

ESTUDIO DE LA CAPACIDAD DE CARGA DE CILINDROS OLEOHIDRÁULICOS

Study of Hydraulic Cylinders load capacity

RESUMEN

Tradicionalmente los fabricantes de cilindros oleohidráulicos usan la ecuación de Euler para el cálculo de la carga de pandeo, considerando todo el actuador como una columna ideal cargada concéntricamente. Para un cilindro hidráulico este criterio es una aproximación basta ya que, entre otros, la carga aplicada no es una carga neta axial para la mayoría de aplicaciones. Este trabajo plantea un modelo que involucra el análisis de las condiciones de contorno y las cargas presentes en una aplicación real. Los resultados del modelo son validados experimentalmente en un banco de ensayos, diseñado para determinar el comportamiento de cilindros bajo carga.

PALABRAS CLAVES: Carga de Euler, cilindros, compresión, flexión, pandeo.

ABSTRACT

Traditionally hydraulic cylinders manufacturers use the Euler's equation for a buckling load calculation, considering the actuator like ideal column with a concentric load. For a hydraulic cylinder, this criterion is just a rough approximation because, for example, the applied load is not a simple axial load for most applications. This work proposes a theoretical model that involves the analysis of boundary conditions and present loads in actual applications. The results of model have been validated experimentally in a test bench, designed to determine the behaviour of cylinders under load.

KEYWORDS: *Buckling, bending, cylinders, compression, Euler's equation.*

1. INTRODUCCIÓN

Los fabricantes y la industria de cilindros hidráulicos en general, han usado la fórmula de Euler (1) para determinar la capacidad de carga de los cilindros oleohidráulicos [1].

$$F_{Euler} = \frac{\pi^2 E_{vast} I_{vast}}{\eta \cdot L e_{actuador}^2} \quad (1)$$

Donde:

F_{Euler}	Carga de pandeo de Euler.
E_{vast}	Módulo de elasticidad del material del vástago.
I_{vast}	Momento de inercia de la sección transversal del vástago.
η	Factor de seguridad, depende de la aplicación del cilindro y oscila entre 2 y 5.
$L e_{actuador}$	Longitud equivalente, depende del ensamble del cilindro (tipo de sujeción), y longitud total (posición de carrera máxima).

Esta ecuación fue propuesta por Euler en 1744, basado en el análisis de columnas rígidas de sección transversal constante, donde la carga está aplicada a través de su centroide. Desde entonces diferentes investigadores han hecho modificaciones basadas en análisis teórico-experimental de columnas reales, notando una reducción

de las cargas de pandeo con respecto a los valores de Euler.

Este criterio (Euler) sobre los cilindros, no toma en consideración otros factores que normalmente aparecen en diferentes aplicaciones, como excentricidad de carga aplicada, fricción en los puntos de apoyo, peso propio, juegos e imperfecciones en la conexión vástago-cilindro, los cuales deben ser considerados, ya que cualquiera de ellos puede desarrollar momentos progresivos que, en combinación con la carga, genera tensiones críticas que tienden a facilitar la generación de colapso por fluencia del material del vástago. Por lo tanto, es necesario considerar los efectos que no han sido tenidos en cuenta en el diseño de cilindros oleohidráulicos, como factores importantes en la determinación de su capacidad de carga.

La Norma ISO/TS 13725 Hydraulic fluid power – Cylinders- Method for determining the buckling load [1], presenta un método para la determinación de la carga de pandeo, involucrando aspectos como: excentricidad de carga y peso del actuador, pero no considera factores tan importantes como el ángulo de imperfección entre vástago y cilindro y la fricción en los puntos de apoyo.

ESTEVE CODINA

Ingeniero Industrial, Ph.D.
Profesor Catedrático
UPC-LABSON- Campus de
Terrassa (España).
ecodina@mf.upc.edu

MUNIR KHAMASHTA

Ingeniero Industrial, Ph.D.
Profesor Catedrático
UPC-LABSON- Campus de
Terrassa (España).
Munir.khamashta@upc.edu

EDGAR SALAZAR

Ingeniero Mecánico, Ph.D.
Profesor Asistente
Tecnología Mecánica
Universidad Tecnológica de Pereira.
edgarsalazar@utp.edu.co

El presente trabajo pretende involucrar estos factores y propone un modelo para describir el comportamiento bajo carga aplicada de cilindros bi-articulados con validación experimental.

NOMENCLATURA

- P Carga aplicada sobre el cilindro hidráulico [N]
- σ_{comp} Tensión de compresión debida a la carga aplicada
- σ_{flex} Tensión de flexión debido al momento en el vástago.
- M_1, M_2 Momentos externos aplicados en los puntos de apoyo de cilindro y vástago.
- d_{vast}, A_{vast} Diámetro del vástago, área de la sección transversal del vástago.
- De_1 Diámetro exterior del cilindro [m]
- P_F Presión del fluido dentro del tubo-cilindro [bar]
- E_1, E_2 Módulos de elasticidad de tubo y vástago [N/m²]
- I_1, I_2 Momentos de inercia de cilindro y vástago [m⁴]
- L_1, L_2, L Longitudes de tubo, vástago, total: $L = L_1 + L_2$
- θ' Ángulo de imperfección inicial entre tubo y vástago, sin aplicación de carga.
- θ Ángulo entre tubo y vástago después de deformación de anillos guía. Permanece constante mientras vástago y tubo se deforman.
- Y_1, Y_2 Deflexión total de tubo y vástago.
- Y_{01}, Y_{02}' Deflexión inicial con anillos deformados. Tubo y vástago no deforman aún.
- Y_1', Y_2' Deflexión neta (deformación) de tubo y vástago.
- Y_C Desplazamiento total en el punto de conexión vástago-cilindro.
- s Distancia entre puntos de contacto de los anillos guía.
- t_a, t_b Altura radial de los anillos guía a y b.
- A_a, A_b Área de contacto de los anillos guía.
- E_a, E_b Modulo de elasticidad de los anillos guía.

2. MODELO TEÓRICO

Para cualquier aplicación, los cilindros hidráulicos tienen un ángulo de imperfección entre vástago y cilindro. Esto, debido a los juegos de montaje, anillos guía, peso propio, además de los momentos presentes en los puntos de apoyo debidos a excentricidad en la carga aplicada y la fricción en los elementos en contacto.

La Figura 1 esquematiza la manera en que el cilindro se deforma con la carga aplicada. El ángulo inicial θ' (Figura 2) se genera sin aplicación de carga (debido a juegos de montaje y peso propio) y el ángulo θ es el ángulo final entre vástago y cilindro en el punto de conexión, una vez el actuador está deformado debido a la carga aplicada.

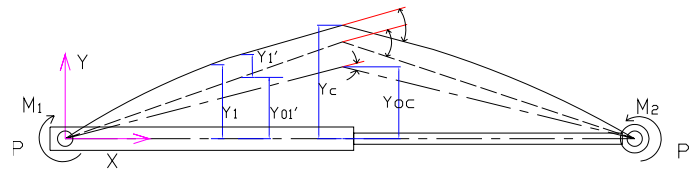
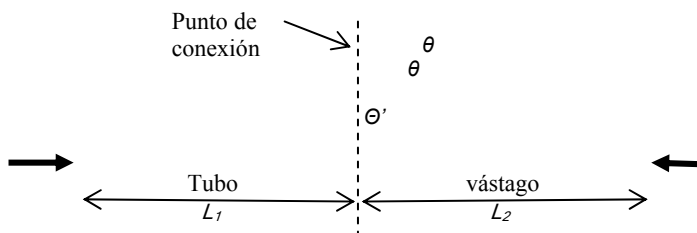


Figura 1. Deformación del cilindro con carga aplicada

La Figura 2 presenta un esquema de la conexión vástago-cilindro.

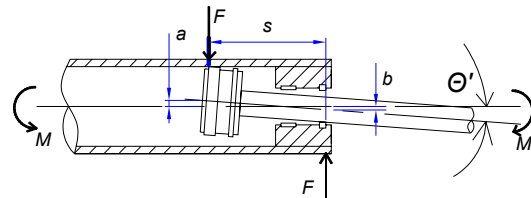


Figura 2. Esquema de conexión

De la figura 2:
$$\theta' = \frac{a+b}{s} \tag{2}$$

La carga P produce un momento flector en la conexión M , y éste a su vez, una carga F sobre los anillos guía, por lo tanto:

$$M = P \cdot Y_C = F \cdot s \quad \text{ó} \quad F = \frac{P \cdot Y_C}{s} \tag{3}$$

Los anillos guía, considerados elementos elásticos, son deformados, tal que:

$$\begin{aligned} \Delta a &= \frac{F \cdot t_a}{A_a \cdot E_a} = \frac{P \cdot Y_C \cdot t_a}{s \cdot A_a \cdot E_a} \\ \Delta b &= \frac{F \cdot t_b}{A_b \cdot E_b} = \frac{P \cdot Y_C \cdot t_b}{s \cdot A_b \cdot E_b} \end{aligned} \tag{4}$$

Esta deformación produce un cambio de ángulo de imperfección entre vástago y cilindro:

$$\Delta \theta = \frac{\Delta a + \Delta b}{s} = \left[\frac{t_a}{A_a \cdot E_a} + \frac{t_b}{A_b \cdot E_b} \right] \frac{P \cdot Y_C}{s^2} \tag{5}$$

El nuevo ángulo es: $\theta = \theta' + \Delta \theta = \theta' + K_C \cdot P \cdot Y_C$ $\tag{6}$

Donde K_C es la constante elástica de la conexión, la cual depende de su geometría y las características de los anillos guía:

$$K_C = \frac{1}{s^2} \left[\frac{t_a}{A_a \cdot E_a} + \frac{t_b}{A_b \cdot E_b} \right] \tag{7}$$

2.1 Deflexión de cilindro y vástago

El cilindro (tubo) no soporta carga axial, por lo tanto la ecuación de equilibrio aplicada a Y_1' (Figura 1) es:

$$E_1 I_1 \frac{d^2 Y_1'}{dx^2} = -\frac{P \cdot Y_C}{L_1} x + \frac{M_2 - M_1}{L} x + M_1, \quad 0 \leq x \leq L_1 \tag{8}$$

De la figura 1:

$$Y_1 = Y_1' + Y_{01}' = Y_1' + \frac{Y_C}{L_1} x, \quad 0 \leq x \leq L_1 \tag{9}$$

La deflexión del tubo es entonces:

$$Y_1 = \frac{1}{E_1 \cdot I_1} \left[\left(\frac{M_2 - M_1}{L} - \frac{P \cdot Y_c}{L_1} \right) \frac{x^3}{6} + \frac{M_1}{2} x^2 + C_1 \cdot x + C_0 \right] + \frac{Y_c}{L_1} \cdot x \quad (10)$$

El vástago soporta carga axial, entonces la ecuación de equilibrio es:

$$E_2 I_2 \frac{d^2 Y_2'}{dx^2} = -P(Y_2' + Y_2') + \frac{M_2 - M_1}{L} x + M_1, L_1 \leq x \leq L \quad (11)$$

Luego, la deflexión total es:

$$Y_2 = C_2 \cos(k_2 \cdot x) + C_3 \sin(k_2 \cdot x) + \frac{M_2 - M_1}{P \cdot L} x + \frac{M_1}{P}, L_1 \leq x \leq L \quad (12)$$

donde $k_1 = \sqrt{P/E_1 I_1}$ y $k_2 = \sqrt{P/E_2 I_2}$

Para determinar las constantes de integración son necesarias las condiciones de contorno:

$$\begin{aligned} \text{tubo} \rightarrow & Y_1(0) = 0 \quad Y_1(L_1) = Y_c \\ \text{vástago} \rightarrow & Y_2(L) = 0 \quad Y_2(L_1) = Y_c \\ \text{conexión} \rightarrow & \frac{dY_1}{dx}(L_1) - \frac{dY_2}{dx}(L_1) = \theta \end{aligned} \quad (13)$$

Aplicando las condiciones de (13) en (10) y (12), e involucrando la expresión (6), resulta la matriz de ecuaciones:

$$\begin{pmatrix} L_1 & 0 & 0 & -\frac{P \cdot L^2}{6} & 0 \\ 0 & \cos(k_2 L) & \sin(k_2 L) & 0 & 0 \\ 0 & \cos(k_2 L_1) & \sin(k_2 L_1) & -1 & 0 \\ \frac{1}{E_1 I_1} & k_2 \sin(k_2 L_1) & -k_2 \cos(k_2 L_1) & \frac{1}{L_1} - \frac{PL_1}{2E_1 I_1} & -1 \\ 0 & 0 & 0 & -K_c \cdot P & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} C_1 \\ C_2 \\ C_3 \\ Y_c \\ \theta \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\left(\frac{M_2 - M_1}{L}\right) \frac{L_1^3}{6} - \frac{M_1 L_1^2}{2} \\ -M_2/P \\ -\left(\frac{M_2 - M_1}{P \cdot L}\right) L_1 - \frac{M_1}{P} \\ \frac{M_2 - M_1}{L} \left(\frac{1}{P} - \frac{L_1^2}{2E_1 I_1} \right) - \frac{M_1 L_1}{E_1 I_1} \\ \theta' \end{pmatrix} \quad (14)$$

Resolviendo la matriz (14) es posible calcular C_1 , C_2 , C_3 , Y_c y θ , que reemplazados en (10) y (12) determinan las deflexiones de cilindro y vástago respectivamente.

2.2 Tensiones en tubo y vástago

El vástago es el elemento crítico en un cilindro hidráulico, el cual está sujeto a un componente de compresión debido a la carga P transmitida por medio de la presión hidráulica y un componente de flexión debido a los momentos generados. La tensión crítica se presenta en la fibra más alejada del centroide, en el lado cóncavo del vástago cuando éste es flexionado.

La figura 3 muestra la distribución de tensiones sobre la sección transversal del vástago. La fibra más distante (lado cóncavo) tiene el valor de tensión más alto, correspondiente a la suma de ambas tensiones: flexión y compresión, mientras que en el lado opuesto (inferior, figura 3) la fibra soporta un componente de tracción que disminuye el efecto total de compresión sobre el vástago.

A partir de las ecuaciones de deflexión (10) y (12), se pueden calcular los momentos $M_1(x)$ y $M_2(x)$ a los largo de tubo y vástago, mediante:

$$\begin{aligned} M_1(x) &= E_1 I_1 \frac{d^2 Y_1}{dx^2}, 0 \leq x \leq L_1 \\ M_2(x) &= E_2 I_2 \frac{d^2 Y_2}{dx^2}, L_1 \leq x \leq L \end{aligned} \quad (15)$$

Con estos momentos se determina el comportamiento de las tensiones en tubo y vástago:

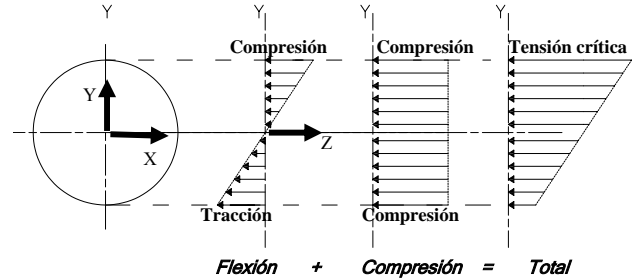


Figura 3. Distribución de tensiones en la sección transversal del vástago.

$$\begin{aligned} \text{tubo} \quad \sigma_1(x) &= \sigma_{flex} = \frac{M_1(x) D e_1}{I_1}, 0 \leq x \leq L_1 \\ \text{vástago} \quad \sigma_2(x) &= \sigma_{comp} + \sigma_{flex} = \frac{4P}{\pi d_{vást}^2} + \frac{32 \cdot M_2(x)}{\pi d_{vást}^3}, L_1 \leq x \leq L \end{aligned} \quad (16)$$

3. VALIDACIÓN EXPERIMENTAL

Para validar las ecuaciones planteadas se determina ahora la capacidad de carga de un cilindro hidráulico, denominado ‘prueba’ (Tabla 1).

Parámetro	Tubo	vástago
Diámetro (mm)	$D_{e1} = 60$ $D_{i1} = 50$	$d_{vást} = 30$
Longitud	$L_1 = 630$ mm	$L_2 = 574$ mm
Momento de Inercia	$I_1 = \pi/64 (D_{e1}^4 - D_{i1}^4)$	$I_2 = \pi/64 d_{rod}^4$
Longitud total del actuador	$L = 1224$ mm	
Ángulo de imperfección inicial	$\theta' = 0,1$ grados	
Rigidez elástica de la conexión.	$K_c = 2E \cdot 9$ rad/Nm	
Elasticidad del material	$E_1 = E_2 = 200$ GPa	
Tensión de fluencia del material.	370 MPa	

Tabla 1. Especificaciones del cilindro ‘prueba’

Usando el modelo planteado y los datos de la Tabla 1, se calculan ahora las tensiones en vástago y cilindro.

La figura 4 muestra el comportamiento de la tensión total y deflexión (inicial, total y neta) del cilindro hidráulico ‘prueba’ (tabla 1). En este caso se han supuesto momentos nulos en los apoyos M_1 y M_2 .

Como puede observarse (figura 4) la tensión máxima es localizada en el vástago a 97 mm desde el punto de conexión. En este caso, este valor corresponde a la tensión de fluencia del material, la cual es alcanzada con una carga de 82,3 kN (carga máxima admisible).

3.1 Banco de pruebas

Se ha diseñado y construido un banco para pruebas de pandeo de cilindros oleohidráulicos de una gama amplia de dimensiones. La capacidad de carga máxima de este banco es de 200 kN. La figura 5 muestra un esquema general del banco.

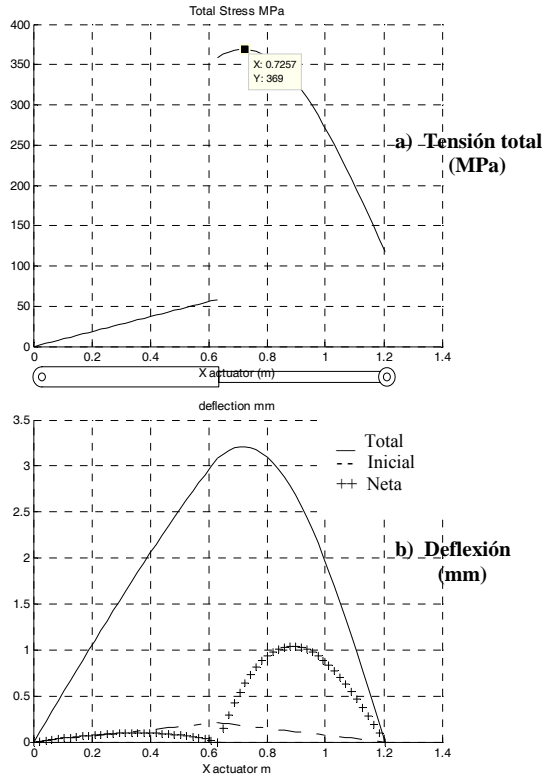


Figura 4. Tensión total y deflexión del cilindro. Carga aplicada $P = 82,3$ kN.

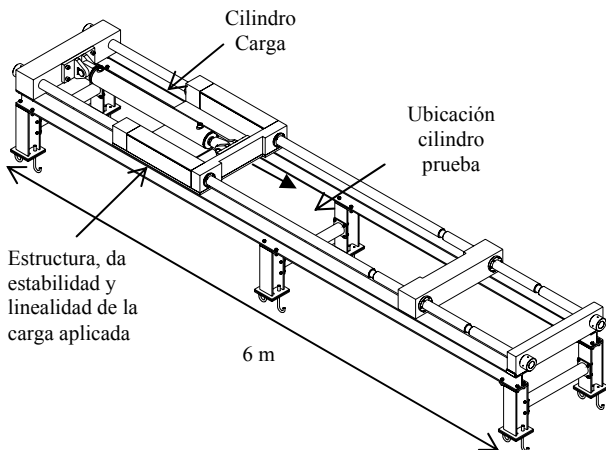


Figura 5. Banco experimental pruebas de pandeo

Se han realizado pruebas experimentales sobre el cilindro “prueba” descrito en la tabla 1 cuya referencia es 30x50x500 mm. El cilindro ha sido montado con articulaciones en sus extremos.

3.2 Medición de deflexión del cilindro ‘prueba’

Para medir la deflexión y la carga aplicada, han sido instalados sensores láser de desplazamiento, sensor de contacto y un sensor de presión, registrando todas las señales mediante PC.

El no contacto de los sensores Láser evitan el riesgo de daño en la instrumentación en el momento del colapso del cilindro por fluencia del material. Un sensor de contacto ha sido colocado al final del cilindro. La figura 6 presenta una foto de la configuración de los sensores en el banco de ensayos.

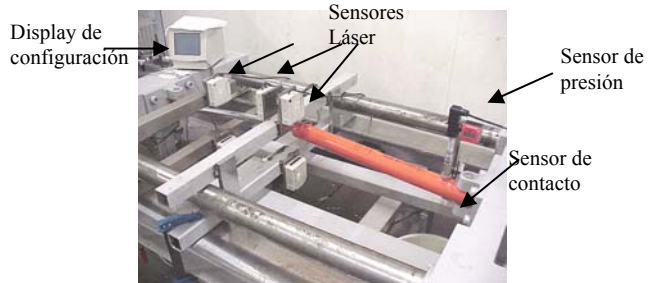


Figura 6. Configuración de montaje del cilindro ‘prueba’

La presión de fluido dentro del tubo, hallada en el momento del colapso por fluencia en todas las pruebas (50 aprox.) promedia los 420 bar, equivalente a una carga de 83 kN, calculada como: $Carga = P_F \times \text{área del émbolo del cilindro}$.

$$P = 420 \text{ bar} \times \frac{\pi}{4} 0,05^2 \text{ m}^2 = 82,5 \text{ kN} \quad (16)$$

Esta carga es comparable con la carga máxima admisible que resulta del modelo analítico planteado (82,3 kN).

Las deflexiones del actuador para diferentes cargas han sido medidas y registradas (Figura 7), hasta que la tensión de fluencia del material es alcanzado, momento en el cual el actuador toma una deflexión considerable sin incremento de carga.

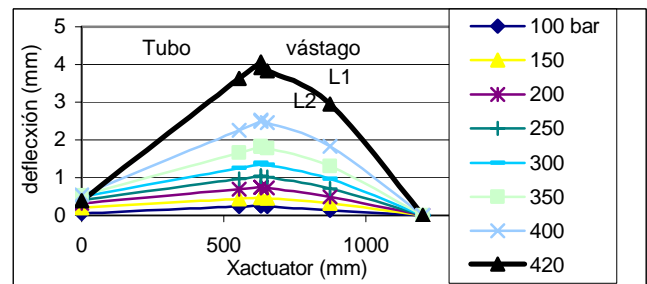


Figura 7. Deflexión del actuador bajo diferentes cargas

La deflexión del actuador con una carga de 420 bar (presión dentro del tubo), es comparable con la curva resultante del modelo teórico (Figura 4).

3.3 Medición de tensiones en el cilindro ‘prueba’

Se ha realizado medición de tensiones mediante strain gauges montados a lo largo del vástago, para validar los resultados teóricos obtenidos. Los strain gauges de tipo unidireccional fueron instalados por pares sobre lados adyacentes del vástago (Figura 8) mediante puente Wheatstone. De esta manera, las medidas de las microdeformaciones fueron registradas.

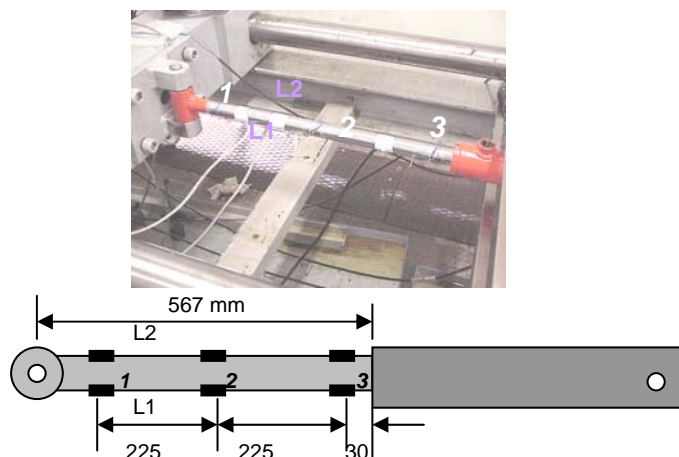


Figura 8. Ubicación de strain gauges sobre vástago

Los resultados de las mediciones son mostradas en la figura 9. El máximo valor de tensión medido fue localizado en el punto 3, cerca al punto de conexión, lo cual coincide con los resultados teóricos (Figura 4). Las tensiones altas ocurren en el lado L2, correspondiente al lado cóncavo del vástago doblado (Figura 7).

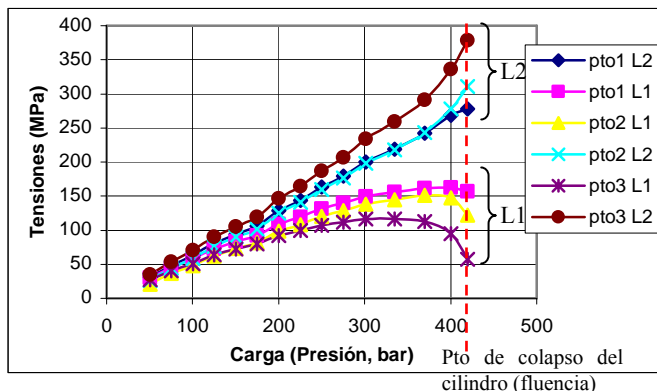


Figura 9. Tensiones medidas usando strain gauges a lo largo del vástago

Usando los valores de deformación medidos en ambos lados del vástago, es posible calcular los componentes de compresión y flexión de la tensión total para cada punto.

Con relación a la figura 3:

$$\text{Flexión: } \frac{\sigma_2 - \sigma_1}{2}, \quad \text{compresión: } \frac{\sigma_2 + \sigma_1}{2} \quad (17)$$

Donde σ_1 y σ_2 son las tensiones medidas en los lados L1 y L2 respectivamente (Figura 8).

La figura 10 muestra las tensiones de compresión, flexión y total.

El componente de compresión es similar en todos los puntos a lo largo del vástago y coincide con la relación entre carga y sección transversal del émbolo (P/A_{embolo}). La tensión máxima en el punto 3 se acerca a la tensión de fluencia del material.

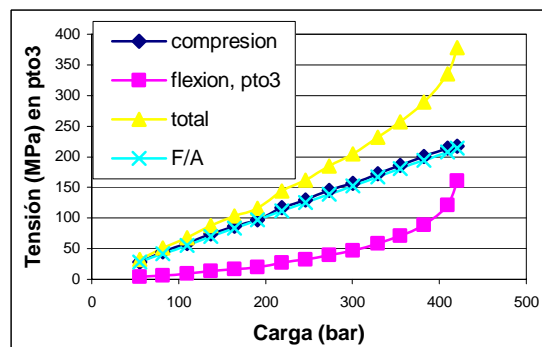


Figura 10. Tensiones (pto 3) basadas en las mediciones de deformación con strain gauges.

4. ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS (FEA)

Se ha realizado análisis por elementos finitos mediante el software *Ansys Workbench*, el cual permite involucrar la interacción entre elementos en contacto. Las condiciones de contorno pueden reproducir con suficiente aproximación las características de la prueba. La figura 11 presenta los resultados obtenidos con FEA.

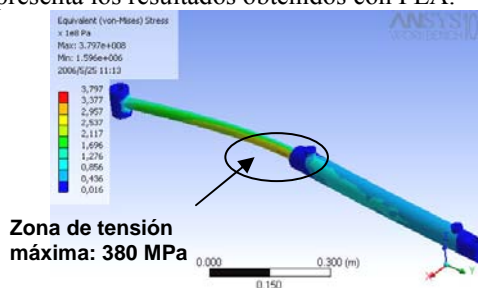


Figura 11. Resultados de FEA con $\theta_i = 0,1^\circ$

El ángulo inicial θ' entre vástago y cilindro considerado ha sido de 0,1 grados. La forma del actuador flexionado reproduce de forma aproximada los resultados experimentales (Figura 6, 7).

5. COMPARACIÓN ENTRE RESULTADOS TEÓRICOS Y EXPERIMENTALES

Es ahora necesario comparar los resultados obtenidos en las pruebas experimentales con respecto a los valores calculados bajo el criterio de Euler, Norma ISO 13725 para pandeo de cilindros, FEA y el modelo propuesto.

Para efectos comparativos, se han evaluado las diferentes teorías calculando la tensión máxima del vástago del cilindro ‘prueba’ (Tabla 1) para diferentes cargas. Para la

Norma y Euler se ha empleado un factor de seguridad de 1,0. Las excentricidades y los momentos de fricción en las articulaciones no han sido considerados. La figura 12 muestra los resultados

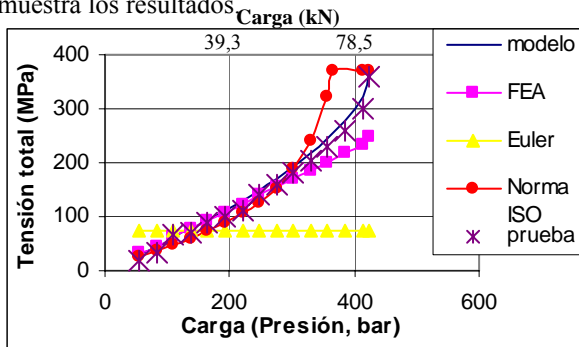


Figura 12. Tensión total máxima del actuador ‘prueba’ (Tabla 1) usando diferentes criterios.

La figura 12 muestra la tensión máxima total versus presión del cilindro y su carga equivalente (eje X). Las curvas muestran valores hasta la carga crítica (420 bar = 83 kN). La carga crítica es definida como la carga a partir de la cual las deformaciones del vástago se tornan considerables sin ningún incremento de carga. Esta carga crítica genera una tensión total (tensión de fluencia del material) de 370 MPa.

La tensión de Euler σ_{Euler} ha sido definida como la relación entre la carga de Euler (F_{Euler}) y la sección transversal del vástago (A_{vast}). Esta relación es constante e igual a:

$$\sigma_{Euler} = \frac{F_{Euler}}{A_{vast}} = \frac{\pi^2 E_2 d_{vast}^2}{16 L e_{actuador}^2} \quad (19)$$

Los resultados del análisis FEM son proporcionales a la carga aplicada. Las diferencias entre FEM y los resultados experimentales podrían ser atribuidos a la presencia de elementos en contacto, que incrementan la complejidad en el cálculo por elementos finitos.

6. CONCLUSIONES

El concepto ideal de pandeo de columna (carga de Euler) no debe ser aplicado sobre un cilindro hidráulico, debido a que este se aleja de las condiciones de homogeneidad y concentricidad en la carga. En los cilindros oleohidráulicos se presenta una combinación de efectos de compresión y flexión, debido a la carga aplicada en combinación con otros factores como el ángulo de imperfección entre vástago y cilindro inducido por juegos y desgaste en anillos guía en la conexión. Los cilindros pueden soportar una carga más alta que la predicha por la fórmula de Euler (ver Figura 16), si no se consideran los momentos de fricción en los apoyos (que pueden afectar la capacidad de carga del cilindro).

Un modelo analítico fue desarrollado en este proyecto y un cilindro hidráulico bi-articulado fue empleado como cilindro ‘prueba’. La tensión del vástago, como elemento

crítico, fue medida a través de strain gauges para verificar los resultados del modelo. Todas las pruebas mostraron formas similares de flexión del actuador, siendo el vástago el componente más deformado. Las pruebas experimentales demostraron la validez del modelo teórico propuesto sin considerar momentos de fricción en los puntos de apoyo.

Los resultados experimentales demuestran que el modelo teórico planteado en este proyecto es confiable. La figura 12 presenta una buena aproximación del modelo con la experimentación, en relación con las demás teorías, destacando la coincidencia de las cargas admisibles teórica y experimental (que definen la tensión de fluencia) del cilindro. El análisis por elementos finitos generó resultados de tensión aproximados solo con los valores de compresión.

7. RECONOCIMIENTO

Este trabajo ha sido co-financiado por la Unión Europea dentro del proyecto FP62002-NMP-2-SME, acrónimo: PROHIPP, “New Design and manufacturing processes for high pressure fluid power products” (2004-2008). Las pruebas experimentales se han realizado en *Labson* (Laboratorio de Sistemas Oleohidráulicos y Neumáticos) de la Universidad Politécnica de Cataluña, con el apoyo de la empresa Pedro ROQUET de España.

8. BIBLIOGRAFÍA

- [1] C. Esteve, S. Edgar, "Capacidad de carga de cilindros oleohidráulicos: Norma ISO/TS 13725," Scientia et Technica, vol. 29, pp. 163-168, Dic. 2005.
- [2] TC131/SC3/WG1, ISO/TS 13725 Technical Specification: "Hydraulic fluid power –Cylinders-Method for determining the buckling load," 1ª edición 2001-08-15.
- [3] H. Fred, “Critical Buckling for Hydraulic Actuating cylinders,” Stress Engineer, Lockheed Aircraft Corporation. Product Engineering, pp 108-112, July 1950.
- [4] Baragetti, A. Terranova, “Limit load evaluation of Hydraulic Actuators,” Int. J. of materials and product technology, vol. 14 No 1, pp. 50-73, 1999.
- [5] Baragetti, A. Terranova, “Bending behavior of double-acting Hydraulic Actuators,” Proceedings of the Institution of Mechanical Engineering, vol 215 part C, 607-619, 2001.
- [6] K.L. Seshasai, W. P. Dawkins, S.K.R. Iyengar, “Stress analysis of Hydraulic Cylinders,” Oklahoma State University, National Conference of fluid power, 1975.
- [7] T. Ohtomo, Y. Sugiyama, T. Katayama and K.A. Mladenov, “Euler Buckling Test of Four-Staged, 6 meter-long Telescopic Cylinder Columns,” Experimental Techniques, pp. 24-28, Sept/Oct, 2002.