

ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS DEL COLAPSO EN TUBERIAS  
PARA APLICACIONES EN LA INDUSTRIA DEL PETROLEO

Andrea P. Assanelli, Raul A. Radovitzky y Eduardo N. Dvorkin  
Centro de Investigación Industrial - FUDETEC  
Córdoba 320, (1054) Buenos Aires, Argentina.

RESUMEN

Las tuberías de entubación de pozos de petróleo (casing) se encuentran sometidas, en servicio, a una combinación de solicitaciones de diferentes tipos. Entre las más importantes se encuentran las mecánicas (presión exterior, tracción, flexión), térmicas y químicas.

Tradicionalmente se ha caracterizado a la tubería de "casing" por su capacidad portante bajo presión exterior (presión de colapso).

En este trabajo analizamos las influencias de distintos parámetros geométricos y mecánicos sobre la presión de colapso de tuberías de "casing" a través de análisis por Elementos Finitos. También se hace una discusión sobre las características de los modelos de Elementos Finitos que se utilizan para este tipo de análisis. Finalmente comparamos los estudios numéricos con resultados de ensayos físicos de nuestro laboratorio y, a partir de esta comparación, proponemos mejoras para los análisis numéricos y para los ensayos de laboratorio.

ABSTRACT

Casing tubulars for oil industry applications work under severe external loadings, mainly mechanical (external pressure, tension, flexure), thermal and chemical.

Traditionally casing tubulars have been characterized by its resistance to failure under external pressure (collapse pressure).

In the present work we analyze the effect of several mechanical and geometrical parameters on the collapse pressure of casing, using Finite Element models. We also comment on the characteristics of the models for this kind of analysis. Finally we compare our results with results from actual tests performed at the Full Scale Testing Facility of our Research Center and we outline some improvements for both the numerical and physical tests.

INTRODUCCION

El colapso de tubos es un fenómeno gobernado por muchas variables, pero cuyo comportamiento puede ser clasificado inicialmente en función de una de ellas: la relación diámetro/espesor ( $D/t$ ).

Para grandes valores de  $D/t$  el colapso está gobernado por una falla del tipo de inestabilidad elástica. En este rango son válidas la fórmula de Bresse y las derivadas por Timoshenko [1-3].

Para valores de  $D/t$  bajos el colapso está controlado por consideraciones de

plasticidad. Aquí son válidas fórmulas del tipo de las de Lamé o Barlow [4].

Para valores de  $D/t$  intermedios los fenómenos de plasticidad y de inestabilidad ocurren más o menos simultáneamente y no hay fórmulas deducidas de la resistencia de materiales que describan el comportamiento de los tubos en este rango.

Las fórmulas de cálculo más utilizadas para el diseño son las del American Petroleum Institute (API) [5] obtenidas por regresiones a partir de los ensayos experimentales de Clinedinst [6], cubriendo los tres rangos mencionados y que tienen en cuenta dos factores principales:

- La relación diámetro/espesor:  $D/t$ .
- La tensión de fluencia del material del tubo:  $\sigma_y$ .

Otros factores que influyen sobre la presión de colapso y que no fueron considerados explícitamente en las fórmulas del API son [4,7-11]:

- La falta de circularidad del tubo.
- Las variaciones de espesor de la pared del tubo.
- Las tensiones residuales presentes en el tubo.
- Las características de "hardening" del material del tubo.

En las siguientes secciones analizaremos los efectos de cada uno de estos parámetros sobre el colapso, con modelos de Elementos Finitos, pero antes discutiremos brevemente los modelos a utilizar.

#### MODELO DE ELEMENTOS FINITOS

##### Caso en estudio

Para todos los análisis se modeló un tubo de revestimiento (casing) de acuerdo a medidas normalizadas por el API [12] con un diámetro exterior de 9 5/8" (244.5 mm) y distintos espesores. El material modelado fué acero tipo P-110 con los siguientes características:

$$\begin{aligned} E &= 2100000 \text{ kg/cm}^2 \\ \nu &= 0.3 \\ \sigma_y &= 7730 \text{ kg/cm}^2 \end{aligned}$$

Para este análisis tomamos tres espesores diferentes, que corresponden a las tres bandas de  $D/t$  de colapso de acuerdo a las normas de cálculo del API [5]:

$$\begin{aligned} t = 7.92 \text{ mm} &\rightarrow D/t = 30.85 \quad (\text{Colapso Elástico}) \\ t = 11.05 \text{ mm} &\rightarrow D/t = 22.13 \quad (\text{Colapso de Transición}) \\ t = 13.84 \text{ mm} &\rightarrow D/t = 17.67 \quad (\text{Colapso Plástico}) \end{aligned}$$

##### Modelo 2D: Estado plano de tensiones o de deformaciones?

La geometría de una tubería de revestimiento en un pozo es relativamente simple. El tubo, de sección circular, tiene un diámetro del orden de la decena de centímetros, el espesor de pared es del orden del centímetro y la longitud de varios centenares a miles de metros. En muchas aplicaciones (no en todas) el eje del tubo es aproximadamente recto.

Esta situación es representada en el ensayo de colapso API [3-5] por un tubo "largo" (longitud  $\geq 8$  diámetros) con los extremos libres. La presión hidrostática se aplica sobre la superficie exterior del tubo.

Dado que la geometría sugiere el uso de modelos 2D, analizamos el estado tensional del tubo en un modelo axilsimétrico para decidir el mejor modelo 2D. Para ello utilizamos el siguiente indicador de triaxialidad:

$$\xi = \frac{-\sigma_{zz}}{\nu (\sigma_{rr} + \sigma_{\theta\theta})}$$

Obviamente:

- ξ=0 indica un estado plano de tensiones.
- ξ=1 indica un estado plano de deformaciones.

En la Fig. 1 mostramos el valor de ξ en función de la posición axial, para tres radios, uno interior, uno medio y uno exterior, para un estado de carga de presión exterior hasta superar el límite elástico en todo el espesor del tubo. Vemos que ξ es ≤ 0.06 por lo que adoptamos un modelo de estado plano de tensiones.

#### No linealidades.

Para poder representar adecuadamente el fenómeno del colapso se deben tener en cuenta las siguientes no-linealidades:

- Material elasto-plástico. Se adopta un modelo de Von-Mises. Se utilizan parámetros propios del acero tipo P-110. Se analiza el efecto del módulo de "hardening" sobre el colapso.
- Se utiliza un modelo no lineal de grandes desplazamientos y pequeñas deformaciones, formulación lagrangiana total (TLF) [13].

En el modelado utilizamos el programa ADINA [14].

#### Cargas exteriores.

Anteriormente ya mencionamos que la carga actuante es presión hidrostática sobre la superficie exterior del tubo. Para modelos que utilizan grandes desplazamientos es necesario representar la presión exterior con cargas seguidoras puesto que una dirección normal a la superficie va cambiando a medida que avanza el análisis. En la Fig. 2 se muestran las curvas presión-desplazamiento radial para los siguientes tipos de carga:

- Cargas que mantienen su dirección a lo largo del análisis, (opción "default" en programas de elementos finitos), Caso A.
- Cargas que se mantienen normales a una superficie a lo largo del análisis (opción que agrega otra no-linealidad al problema), Caso B.

Los resultados muestran una diferencia significativa por lo que, pese al costo computacional adicional, debemos usar cargas dependientes de la deformación.

#### Imperfecciones iniciales.

El objetivo principal de este trabajo es el estudio del efecto de diversas imperfecciones iniciales sobre el colapso del "casing". Los defectos analizados son:

- Falta de circularidad del tubo.

- Variación de espesor de la pared del tubo.
- Tensiones residuales presentes en el tubo.

El efecto de cada una de estas imperfecciones esta resumido en las Figs. 3.a a 3.c. En las secciones siguientes analizamos cada defecto con mayor profundidad.

#### FALTA DE CIRCULARIDAD

La falta de circularidad es una medida de la fluctuación del diámetro externo en una sección dada, y es usualmente medida por la siguiente fórmula [4]:

$$OOR = \frac{D_{\max} - D_{\min}}{D_{\text{prom}}} \times 100$$

Esta fórmula no dice nada respecto de la verdadera forma del tubo, es solo una medida de la amplitud máxima de los defectos de falta de circularidad. Ahora, adoptada una forma particular de defecto, la OOR cuantifica su amplitud.

En nuestros análisis idealizamos este defecto como una elipse, que corresponde a la forma del primer modo de pandeo de un tubo delgado perfectamente elástico de longitud infinita [1,2]. Para esta geometría la OOR es equivalente a la ovalidad (Ov) y así la denominaremos a lo largo del presente trabajo.

Analizaremos las siguientes ovalidades, características de los procesos de fabricación y el máximo admitido según las normas API:

Ov = 0.35 %  
 Ov = 0.65 %  
 Ov = 1.50 % (Máximo según normas API)

En la Fig. 4 mostramos las curvas presión-desplazamiento radial para el caso  $D/t=17.67$  y diferentes ovalidades. Es evidente la pérdida de resistencia al colapso debida a la ovalidad.

#### VARIACION DEL ESPESOR

Las variaciones en el espesor pueden también producir pérdida de resistencia al colapso. Para tubos de acero sin costura, la forma de defecto más común es la de una excentricidad (Ex) entre la superficie interior y la exterior, (no estamos considerando aquí faltas de espesor localizadas que requeriría análisis 3D, nos interesan solo defectos no locales del tubo).

La excentricidad es usualmente medida por la siguiente fórmula [4]:

$$Ex = \frac{t_{\max} - t_{\min}}{t_{\text{prom}}} \times 100$$

Para la excentricidad adoptamos un valor característico del proceso y el valor máximo permitido según las normas API:

Ex = 5.0 %  
 Ex = 12.5 % (Máximo según normas API)

En la Figura 5 mostramos las curvas presión-desplazamiento para un tubo con

$D/t=22.13$ , y diferentes excentricidades.

La Figura 6 muestra las curvas presión-desplazamiento para un tubo con  $D/t=17.67$  y excentricidad 12.5%. En ella se observa un fenómeno peculiar: llegado a un cierto punto en la historia de carga, la dirección de la deformación se invierte y el colapso se produce en una dirección a  $90^\circ$  de la que se podía prever viendo la Fig. 5 (ver también Refs. [15] y [16]).

Es evidente que la excentricidad es un defecto menos importante que la ovalidad.

#### TENSIONES RESIDUALES

Las tensiones residuales ( $\sigma_R$ ) se producen por deformaciones inhomogéneas por encima del límite elástico del material. En el caso de tubos de acero sin costura templados y revenidos (como es el caso de la aplicación en estudio) la mayor fuente de tensiones residuales es el proceso de enderezado [17]. Dvorkin y Medina [18] mostraron que para un adecuado enderezado de un tubo en toda su longitud, éste debe ser sometido a "crushing": aplastamiento a lo largo de un diámetro de una sección que, además, va girando. Este proceso induce en el tubo un complejo patrón de tensiones residuales.

De los métodos existentes para caracterizar tensiones residuales [4,19,20] elegimos el método del "slit-ring" [4] porque es muy simple de implementar en el laboratorio y en el control de la producción y porque además proporciona la distribución de tensiones residuales más desfavorable para la presión de colapso del tubo.

Los valores de tensiones residuales utilizados fueron:

$$\sigma_R = 0.20 \sigma_Y$$

$$\sigma_R = 0.40 \sigma_Y$$

Los valores de  $D/t$  fueron los mismos que en los casos anteriores. Los valores de ovalidad y excentricidad fueron los mismos que en sus correspondientes análisis (ver Figs 3).

#### CARACTERISTICAS DE ENDURECIMIENTO DEL MATERIAL

Dependiendo de sus características físicas y tratamientos térmicos, los aceros pueden mostrar un fenómeno de "strain hardening".

Los valores del módulo tangente utilizados fueron:

$$E_t = 0.057 E$$

$$E_t = 0.100 E$$

donde  $E$  es el módulo de Young.

La imperfección geométrica utilizada fué la ovalidad:

$$O_v = 0.35 \%$$

De los resultados mostrados en la Fig. 7 concluimos que el efecto del "strain-hardening" sobre la presión del colapso es despreciable.

### COMPROBACIONES EXPERIMENTALES

En el laboratorio de ensayos a plena escala del Centro de Investigaciones Industriales se llevaron a cabo ensayos de colapso, normalizados de acuerdo a las prácticas del API, destinados a servir de referencia para los análisis numéricos. Para los tubos ensayados se midieron los parámetros mecánicos y geométricos de acuerdo a lo descrito en este trabajo.

En la Figura 8 se ve un buen acuerdo, con una "banda de error" resultante del orden del 5%. Aún así, para poder utilizar al método de elementos finitos como herramienta para poder ajustar tolerancias de producción, se requiere un ajuste más fino.

Para ello pasamos a describir los defectos más significativos con un mayor grado de detalle. En especial se está trabajando activamente en obtener una mejor descripción de la forma "real" de la sección del tubo.

Para ello utilizamos una tecnología originalmente desarrollada por Yeh y Kyriakides [21]: el "formímetro". Este es un aparato destinado a relevar la forma de la sección de un tubo.

Básicamente consiste en un torno en el eje del cual se monta el tubo a medir en cabezales auto-centrantes. A través de un LVDT montado en el charriot del torno se miden las distancias entre la superficie exterior del tubo y el eje de rotación. La posición angular es registrada por un pick-up magnético.

De esta forma se puede obtener un mapa completo de la forma del tubo que, para una posición axial dada se puede expresar a través de una descomposición en series de Fourier:

$$\rho(\theta) = \rho_0 + \sum_{i=2}^N [a_i \cos(i\theta) + b_i \sin(i\theta)]$$

(el modo 1 corresponde a un desplazamiento rígido del eje del tubo, el modo 2 a la ovalidad). También se investigará si existe la suficiente regularidad geométrica en la dirección axial como para justificar el uso de modelos 2D.

Con estas adiciones al modelo se espera reducir sustancialmente las diferencias que aún persisten entre los resultados experimentales y numéricos.

### CONCLUSIONES

El método de los elementos finitos es una herramienta confiable para la descripción de los problemas de colapso en tuberías de entubación, dada una adecuada descripción del problema físico.

En base a lo expuesto en las secciones precedentes vemos que el valor de la presión de colapso es especialmente sensible a los defectos de ovalidad y tensiones residuales.

Para obtener un mejor ajuste con resultados experimentales es necesaria una descripción más detallada de la geometría y del comportamiento mecánico del material del tubo.

## REFERENCIAS

- [1] Timoshenko, S.P., Gere, J.M., *Theory of Elastic Stability*, McGraw Hill, 1961.
- [2] Brush, D.O., Almroth, B.O., *Buckling of Bars, Plates and Shells*, McGraw Hill, 1975.
- [3] Fowler, J.R., Klementich, E.F., Chappel, J.F., *Analysis and Testing of Factors Affecting Collapse Performance of Casing*, ASME J. Energy Res. Tech., 105, pp. 574-579, 1983.
- [4] Krug, G., *Testing of Casing under Extreme Loads*, Inst. of Petroleum Engineering (ITE), Technische Universität, Clausthal, Germany, 1983.
- [5] *Bulletin on Formulas and Calculations for Casing, Tubing, Drill Pipe and Line Pipe Properties*, API Bulletin 5C3, July 1989.
- [6] Clinedinst, W.O., *Analysis of API Collapse Test Data and Development of New Collapse Resistance Formulas*, API Task Group on Performance Properties. October 1977.
- [7] Corona, E., Kyriakides, S., *On the Collapse of Inelastic Tubes under Combined Bending and Pressure*, Int. J. Solids Structures, 24, No.5, pp. 505-535, 1988.
- [8] Tomita, Y., Shindo, A., *On the Bifurcation and Post-bifurcation behavior of Thick Circular Elastic-plastic Tubes under Lateral Pressure*, Comp. Meth. Appl. Mech. Engng., 35, pp. 207-219, 1982.
- [9] Tokimasa, K., Tanaka, K., *FEM Analysis of the Collapse Strength of a Tube*, ASME Paper 84-PVP-104.
- [10] Mimura, H., Mimaki, T., Tamano, T., *Finite Element Analysis of the Collapse Strength of Casing*, Nippon Steel Technical Report n° 34, July 1987.
- [11] Heise, O., Esztergar, E.P., *Elasto-plastic Collapse of Tubes under External Pressure*, ASME J. Engineering for Industry, 92, pp. 735-742, 1970.
- [12] *Specifications for Casing and Tubing*, API Specification 5CT, March 1988.
- [13] Bathe, K.J., *Finite Element Procedures in Engineering Analysis*, Prentice Hall, Englewood Cliffs, New Jersey, 1982.
- [14] *ADINA Users Manual*, ADINA R&D, Watertown, Massachusetts, 1991.
- [15] Corona, E., Kyriakides, S., *An Unusual Mode of Collapse of Tubes under Combined Bending and Pressure*, ASME J. Press. Vessel Technol., 109, 302-304, 1987.
- [16] Fowler, J.R., Hornberg, B., Katsounas, A., *Large Scale Collapse Testing*, SES Report, prepared for the Offshore Supervisory Committee, American Gas Association, June 1990.
- [17] Zinkham, R.E., *Stress Effects of Rotary Straightening on Collapse Resistance of High-strength Casing*, ASME Paper No. 57-PET-6, ASME Petroleum Mech. Engng. Conf., Tulsa Sept. 22-25, 1957.

- [18] Dvorkin, E.N., Medina, F.M., *Finite Element Models for Analyzing the Straightening of Seamless Steel Seamless Tubes*, ASME J. Engineering for Industry, 111, pp. 351-355, 1989.
- [19] Sachs, K.R., van Horn, K.R., *Practical Metallurgy*, ASM, Cleveland, Ohio, 1940.
- [20] Kovac, M., Miyano, Y., Woo, T.C., *Residual-stress Measurement in SS304 Seamless Tube*, J. Experimental Mechanics, June 1989, pp. 209-213.
- [21] Yeh, M.K., Kyriakides, S., *Collapse of Deepwater Pipelines*, ASME J. of Energy Res. Tech., 110, pp. 1-11, 1988.

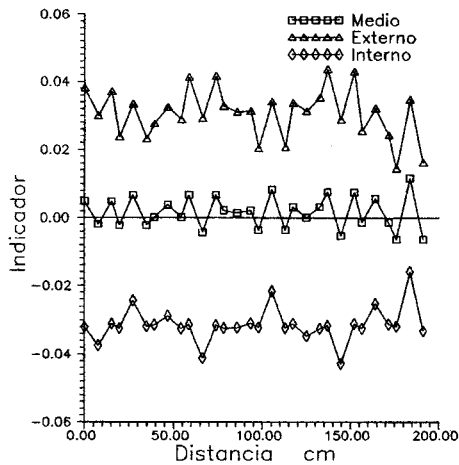


Figura 1. Triaxialidad.

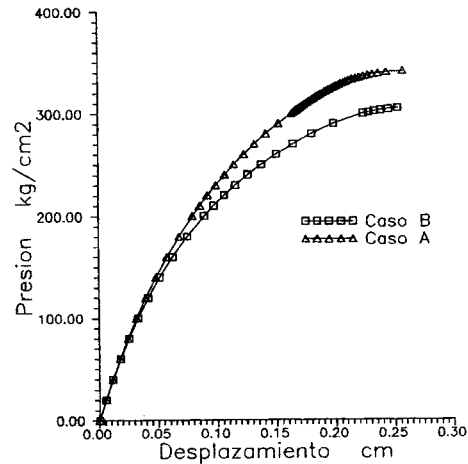


Figura 2. Influencia de cargas seguidoras.



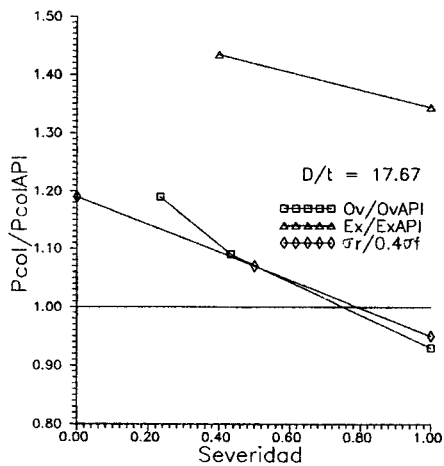


Figura 3.a. Colapso plástico.

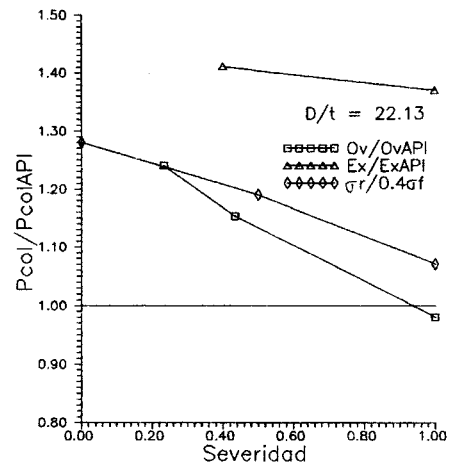


Figura 3.b. Colapso de transición.

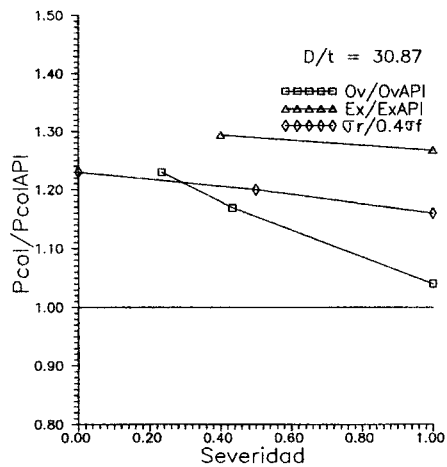


Figura 3.c. Colapso elástico.

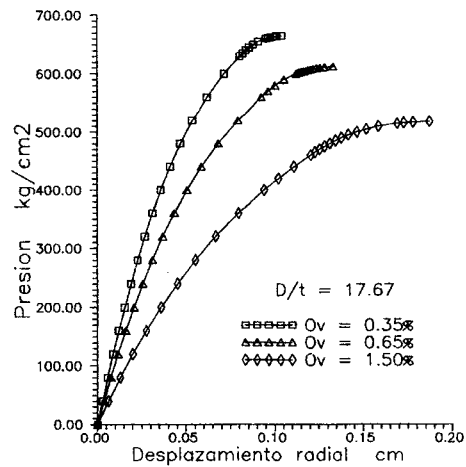


Figura 4. Efecto de la ovalidad.

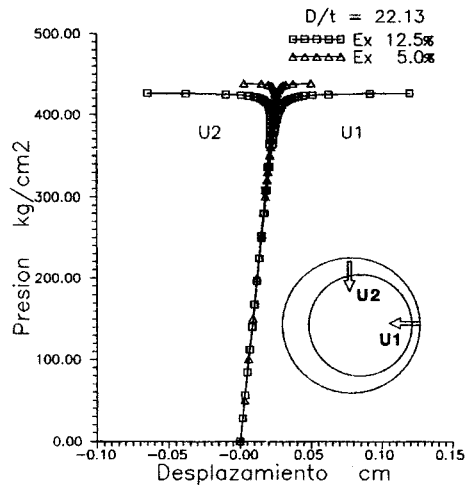


Figura 5. Efecto de la eccentricidad.

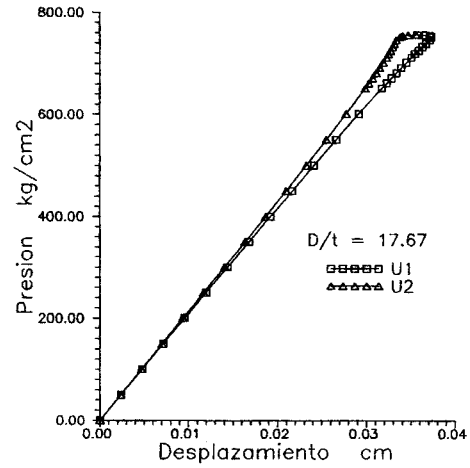


Figura 6. Colapso invertido.

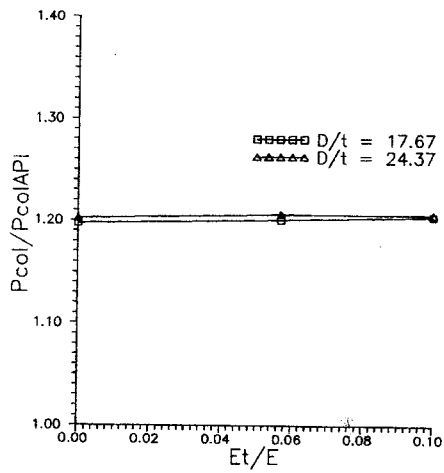


Figura 7. Efecto del "strain-hardening".

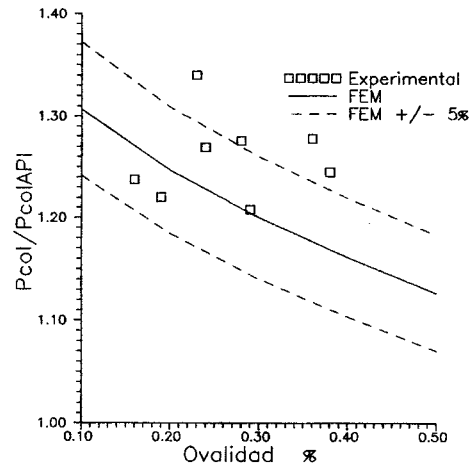


Figura 8. FEM vs. res. experimentales.