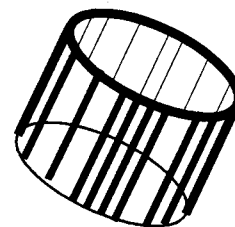


FIGURA No. 15
Camisa Cilíndrica, Fuerzas



La camisa cilíndrica se considerará como un recipiente a presión de pared delgada de forma cilíndrica. De espesor, t ; diámetro, D ; y longitud, L .

FIGURA No. 16



Por lo que las paredes del cilindro reciben longitudinalmente el efecto de la presión interna como un esfuerzo circunferencial de tracción. Por otro lado si se supone que las presiones

internas pasan de un valor P a otro cero, el cilindro estará sometido a fatiga. Por lo que:

$$\sigma_c = \frac{P_{eq} \times D_m}{2 \times t} \quad y,$$

la presión equivalente igual a:

$$P_{eq} = P_m + P_a \frac{S_{yp}}{S_e} = \frac{P}{2} \left(1 + \frac{S_{yp}}{S_e} \right) \quad (16)$$

Por lo que:

$$\frac{S_{yp}}{n} = \frac{P \times \left(1 + \frac{S_{yp}}{S_e} \right) \times D_m}{4 \times t}$$

Con este modelo, el cual, sólo considera los efectos de la presión interna, se procederá a determinar, partiendo de un acero AISI/SAE 1026. Se calculará el espesor t_c , del cual depende el diámetro externo.

$$D_m = (D_c + D_e) / 2 \quad \text{Diámetro medio}$$

$$D_e = D_c + 2 t_c \quad \text{Diámetro externo}$$

Datos de trabajo:

$D_c = 101\text{mm. (4Pulg.)}$ (diámetro interno del cilindro)

$S_{yp} = 248\text{Mpa (36000 Psi)}$

$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * S_e' =$

$0.88 * 1 * 0.923 * 229.47 = 129\text{MPa. (18KPsi)}$

Con:

$K_a = a S_{ut}^b = 0.88$ (Brillado)

$a = 4.51$ (Maquinado - Brillado).

$b = -0.265$

$S_{ut} = 441\text{ Mpa (64KPsi)}$

$K_b = 0.7$ (Efecto de tamaño [4]. 318 [4])

$K_c = 0.923$ (Carga axial y $S_{ut} \leq 1500\text{ MPa.}$)

$K_d = 1$ (Temperatura $T < 28\text{ }^\circ\text{C}$ ambiente.)

$K_e = 1$ (Sin concentradores de esfuerzo.)

$S_e' = 0.52 S_{ut} = 0.52 * 441.3\text{ MPa.} = 229\text{ MPa.}$
(33Kpsi.)

$P_{cal} = P \cdot f_s = 2.89\text{Mpa. (420Psi.)}$ Con $P = 2.41\text{MPa. (350Psi.)}$ y $f_s = 1.2$

$L = 127\text{mm. (5 Pulg.)}$ (longitud del cilindro)

Lo cual da como resultado: $t = 3\text{ mm.}$ (Espesor de pared) (0.1Pulg.). Con un factor de seguridad $n = 2$.

Espesor que garantiza cumplimiento del modelo de recipiente de pared delgada, para el que debe cumplirse $D_m/t > 20$ [1].

Se fabricará tomando una barra perforada TI 52. Con relación 112mm. -90 mm. Y equivalente a un AISI/SAE 1518 que supera el S_{yp} del cálculo anterior aumentando el factor de seguridad.

El otro esfuerzo al cual se ve sometido el cilindro, se debe al apriete previsto como precarga en los pernos (que aun no se calculan), el cual genera un esfuerzo de compresión.

$$F_m = S_{yp} D t \pi / n = 12770\text{KNw (28274Lbf.)} \quad (17)$$

Con:

$S_{yp} = 248\text{MPa. (36000Psi.)}$ (AISI/SAE 1026)

$D = 108\text{ mm (4Pulg.)}$

$t = 3\text{mm. (1/8Pulg.)}$

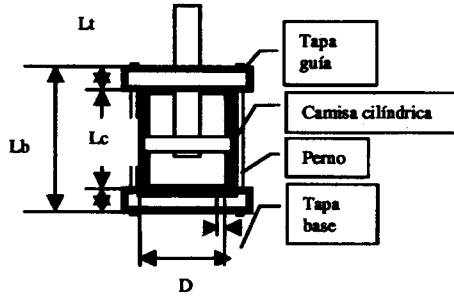
$n = 2$

Que indica que soportara satisfactoriamente las condiciones de trabajo, las cuales como se verá luego no llegarán a los 22KN. (5000Lbf.)

1.5 PERNOS

La camisa con las tapas y los pernos configuran un sistema de cargas indeterminado cuyo cálculo puede ser hecho mediante un modelo conocido cómo juntas con precarga.

FIGURA No. 17



Este modelo permite determinar la carga máxima y mínima que actúa mientras el actuador funciona sobre los pernos, así: [4]

$$F_b = \frac{K_b}{K_b + K_m} F_{ext} + F_i,$$

con $K_b = \frac{A \times E}{L_b} = \frac{\pi \times d^2 \times E}{4 \times L_b}$; como la rigidez de un perno

$$K_{mc} = \frac{A \times E}{L_c} = \frac{\pi \times D \times t \times E}{(4) L_c};$$

la rigidez de la cuarta parte de la camisa cilíndrica.

$$K_{mt} = \frac{8 \times \pi \times d^2 \times E}{4 \times L_t} \text{ Osmun[4], por lo que } \rightarrow \frac{1}{K_m} = \frac{1}{K_{mc}} + \frac{1}{K_{mt}} + \frac{1}{K_{mt}}$$

$$= \frac{1}{\frac{\pi \times D \times t \times E}{(4) L_c}} + \frac{1}{\frac{8 \times \pi \times d^2 \times E}{4 \times L_t}} + \frac{1}{\frac{8 \times \pi \times d^2 \times E}{4 \times L_t}}$$

$$= \frac{4}{\pi \times E} \times \left(\frac{L_c}{D \times t} + \frac{L_t}{4 \times d^2} \right)$$

$$K_m = \frac{\pi \times E}{\left(\frac{L_c}{D \times t} + \frac{L_t}{4 \times d^2} \right) \times 4} \rightarrow C = \frac{K_b}{K_b + K_m}$$

$$= \frac{\frac{\pi \times d^2 \times E}{4 \times L_b}}{\frac{\pi \times d^2 \times E}{4 \times L_b} + \frac{\pi \times E}{\left(\frac{L_c}{D \times t} + \frac{L_t}{4 \times d^2} \right) \times 4}} = \frac{\frac{d^2}{L_b}}{\frac{d^2}{L_b} + \frac{1}{\left(\frac{L_c}{D \times t} + \frac{L_t}{4 \times d^2} \right)}}$$

El perno estará sometido a una carga máxima F_b y a una mínima F_i por lo que la fuerza estática equivalente será:

$$F_{eq} = F_m + F_a \frac{S_{yp}}{S_e} = \frac{F_b + F_i}{2} + \frac{F_b - F_i}{2} \times \left(\frac{S_{yp}}{S_e} \right)$$

$$= \frac{C F_{ext}}{2} \left(1 + \frac{S_{yp}}{S_e} \right) + F_i = \frac{\frac{d^2}{L_b} F_{ext}}{\frac{d^2}{L_b} + \frac{1}{\left(\frac{L_c}{D \times t} + \frac{L_t}{4 \times d^2} \right)}} \left(1 + \frac{S_{yp}}{S_e} \right) + F_i =$$

$$\frac{S_{yp} \times A_t}{n}$$

Con $0.6 \times A_t \times S_p \leq F_i \leq 0.9 \times A_t \times S_p$

Esta última expresión permite seleccionar el perno teniendo en cuenta, además, que la fuerza que recibe un sólo perno es:

$$F_{ext} = f_s \times P \times A = f_s \times P \times \left(\frac{\pi D^2}{4} \right) \times \left(\frac{1}{4} \right) = f_s \times F_{s1} \times \left(\left(\frac{1}{4} \right) \right) \quad (19)$$

$f_s = 1.2$ (factor de carga o sobre presión) ..

$P = 2.4 \text{ Pa. (350 Psi)}$ (presión)

$F_{s1} = 19572 \text{ Nw. (4400Lbf.)}$. Fuerza que deberá dividirse en cuatro, según el numero de pernos.

Se ha tomado material de acero para todos los elementos, por lo que el módulo de rigidez será el mismo, $E = 206482 \text{ Mpa. (30 x 10}^6 \text{ Psi.)}$.

La expresión se resolverá con los siguientes datos:

Camisa - cilíndrica

$D = 101 \text{ mm. (4 Pulg.)}$ (Diámetro del cilindro)

$t = 3.2 \text{ mm. (1/8 Pulg.)}$ (Espesor del cilindro)

$L_c = 127 \text{ mm. (5 Pulg.)}$ (Longitud del cilindro)

Para las tapas

$d = 12.7 \text{ mm. (1/2 Pulg.)}$ (Diámetro nominal de perno)

$L_t = 12.7 \text{ mm. (0.5 Pulg.)}$ (Espesor incrementado de las tapas)

Para el perno

$d = 12.5 \text{ mm (0.5 Pulg.)}$ (Diámetro del perno)

$L_b = 203 \text{ mm. 8 Pulg.)}$ (Longitud total de un perno)

Se tomará como base del cálculo un perno con un diámetro $d = 12.5 \text{ mm (1/2 Pulg.)}$

Para los cuales $A_{trans.} = 0.1419 \text{ Pulg}^2$ Area transversal. ([2] pag.895)

El cálculo proveerá el grado del perno como base, se sabe que un perno de Grado 4, con un esfuerzo de prueba, $S_p = 448\text{Mpa}$. (65KPsi.) [2] pag.914.

Lo que implica que la precarga F_i estará entre los valores 24616Nw. y 36924Nw. (5534 Lbf y 8301 Lbf.)

Con una precarga $F_i = 26689\text{Nw}$. (6000Lbf.) y con un valor para él cálculo de para:

$$\frac{S_{yp}}{S_e} = 2.3 \quad (20)$$

Con estos valores es posible resolver el grado de los pernos, el cual da de grado 4 con un S_{yp} necesario de 487Mpa. (71KPsi.)

Ahora bien del modelo de juntas con precarga se sabe que la fuerza de apriete a las partes es igual

$$F_m = F_i - (1 - C) F_{ext} \quad (21)$$

La unión se pierde si $F_m = 0$; por lo que el valor mínimo de F_i deberá cumplir que:

$$F_i = (1 - C) F_{ext} \quad (22)$$

Además, en la expresión de F_m el término F_i es siempre mayor que el otro y en funcionamiento lo que genera la carga, es una disminución en el esfuerzo longitudinal de la camisa cilíndrica. Por ello la camisa nunca estará sometida a una fuerza mayor de F_i .

$$F_m = F_i - (1 - C) F_{ext} \quad (23)$$

Valor que podrá compararse con el calculado a partir del valor del espesor suponiendo falla a compresión y que se trae de nuevo.

$$F_m = S_{yp} D t \pi / n = 28274\text{Lbf} \quad (24)$$

Con: $S_{yp} = 36000\text{Psi}$, $D = 4\text{Pulg.}$, $t = 1/8\text{Pulg.}$, $n = 2$

Finalmente unos comentarios sobre los cálculos a los enlaces o interacciones entre elementos. No se ilustran los cálculos vástago embolo, como tampoco pernos tapas, o, tapas cilindro.

Los cálculos pernos-tapa no son necesarios si se usan tuercas comerciales, los cilindro-tapa, bastará usar un factor de seguridad en el último cálculo no de 2 si no de 3 o 4, habrá que verificar.

Para el vástago embolo, habrá según su forma final que considerar posiblemente un anillo a compresión.

REFERENCIAS

Baumeister, Theodore y Otros. (1982) *Marks- Manual del Ingeniero Mecánico. 8ª Edición*. México: McGraw Hill Book.

Beitz W., PAHL G.(1984) *Engineerign Design*. London: Springer Verlag.

Norton, Robert L.. (1998) *Machine Design*. New Jersey: Prentice-Hall International.

Shigley, Joseph. Larry D. Mitchel. (1983) *Diseño en Ingeniería Mecanica. 4ª Edición*. México: McGraw Hill Book.

BIBLIOGRAFÍA

Hubka, Vladimir (1998). *Práctical Studies in Systematic Design*. London: Butter Worth 8c Co. Publishers.

Martínez Rodolfo; BOHM, Eduardo. (1993) *Diseño en Ingeniería. Métodos*. Valparaíso, Chile. U.T.F.S.M.

VDI 2222, Design Engineering. *Methodics Conceptioning of Industrial Products*.