

ESTUDIO DE UNIONES TUBULARES ROSCADAS PARA  
APLICACIONES PETROLERAS: MODELOS COMPUTACIONALES  
Y ENSAYOS EXPERIMENTALES.

Andrea P. Assanelli, Daniel D. Johnson y Eduardo N. Dvorkin  
Centro de Investigación Industrial (CINI), FUDETEC  
Córdoba 320, 1054 Buenos Aires, Argentina

RESUMEN

En el presente trabajo se describe un modelo para el cálculo de uniones roscadas para tubos petroleros. A través de comparaciones con otros modelos numéricos y resultados experimentales, se muestra que el presente modelo es confiable y seguro para ser utilizado en el proceso de diseño y evaluación de las mencionadas uniones.

ABSTRACT

In the present work we introduce a model for the calculation of OCTG threaded connections. Using comparisons with other numerical models and experimental observations we conclude that the present model is a reliable tool in the process of design and evaluation of the above mentioned connections.

INTRODUCCION

Los tubos utilizados en aplicaciones petroleras de extracción (casing y tubing) se ensamblan a partir de longitudes estándar (aprox. 12 mts.) mediante uniones roscadas, hasta formar la llamada *columna*, que puede tener varios miles de metros de longitud. Por lo tanto, la estructura resultante tiene posibles puntos críticos en la zona de cada unión.

De acuerdo a la severidad de la aplicación se pueden utilizar conexiones standard (normalizadas por el API, American Petroleum Institute [1]), en aplicaciones de menor compromiso, o uniones especiales (*Premium*) provistas por diferentes productores, que garantizan mejores prestaciones.

El desarrollo de una unión es un proceso muy costoso en tiempo y dinero. El método de los Elementos Finitos es una herramienta ideal para:

- Reducir el tiempo de diseño de la unión
- Reducir el costo de los ensayos de la unión
- Colaborar en la interpretación de los resultados de los ensayos

EPR (Exxon Production and Research Co.) estima que utilizando en forma conjunta modelos de Elementos Finitos y ensayos experimentales, reduce el costo de evaluación de una unión a un sexto y el tiempo a un tercio, comparado con un procedimiento standard similar (API 5C5, Class I [2]), y obtiene una mayor confianza y comprensión en los resultados experimentales [3].

En el presente trabajo mostramos el desarrollo de un modelo de elementos finitos para su utilización en el proceso de diseño y evaluación de conexiones para tubos petroleros.

Primero indicamos las condiciones que debe cumplir este modelo. Luego mostramos comparaciones entre los resultados obtenidos con nuestro modelo y resultados de otros modelos obtenidos de la literatura abierta (uniones standard). Finalmente mostramos la aplicación del modelo a uniones

Premium y la comparación de resultados FEA y resultados obtenidos en el laboratorio a plena escala del CINI y de Atlas Bradford (Texas, U.S.A.).

### MODELO DE ELEMENTOS FINITOS

Para que un modelo de Elementos Finitos pueda ser de utilidad el ciclo de diseño y evaluación de algún producto (en nuestro caso particular el de uniones para tubos petroleros) debe cumplir una serie de requisitos:

- La utilización de un elemento que asegure lo que hemos llamado un criterio de confiabilidad [4,5].
- La utilización de un modelo adecuado para el problema de contacto entre los elementos componentes.

Para nuestro modelo adoptamos una geometría axilsimétrica, utilizamos elementos QMITC [4,6] y adoptamos para el problema de contacto el método de los multiplicadores de Lagrange [7,8]. Estas opciones son standard o han sido agregadas especialmente en el programa de elementos finitos ADINA [9].

En [5] hemos probado a través de una serie de ejemplos que cubren una amplia gama de problemas, que el elemento QMITC cumple las dos primeras condiciones.

Para la imposición de las condiciones de contacto utilizamos el método de los multiplicadores de Lagrange.

En la actualidad se está utilizando una formulación de pequeñas deformaciones, y plasticidad según el modelo de flujo plástico  $J_2$  asociado. Bajo estas hipótesis se puede modelar el comportamiento de la unión hasta esfuerzos del orden de la tensión de fluencia del material (deformaciones plásticas efectivas moderadas).

Para el cálculo de los esfuerzos de fricción se utiliza un modelo de Coulomb con coeficientes obtenidos de la literatura abierta (y verificados experimentalmente en nuestro laboratorio) [10].

El conjunto se complementa con una serie de generadores de mallas que permiten describir la geometría de la unión en forma sencilla, así como introducir modificaciones con un mínimo esfuerzo (la descripción de una unión premium típica requiere más de 50 valores, solo para su geometría).

### UNIONES STANDARD (API)

Como primer paso para la validación del modelo adoptado se procedió a calcular los esfuerzos en una unión API, rosca redonda [1], de acuerdo a lo realizado en la Ref.[11].

En la Fig.1a se muestra un esquema de la unión considerada, y en las Figs.1b y 1c se muestra un esquema de la malla de elementos finitos adoptada. La rosca corresponde a un tubo de 9 5/8" de diámetro exterior, 47 lb/ft, y acero tipo L-80 [12] (56.2 kg/mm<sup>2</sup> de tensión de fluencia).

En la Fig.2 mostramos los resultados para las presiones de contacto promedio en el "load flank" de los dientes de la rosca, para los casos de make up (torqueado) más tracción y make up más tracción más presión interior. También mostramos los resultados obtenidos en [11], viéndose una muy buena correspondencia entre ambos.

Para el caso de make up calculamos los valores del torque de apriete (coef. de fricción  $\mu = 0.02$ ) y los comparamos con los valores recomendados por el API para esta rosca (en el modelo se consideraron diferentes tolerancias de fabricación en algunas variables geométricas):

Caso	Condición	Torque [lb.ft]
Modelo	Toler. Nominal	10515
Modelo	Toler. Encontrada	6680
API	Máximo	11160
API	Mínimo	6700

En el ejemplo analizado, la tracción aplicada a la unión es el 62.5% de la tensión que llevaría a fluencia al cuerpo del tubo ( $P_y$ ). En este modelo de unión, no se llega al 100% de  $P_y$ , pues antes de ese valor la conexión se "zafa". Este efecto se ha observado en pozos de petróleo, así como en laboratorio [13]. Para corregir esta característica el API introduce el tipo "Buttress" [1] (Fig.3).

Utilizando nuestro modelo de elementos finitos comparamos el comportamiento a tracción de ambas uniones. Para evidenciar la tendencia al "zafado", en la Fig.4 mostramos la evolución de la separación entre cupla y tubo, a medida que incrementamos el esfuerzo de tracción. El "zafado" se manifiesta como un incremento muy importante de esta apertura, para cargas inferiores a  $P_y$  [13].

En la Fig.4 se ve claramente como crece la abertura entre dientes para la rosca redonda para valores de tensión del orden de 80% de  $P_y$ , mientras que la Buttress se mantiene prácticamente cerrada hasta el 99.6% de  $P_y$ .

### UNIONES PREMIUM

Las uniones Premium aseguran una performance superior que las API. Cuando decimos "superior" nos referimos especialmente a la capacidad de evitar que haya un paso de fluido a través de la zona de la unión. Esto se consigue con la utilización de los llamados sellos: zonas de contacto metal-metal, en los diseños más difundidos (ver Fig.5.a). Además la mayoría de los modelos (y la totalidad de los que mostramos en el presente trabajo) aseguran lo que se ha dado en llamar 100% de eficiencia a fluencia en tracción: no presentar el fenómeno de "zafado" y llegar al 100% de  $P_y$ . Por ello, la geometría de la zona roscada es similar a la de la rosca API Buttress.

Dada la naturaleza "confidencial" de los diseños de las roscas premium, no es fácil encontrar ejemplos completos en la literatura abierta, por lo que la validación de los modelos se ha hecho contra mediciones experimentales efectuadas sobre muestras a escala 1:1.

En la Fig.5.a mostramos un esquema de una conexión premium típica, que designaremos como "A". Los círculos indican la ubicación de los strain gages. En las Figs.5.b y c mostramos la malla de elementos finitos utilizada.

La Fig.6 muestra la comparación entre las deformaciones (axiales y circunferenciales) medidas en el laboratorio del CINI y los resultados obtenidos con el modelo. En este caso, la unión fué sometida a un ensayo de tracción simple (carga hasta 160 ton y descarga).

En la Fig.7.a mostramos el esquema de una conexión que designamos como "B". Como antes, los círculos indican la posición de los strain gages y las Figs.7.b y c, la malla utilizada.

La secuencia de carga a la que fué sometida esta unión está indicada en la tabla adjunta y corresponde a uno de los ensayos realizados para la calificación de la conexión "B" de acuerdo a la norma API 5C5 [2].

Caso	Presión int. [psi]	Carga axial total [kips]
1	17760.0	496.5
2	0.0	1183.0
3	16360.0	-1.7
4	13965.0	1125.4
5	0.0	-1183.0
6	10970.0	-623.3
7	17760.0	496.5

La Fig.8 muestra la comparación entre el incremento de deformaciones (axiales y circunferenciales) luego del torquedo, medido en el laboratorio, y los valores obtenidos del modelo, para algunos puntos de la secuencia de carga.

Las comparaciones arriba mostradas se consideran muy satisfactorias. Las principales fuentes de las diferencias entre mediciones y modelo deben encontrarse en las inevitables indeterminaciones asociadas con los procesos de medición y en las suposiciones de simetría adoptadas en el modelo.

El modelo descrito ha sido utilizado para evaluar la influencia de variables de diseño y producción de diferentes modelos de roscas.

Un ejemplo de ello es el estudio del efecto del par de apriete sobre una unión tipo "A" (pequeño diámetro). En la Fig.9.a mostramos la geometría del caso analizado.

En la Fig.9.b vemos la distribución de las deformaciones plásticas equivalentes para el caso de un par de apriete excesivo. Se observa la formación de una línea de deslizamiento cerca de la zona del sello. Uno de los efectos perjudiciales de este estado es la reducción del diámetro interior bajo la zona plastificada.

Otro ejemplo de aplicación es la descripción del comportamiento estructural de la unión para cargas cercanas al 100% de  $P_y$  de una unión similar a la de la de la Fig.9.

En la Fig.10 vemos la evolución de las zonas plásticas a medida que se incrementa la carga axial. Se ve claramente un incremento de las zonas plásticas fuera de la zona roscada. Este análisis es válido dentro del rango de deformaciones plásticas moderadas.

Ensayos realizados en nuestro laboratorio muestran que la rotura se produce en general en una zona cercana a la observada en la Fig.10. Para asegurar la correspondencia entre observaciones experimentales y modelos numéricos se prevee utilizar en el modelo, el elemento QMITC-TLH [14], especialmente diseñado para calcular grandes deformaciones elasto-plásticas.

### CONCLUSIONES

El modelo presentado es confiable. Sus predicciones han sido confirmadas por observaciones experimentales en nuestro y otros laboratorios. En este momento se lo está utilizando, junto con los resultados experimentales, como una herramienta indispensable para la toma de decisiones en lo que respecta a diseño y evaluación de uniones tubulares para aplicaciones petroleras.

En nuestra Ref.[15] presentamos en detalle los temas aquí tratados.

### AGRADECIMIENTOS

Los datos correspondientes a la unión "A" fueron provistos por Siderca (Campana, Argentina).

Los datos correspondientes a la unión "B" fueron provistos por Atlas Bradford (Navasota, Tx. U.S.A.).

Agradecemos a Siderca por el apoyo a las investigaciones realizadas en el curso del presente trabajo.

### REFERENCIAS

1. API, Spec. STD 5B, 1988.
2. API, Recommended Practice RP 5C5, 1990.
3. L.B. Hilbert Jr. y I.A. Kalil, "Evaluation of premium threaded connections using finite-element analysis and full-scale testing", IADC/SPE 23904, 1992, pags. 563-580.
4. E.N. Dvorkin y S.I. Vassolo, "A quadrilateral 2D finite element based on mixed interpolation of tensorial components", *twelveit Engrg. Comput.*, Vol. 6, 1989, pags. 217-224.
5. E.N. Dvorkin, A.P. Assanelli y R.G. Toscano, "Performance of the QMITC element in 2D elasto-plastic analyses", (enviado para su publicación).
6. E.N. Dvorkin y A.P. Assanelli, "Elasto-plastic analysis using a 2D element based on mixed interpolation of tensorial components", en *Computational Plasticity*, (Editado por D.R.J. Owen et al), Pineridge Press, Swansea, 1989, pags. 263-283,
7. K.J. Bathe y A. Chaudhary, "On finite element analysis of large deformation frictional contact problems", en *Unification of finite element methods*, (Editado por H. Kardestuncer), North-Holland, 1984.
8. K.J. Bathe y A. Chaudhary, "A solution method for planar and axisymmetric contact problems", *Int. J. Numer. Methods Engrg.*, Vol. 21, 1985, pags. 65-88.
9. The ADINA system reports, ADINA R&D, Watertown, MA.
10. D. Shute, "Friction test apparatus for thread compounds at high pressure", Centre for Frontier Engineering Research Report, Agosto, 1987.
11. M.B. Allen, B.E. Schwind y G.R. Wooley, "Investigation of leak resistance of API 8-Round connector", Final report for API PRAC Project 84-53, 1985.
12. API, Spec. 5CT, 1988.
13. H.G. Texter, "Oil-well casing and tubing troubles", *Drilling and production practice (API)*, 1955, pags. 7-51.

14. E.N. Dvorkin, D. Pantuso y E.A. Repetto, "A finite element formulation for finite strain elasto-plastic analysis based on mixed interpolation of tensorial components", *Comp. Methods Appl. Mech. Engrg.*, Vol. 114, 1994, pags. 35-54.
15. A.P. Assanelli y E.N. Dvorkin, "Finite element models of OCTG threaded connections", *Comp. & Struc.*, Vol. 47, no. 4/5, 1993, pags. 725-734

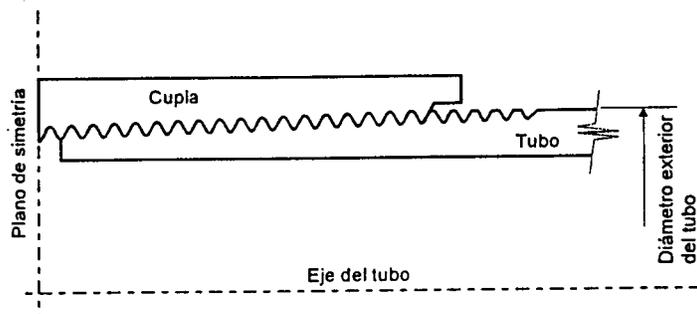


Figura 1.a. Rosca redonda (API).



Figura 1.b. Rosca redonda, detalle de la malla.

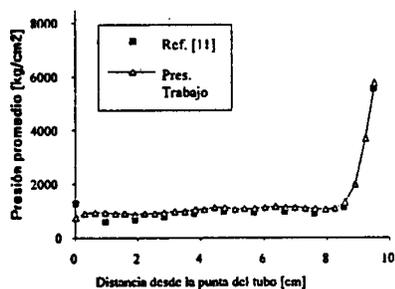


Figura 2.a. Make up + tracción

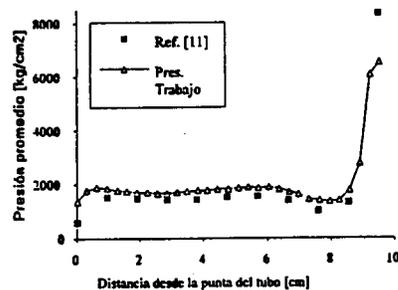


Figura 2.b. Make up + tracción + pres. int.

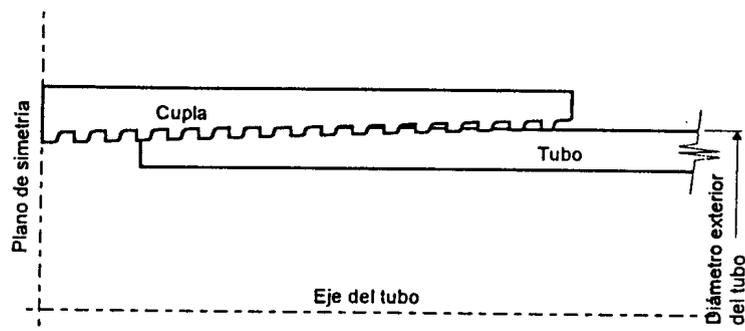


Figura 3.a. Rosca Buttress (API).

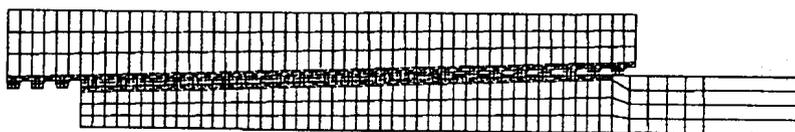


Figura 3.b. Rosca Buttress, detalle de la malla.

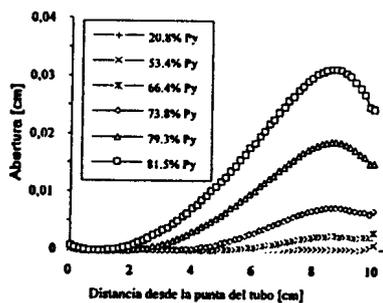


Figura 4.a. Rosca redonda.

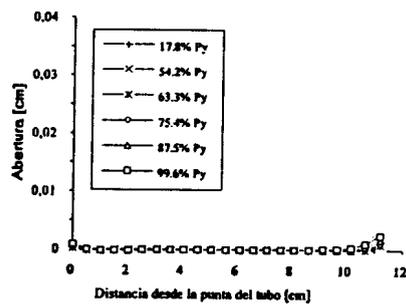
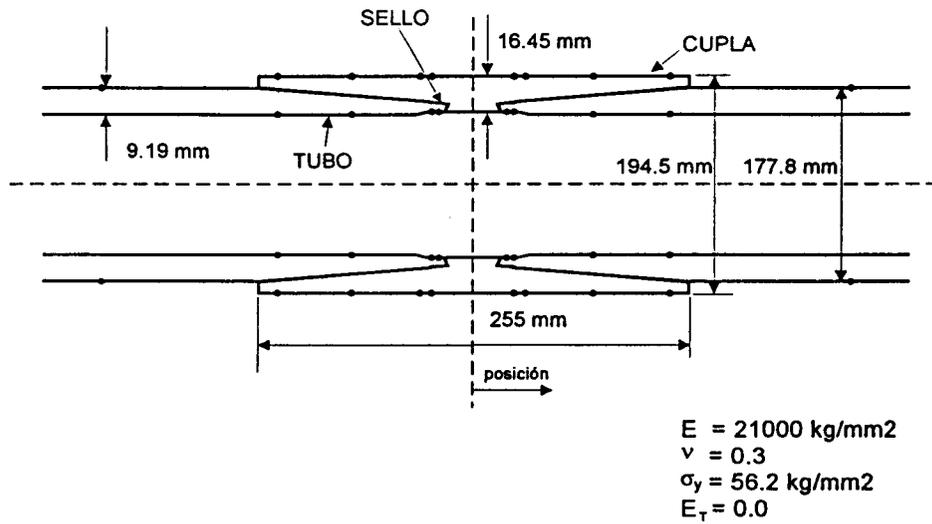


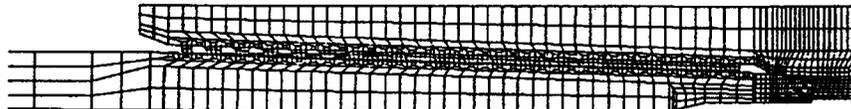
Figura 4.b. Rosca Buttress.



(a) Dimensiones, material y ubicación de strain gages

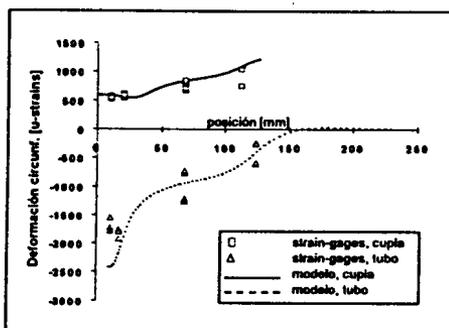


(b) Malla utilizada

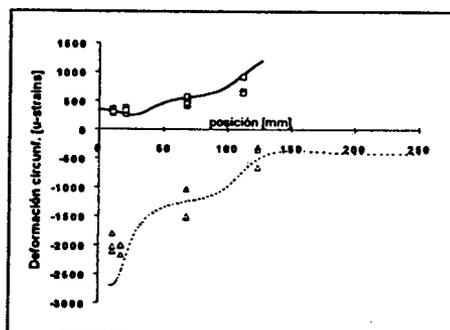
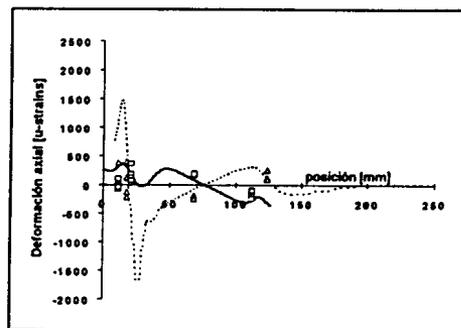


(c) Detalle

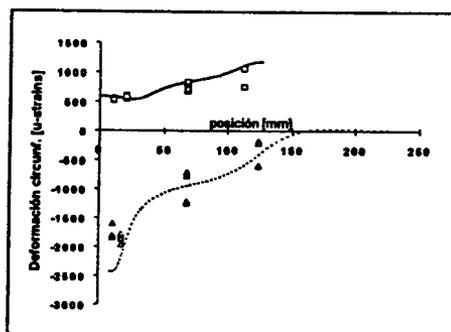
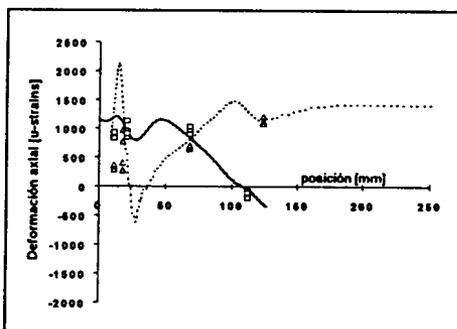
Figura 5. Conexión A.



(a) Make up



(b) Make up + tracción 160 ton



(c) Make up + tracción 0 ton (descarga)

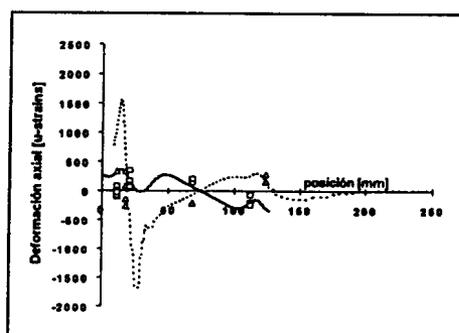
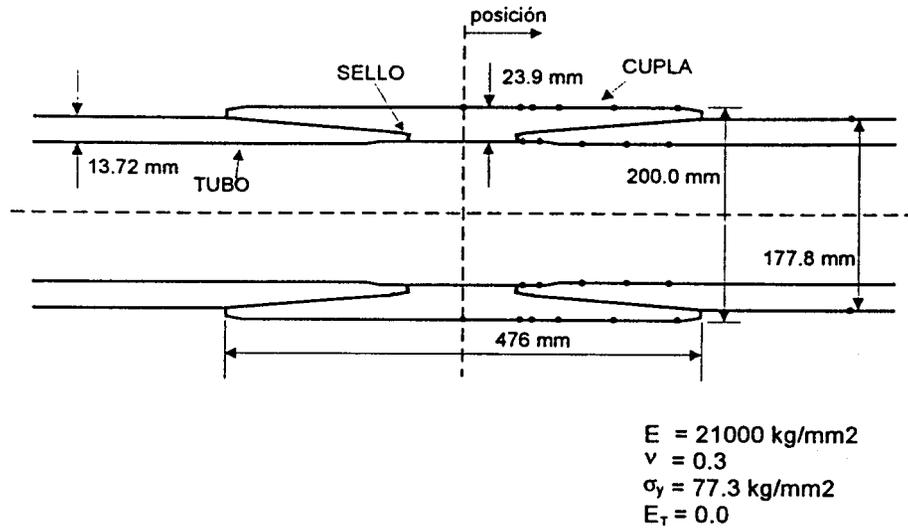
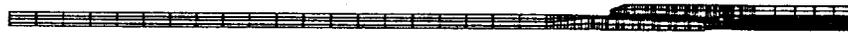


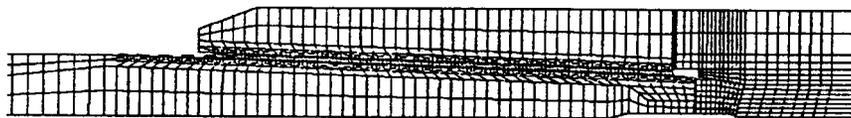
Figura 6. Conexión A. Modelo vs. strain gages



(a) Dimensiones, material y ubicación de strain gages

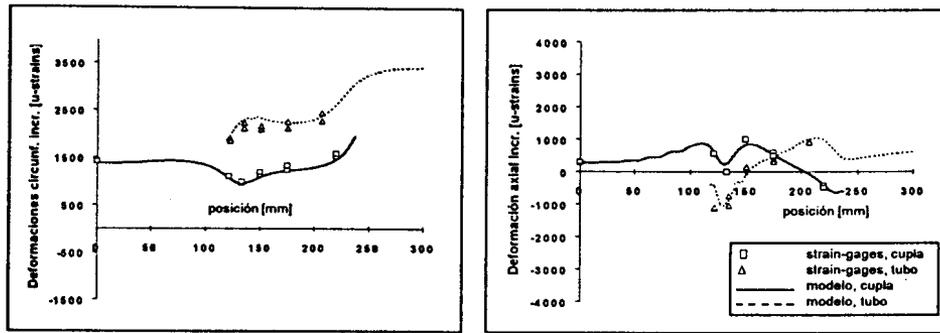


(b) Malla utilizada

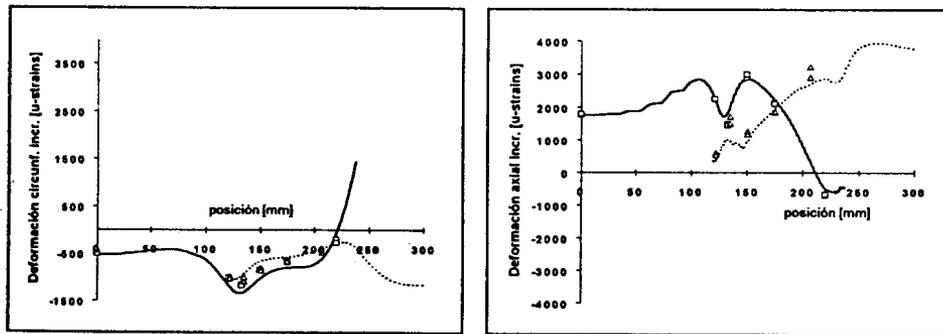


(c) Detalle

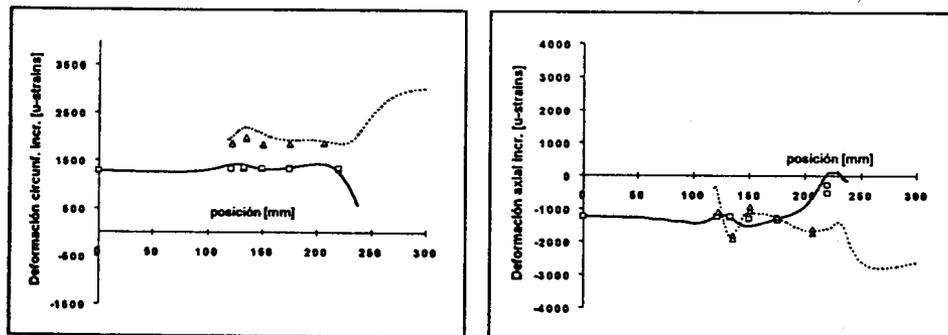
Figura 7. Conexión B.



(a) Caso de carga 1

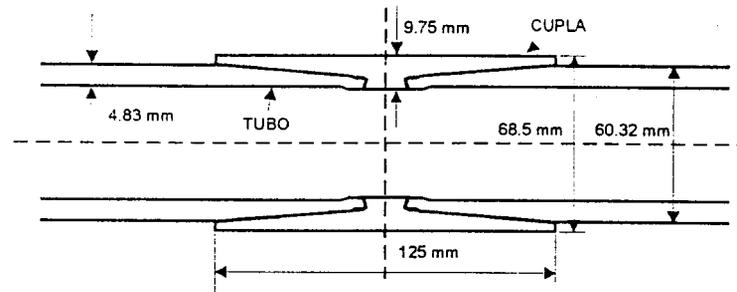


(b) Caso de carga 2



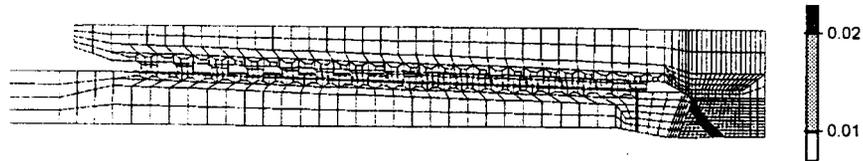
(c) Caso de carga 6

Figura 8. Conexión B. Modelo vs. strain gages



(a) Dimensiones y material

$E = 21000 \text{ kg/mm}^2$   
 $\nu = 0.3$   
 $\sigma_y = 56.2 \text{ kg/mm}^2$   
 $E_T = 0.0$



(b) Deformaciones plásticas equivalentes

Figura 9. Ensayo de sobre-torque

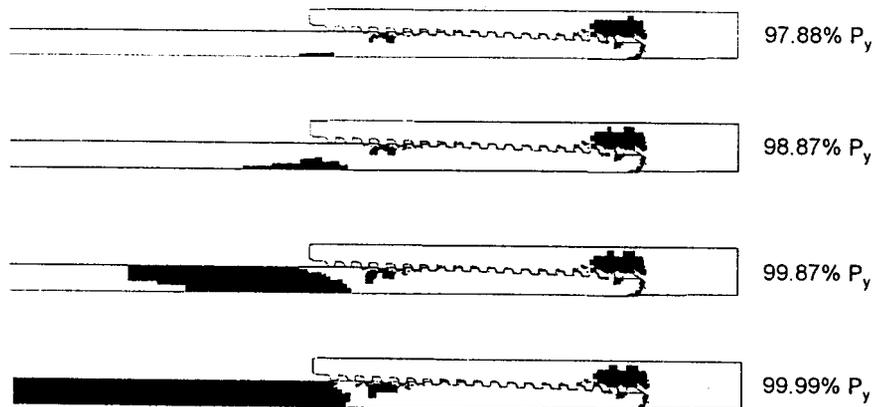


Figura 10. Ensayo de tracción