

Evaluación analítico-numérica para ensambles por interferencia

Armando Pérez-Cabrera
Beatriz Romero-Ángeles
David Torres-Franco
Mauricio Aarón Pérez-Romero
Samuel Morales-Bonilla

Sección de Estudios de Posgrado e Investigación,
Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica Zacatenco,
Instituto Politécnico Nacional.
Edif. 5, 2do. Piso Unidad Profesional 'Adolfo López Mateos',
Col. Lindavista, CP 07738, México DF.
MEXICO.

correo electrónico (email): armando.perez@terra.com
romerobeatriz97@hotmail.com
david_torres20@hotmail.com
prma@live.com.mx

Recibido el 21 de abril de 2010; aceptado el 29 de octubre de 2010.

1. Resumen

En este trabajo se analiza numéricamente el estado de esfuerzos y deformaciones en el ensamble de camisas y ejes con ajuste forzado con interferencia utilizando el método de elemento finito. Inicialmente, los resultados son comparados mediante un estudio analítico donde se utilizan las ecuaciones de Lamé (a lo largo de los puntos centrales del ensamble) con objeto de validar los datos obtenidos por medio de la simulación numérica propuesta. Dos características importantes son consideradas en la simulación numérica, la curva esfuerzo-deformación unitaria del material y el movimiento de inserción del eje dentro de la camisa. Con estas dos consideraciones, es posible observar los esfuerzos elásticos y plásticos presentes en la camisa y eje, de la misma manera es posible monitorear el comportamiento de esfuerzos en la zona de contacto. El principal objetivo de este trabajo, es demostrar la correlación existente entre los métodos analítico y numérico. Los resultados obtenidos en esta investigación, muestra que las zonas de contacto inicial entre la camisa y eje, experimentan esfuerzos plásticos, por lo que esta situación debe ser considerada como un parámetro de diseño. Es

importante notar que las ecuaciones de Lamé son válidas únicamente para determinar esfuerzos en el rango elástico.

Palabras clave: elemento finito, interferencia, esfuerzos, Lamé, simulación.

2. Abstract (Analytical-Numerical Evaluation for Assemblies of Interference)

In this paper, the stresses and deformations in the shrink-fitted hub-shaft joint have been analyzed using the Finite Element Method. Initially, the results of the finite element method were compared against with the results obtained from of Lamé's Equation along the shrink fit. Two important points are considered in the numerical simulation, the stress-strain curve of the material and the insertion of the shaft into the hub. With these points in mind, it is possible to evaluate the elastic and plastic stresses of the shaft and hub. The main goal is to demonstrate the convergence between the analytical calculations and the numerical simulation. The results of this study show that initial contact areas of the shaft and hub experiment plastic stresses. This situation must be taken into consideration as a design parameter. On the other hand, the Lamé equations are only valid to predict stress in the elastic range.

Key words: finite element, shrink-fit, stress, Lamé, simulation.

3. Introducción

Dentro de la industria metal-mecánica el ensamble por interferencia es ampliamente utilizado, especialmente en el desarrollo de equipo pesado. Las ventajas que presenta son:

- Simple construcción.
- Buena concentricidad.
- Gran capacidad de carga.
- Alta resistencia a la fatiga.

Sin embargo, en este tipo de técnica de ensamble es muy común encontrar arreglos sistemáticos que conllevan problemas de transmisión de torques entre el eje y la camisa/cubierta [1].

En este sentido, los tipos de unión por interferencia son clasificados como:

- Ensamble forzado.
- Unión por deformación.

El principio del ensamble forzado se fundamenta en producir una presión entre el elemento externo (camisa/cubierta) y el elemento interno (barra) y de esta manera producir la fijación (figura 1).

Según la teoría de Lamé, cuando el momento de torsión es aplicado, surge un momento de fricción M_f entre las superficies de contacto, de tal forma que para proveer la trasmisión, el momento de fricción debe ser mayor al momento de transmisión M_t [2-3]. Mientras que la presión entre los elementos de contacto puede producirse por diferentes métodos. El procedimiento más utilizado es la unión por interferencia entre componentes, la cual es producida por la diferencia de tamaño entre piezas. Inicialmente, el diámetro externo de la barra D_{oi} es mayor que el diámetro interno de la camisa D_{ie} (figura 1). De esta manera se asegura que al realizar el ensamble existirá una interferencia geométrica, produciéndose consecuentemente una presión de contacto entre las piezas y por lo tanto se origina una fuerza de fricción en la interface.

En el desarrollo del ensamble por interferencia, la camisa puede ser ensamblada al eje por medio de dos métodos (radial o axial). En el ensamble radial, la camisa es calentada y se introduce el eje. Mientras en el ensamble axial, la camisa o el eje son unidas por una presión [2]. En este sentido las soluciones analíticas para el desarrollo de este tipo de ensambles se fundamentan en las ecuaciones de Lamé [2-3]. Asimismo, se han efectuado estudios experimentales para validar los resultados ob-

tenidos, aunque no siempre presentaron resultados congruentes con los obtenidos por la teoría de Lamé [4].

Existen obvias desventajas en cuanto a la confiabilidad o seguridad de ensambles por interferencia de uniones de alto uso y rendimiento, cuando se utilizan los métodos convencionales de diseño por ensamble con interferencia. Lo anterior se debe a la arbitrariedad de los parámetros mecánicos y geométricos de las partes en contacto. Por lo que los métodos convencionales de diseño no son los más adecuados para el desarrollo de las uniones más empleadas en la ingeniería, debido al pobre grado de seguridad que otorgan. La implementación del método por medio de la simulación numérica parece ser la solución a este problema.

En la implementación de soluciones numéricas, Prasad y colaboradores [5] fueron los pioneros en el análisis numérico por medio del método del elemento finito (MEF) sobre el problema de los esfuerzos producidos por el ensamble de un tubo para diferentes combinaciones de longitud y diámetro. Los resultados presentaron una cierta congruencia con los obtenidos por medio de la aplicación de las ecuaciones de Lamé en la superficie de contacto. En este mismo sentido, Zhang y asociados [6] utilizaron las ecuaciones de Lamé y para estudios tridimensionales de MEF para el ensamble de conexiones de engranes. Donde se determinó que los esfuerzos obtenidos por las ecuaciones de Lamé no proporcionan resultados adecuados para geometrías complejas. Mientras que, en otra línea de investigación, se estableció que el comportamiento de los sellos de carbón empleados en turbinas de aviación y ensamblados por interferencia, generan esfuerzos residuales [7]. Lo cual fue determinado por medio del MEF utilizando simplificaciones axisimétricas en una simulación bidimensional.

El presente trabajo está enfocado a la implementación de una metodología para el ensamble por interferencia de dos cilindros y se fundamenta en simulación numérica por medio del MEF, donde los resultados (principalmente determinación de esfuerzos) obtenidos durante el ensamble, difieren de los esfuerzos que se determinaron por la ecuación de Lamé. Es importante tomar en cuenta que los esfuerzos obtenidos por la ecuación de Lamé únicamente son válidos en el rango elástico. Asimismo, este tipo de ecuaciones consideran un análisis estático estable, es decir, no se considera el movimiento relativo de las piezas durante el ensamble.

4. Desarrollo

4.1. Ecuaciones de Lamé

La teoría de Lamé se fundamenta en el desarrollo general de las coordenadas curvilíneas, por lo que es ampliamente utili-

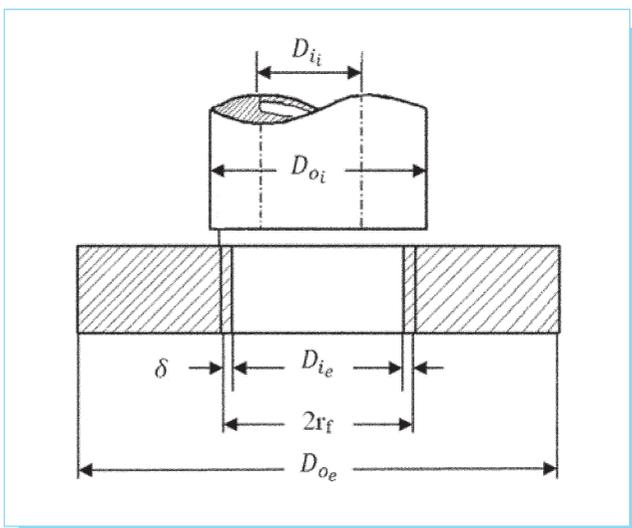


Fig. 1. Ensamble de cilindro compuesto.

zada en el desarrollo de ensambles por interferencia. Amplios detalles pueden encontrarse [8-10]. Considerando el ensamble mostrado por la figura 1, donde la interferencia diametral δ , está determinada por la ecuación (1):

$$\delta = D_{ie} - D_{oi} \quad (1)$$

Donde D_{ie} es el orificio de ensamble del cilindro externo (camisa) y D_{oi} es el diámetro mayor del cilindro interno (eje). Así, el desplazamiento radial en la parte interna del cilindro externo δ_{rie} , está dado por (2):

$$\delta_{rie} = \frac{r_{ie}}{E} (\sigma_{\theta} - \gamma_{oe} \cdot \sigma_r) \quad (2)$$

$$\delta_{rie} = \frac{P_c \cdot r_f}{E_o} \left[\frac{r_{oe}^2 + r_f^2}{r_{oe}^2 - r_f^2} + \gamma_{oe} \right] \quad (3)$$

Donde σ_{θ} es el esfuerzo tangencial, σ_r es el esfuerzo radial, E es el módulo de Young, r_{ie} corresponde al radio del orificio de ensamble, γ_{oe} es la relación de Poisson, r_{oe} corresponde al radio mayor del cilindro externo, r_f representa el radio medio de ensamble. Además, la deformación radial del cilindro interno se identifica como δ_{ri} , mientras que la presión de contacto debido a la interferencia se identifica como p_c y están determinadas por las ecuaciones (4) y (5) respectivamente:

$$\delta_{ri} = - \frac{P_c \cdot r_f}{E_i} \left[\frac{r_f^2 + r_{ii}^2}{r_f^2 - r_{ii}^2} + \gamma_{ii} \right] \quad (4)$$

$$P_c = \frac{\delta_r}{\frac{r_f}{E_o} \left[\frac{r_{oe}^2 + r_f^2}{r_{oe}^2 - r_f^2} + \gamma_{oe} \right] + \frac{r_f}{E_i} \left[\frac{r_f^2 + r_{ii}^2}{r_f^2 - r_{ii}^2} + \gamma_{ii} \right]} \quad (5)$$

Donde r_{ii} corresponde al radio del orificio del cilindro interno, γ_{ii} es la relación de Poisson del cilindro interno, γ_{oe} representa la relación de Poisson del cilindro externo, E_i es el módulo de elasticidad del cilindro interno, mientras que E_o módulo de elasticidad del cilindro externo.

4.2. Esfuerzos en el cilindro externo

Mientras que la determinación de los esfuerzos en el cilindro externo se clasifica y determina de la siguiente manera:

Esfuerzo tangencial

$$\sigma_{\theta_e} = \frac{P_c \cdot r_{ie}^2}{r_{oe}^2 - r_{ie}^2} \left[1 + \frac{r_{oe}^2}{r^2} \right] \quad (6)$$

Esfuerzo radial

$$\sigma_{r_e} = \frac{P_c \cdot r_{ie}^2}{r_{oe}^2 - r_{ie}^2} \left[1 - \frac{r_{oe}^2}{r^2} \right] \quad (7)$$

Donde r corresponde a la distancia radial de la zona de estudio.

4.3. Esfuerzos en el cilindro interno

De igual forma, los esfuerzos en el cilindro interno se clasifican y determinan de la siguiente manera:

Esfuerzo tangencial

$$\sigma_{\theta_i} = \frac{P_c \cdot r_{oi}^2}{r_{oi}^2 - r_{ii}^2} \left[1 + \frac{r_{ii}^2}{r^2} \right] \quad (8)$$

Esfuerzo radial

$$\sigma_{r_i} = \frac{P_c \cdot r_{oi}^2}{r_{oi}^2 - r_{ii}^2} \left[1 - \frac{r_{ii}^2}{r^2} \right] \quad (9)$$

4.4. Esfuerzos principales

El propósito de un criterio de falla es predecir o estimar la falla o cedencia de un componente mecánico. Un número considerable de teorías de fallas se han desarrollado [11-12]. Sin embargo, las más comunes y probadas físicamente son aplicables a materiales isotrópicos y dependen de la naturaleza del material (dúctil o frágil).

Para materiales dúctiles, las teorías más aplicables son el criterio de esfuerzo cortante y Von Mises, sin embargo esta última es la más exacta con datos experimentales [13].

Para la teoría de Von Mises, mientras el estado de esfuerzos permanezca en el área sombreada (figura 2), el material no experimentará cedencia. Consecuentemente la línea azul, representa el momento en el cual el material comienza a fluir. En el caso bidimensional es estimado por la ecuación (10).

$$\sigma_{VM} = \sqrt{(\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2)} \quad (10)$$

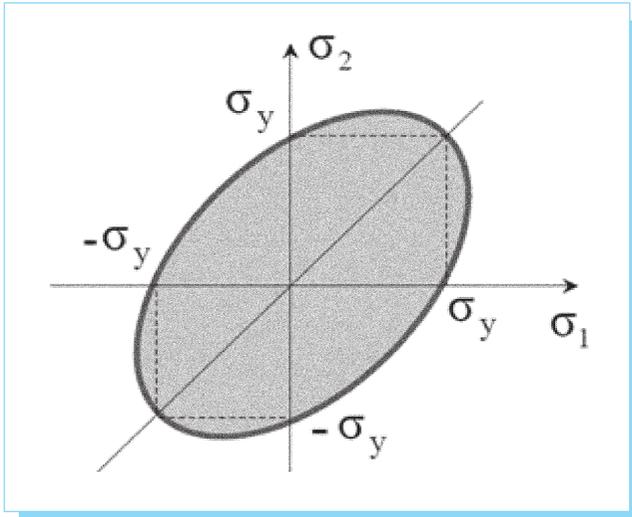


Fig. 2. Representación teórica de Von Mises del caso bidimensional.

El criterio de Von Mises para el estado triaxial, es mostrado por la figura 3 y la estimación del esfuerzo es calculado por la ecuación (11).

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} \quad (11)$$

Donde σ_1 , σ_2 y σ_3 son los esfuerzos principales.

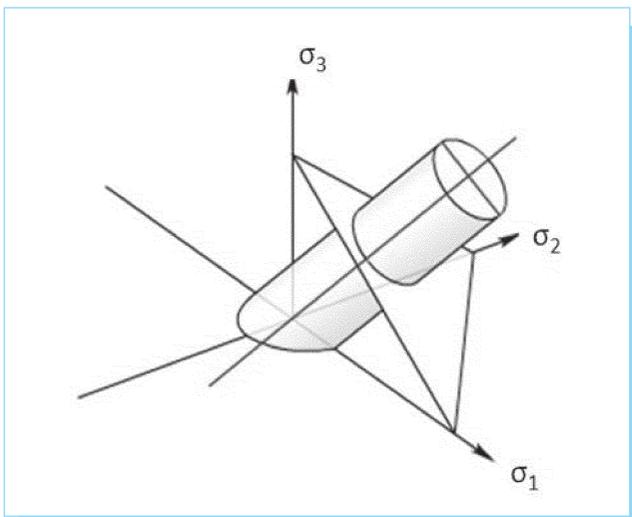


Fig. 3. Estado de esfuerzos triaxial de Von Mises.

4.5. Fuerzas requeridas para el ensamble de los componentes

La ecuación para determinar la fuerza de ensamble se establece como sigue:

$$F_{ensamble} = \pi \cdot 2 r_f \cdot L \cdot P_c \cdot \mu \quad (12)$$

Mientras el torque debido a la interferencia es:

$$Torque = F_{ensamble} \cdot r_f \quad (13)$$

Donde r_f corresponde al radio medio de la zona de ensamble, L es la longitud de agarre entre las piezas de unión, P_c es la presión de contacto, μ es el coeficiente de fricción que depende del material de los elementos de unión. De esta manera es posible determinar, de manera analítica, las condiciones de ensamble.

5. Planteamiento del problema

El objetivo de este trabajo de investigación es presentar una metodología analítica numérica para el desarrollo de ensambles por interferencia. Así como determinar los esfuerzos de ensamble entre dos elementos perfectamente cilíndricos (figura 4) fabricados con el mismo material. Los esfuerzos y deformaciones son obtenidos por dos métodos. Primeramente se cuantifican los esfuerzos y deformaciones por medio de las ecuaciones de Lamé y, posteriormente, es mediante la aplicación de simulaciones numéricas (MEF). La diferencia principal entre ambos métodos radica en que el análisis numérico toma en cuenta el tiempo de ensamble, mientras que las ecuaciones de Lamé consideran un análisis estático estable. Las características mecánicas del material utilizado en

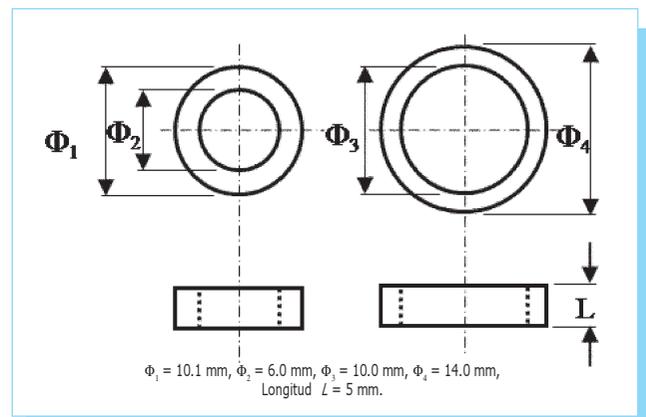


Fig. 4. Dimensiones geométricas.

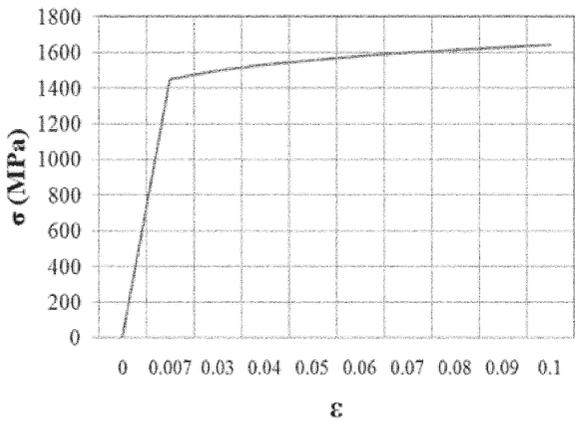


Fig. 5. Curva esfuerzo-deformación del material utilizado.

la simulación numérica son: esfuerzo último, 1650 MPa, esfuerzo de cedencia, 1450 MPa, módulo de elasticidad, 200 GPa, relación de Poisson, 0.29, coeficiente de fricción de 0.15 y densidad 7.34 grs/cm³. La curva esfuerzo-deformación del material es mostrada en la figura 5.

Para el desarrollo de la simulación numérica se aplicó el algoritmo de comportamiento del material de la regla cinemática y con endurecimiento por deformación [14-16]:

$$d\alpha = C \frac{1}{\sigma_0} (\sigma - \alpha) d\varepsilon^{pl} - \gamma \alpha d\varepsilon^{pl} \quad (14)$$

$$\sigma_0 = \sigma_{|0} + Q_\infty (1 - e^{-\varepsilon^{pl}/b}) \quad (15)$$

Donde ε^{pl} corresponde a la deformación plástica equivalente, α es el esfuerzo reversible, C es la constante inicial del módulo de endurecimiento cinemático, γ determina la relación en la cual el módulo cinemático disminuye con respecto a la deformación plástica, σ_0 es el esfuerzo de cedencia real, $\sigma_{|0}$ es el esfuerzo de cedencia inicial, Q_∞ es el cambio máximo de tamaño de la superficie de cedencia y b define la relación, en la cual el tamaño de la superficie de cedencia cambia conforme la deformación plástica se incrementa. La ecuación (14) describe la traslación de la superficie de cedencia en el espacio de esfuerzos debido a los esfuerzos reversibles α , mientras la ecuación (15) establece el cambio de los esfuerzos equivalentes definiendo el tamaño de la superficie de cedencia.

6. Resultados obtenidos por las ecuaciones de Lamé

En la tabla 1 se muestran los resultados obtenidos por la teoría de Lamé y que serán evaluados numéricamente.

Tabla 1. Resultados analíticos.

Interferencia radial (mm)	-0.1	
Fuerza de ensamble (N)	7 600	
	cilindro interno	cilindro externo
Esfuerzo radial (MPa)	-400	-400
Esfuerzo tangencial (MPa)	835	1231
Esfuerzo Von Mises (MPa)	723	1471
Deformación radial en cilindro externo/camisa (mm)		0.033
Deformación radial en cilindro interno/eje (mm)		-0.017

Por medio de la teoría de Lamé, los valores de esfuerzos tan sólo pueden ser cuantificados en la superficie de contacto.

7. Análisis con el método del elemento finito

El modelo de elementos finitos [17] es desarrollado empleando dos programas de cómputo Hypermesh y Abaqus. El programa Hypermesh V8.0 es utilizado para la generación del modelo de elemento finito, y Abaqus V7.1 para la solución del problema [14].

En la práctica, los elementos de unión con interferencia son ensamblados con la ayuda de mecanismos adicionales, para este trabajo se emplearon dos sólidos perfectamente circulares, soporte superior con diámetro de 12 mm y longitud de 2 mm, un soporte base con un diámetro de 16 mm y longitud de 2 mm, tal como se muestra en la figura 6. Los soportes adicionales empleados en la simulación numérica ayudan a disminuir la concentración de esfuerzos ocasionados por las condiciones de frontera.

El modelo de elementos finitos está compuesto por elementos sólidos (C3D8), elementos de contacto para permitir la interacción de los dos cilindros y elementos rígidos (RB3D2), que son utilizados para la aplicación de cargas y restricciones.

El análisis numérico se realiza de la siguiente forma:

- Se considera el mismo material para todos los elementos sólidos mostrados en la figura 6.
- Se desarrollaron tres pares de elementos de contacto, entre el soporte superior y cilindro interno (eje), entre el

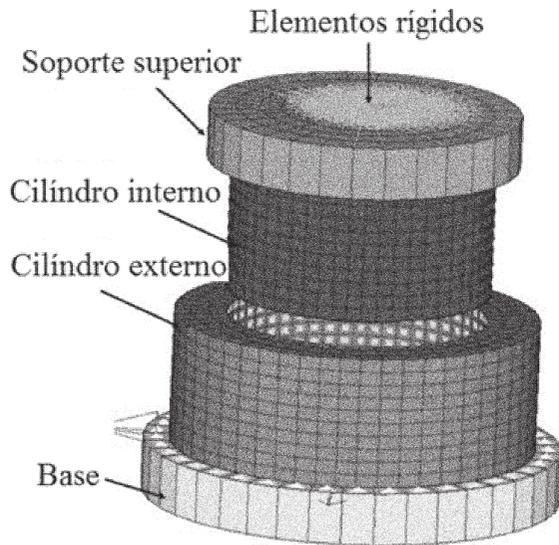


Fig. 6. Modelo de elemento finito.

cilindro externo y la base, y el contacto principal entre el cilindro interno (eje) y cilindro externo (camisa).

- c) Al soporte superior se aplica un desplazamiento de 5 mm, originando que el cilindro interno se aloje completamente dentro del cilindro externo. El movimiento es controlado gradualmente para evitar problemas de impacto [14].
- d) En la parte inferior de la base, se aplican restricciones en todos los grados de libertad para evitar movimiento de cuerpo rígido.
- e) Se seleccionan ciertos nodos (figura 7) de cada cilindro, con el objeto de monitorear el comportamiento de esfuerzos durante el tiempo de ensamble (figuras 8 y 9).
- f) Se gráfica el comportamiento de esfuerzos de Von Mises, de los puntos seleccionados para obtener una mejor claridad en la variación de esfuerzos.

La figura 7 muestra los puntos (nodos) de medición de esfuerzo y deformación en los cilindros interno y externo.

7.1. Resultados del análisis numérico

Debido a que el MEF considera un ensamblaje en el cual el cilindro interno se desplaza dentro del cilindro externo, es importante observar el comportamiento de esfuerzos en los puntos mostrados en la figura 7.

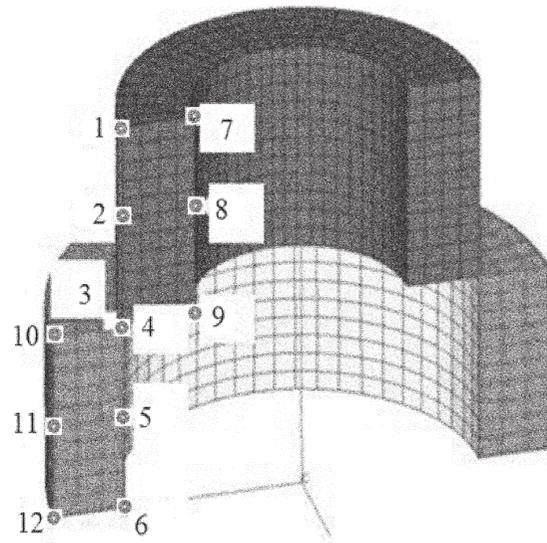


Fig. 7. Nodos de medición de resultados.

Las figuras 8 y 9 muestran la variación de los esfuerzos equivalentes de Von Mises durante el proceso de ensamble para el cilindro externo (camisa) e interno (eje) respectivamente.

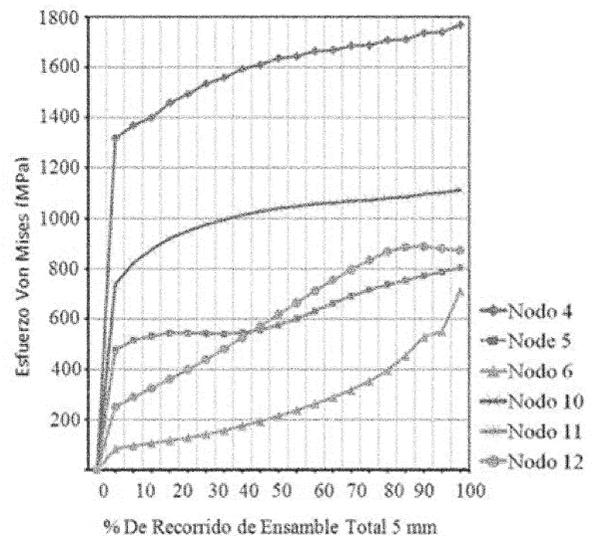


Fig. 8. Esfuerzo Von Mises en cilindro externo.

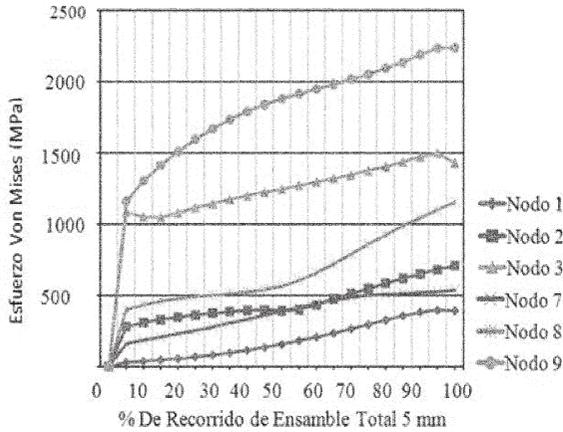


Fig. 9. Esfuerzo Von Mises en cilindro interno.

En la figura 8, el esfuerzo de Von Mises de 800 MPa corresponde al nodo 5, sin embargo el esfuerzo máximo es de 1768 MPa en el nodo 4. En la figura 9, el esfuerzo en el nodo 2 es de 707 MPa, para el nodo 3 el esfuerzo es de 1426 MPa.

Puede observarse que los esfuerzos máximos se presentan en los nodos de los cilindros donde ocurre el contacto inicial. Otra característica importante a resaltar es que los esfuerzos en todos los puntos de medición tienden a incrementarse conforme se desarrolla el ensamble, aunque al inicio el aumento del esfuerzo es abrupto, la curva tiene una pendiente pequeña en la parte final del proceso.

Las figuras 10, 11 y 12 muestran los esfuerzos principales, mientras que la figura 13 muestra la distribución del esfuerzo de Von Mises en el tiempo final de ensamble.

La figura 14 muestra la distribución de presión de contacto, se observa que en la parte media, el valor es de 410 MPa. Sin embargo, el valor máximo de la presión equivale a 1038 MPa.

Las figuras 15 y 16 muestran los resultados del MEF, en el cual se elimina el desplazamiento relativo de los elementos (eje y camisa); puede observarse que la distribución de esfuerzos a lo largo de la unión de ensamble es constante (figura 15). La distribución de presión de contacto tiene una variación pequeña de 407 a 415 MPa (figura 16).

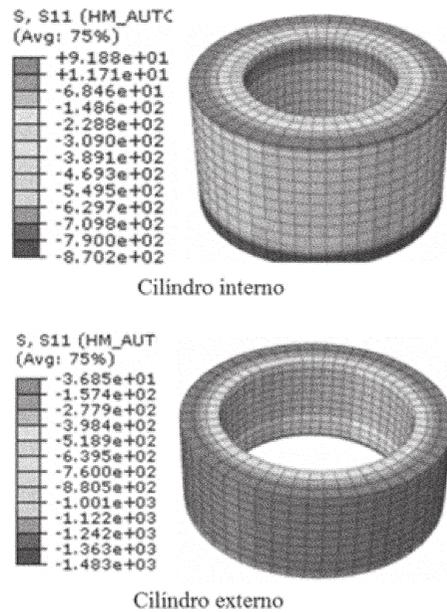


Fig. 10. Esfuerzo principal σ_1 en MPa.

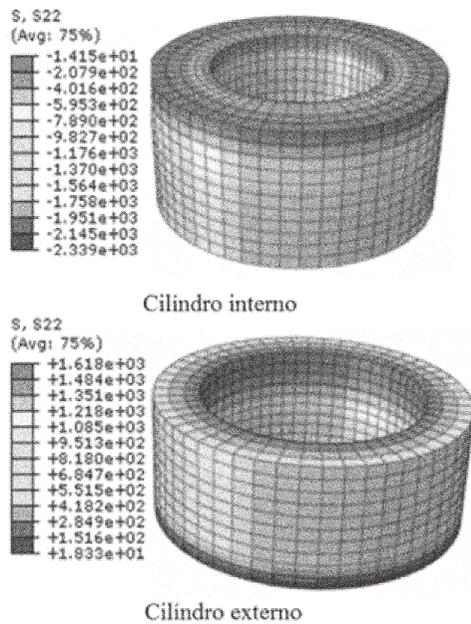


Fig. 11. Esfuerzo principal σ_2 en MPa.

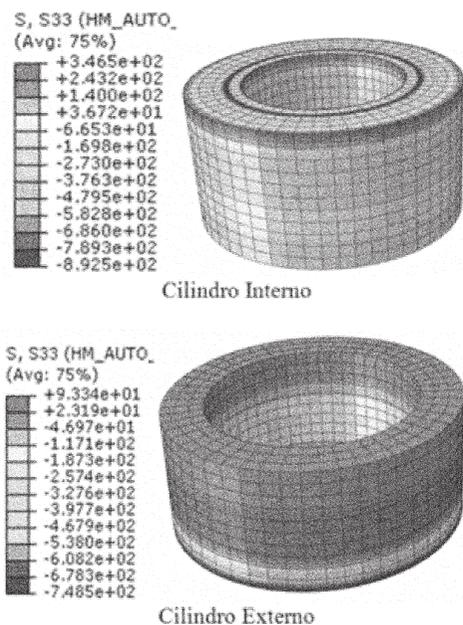


Fig. 12. Esfuerzo principal σ_3 en MPa.

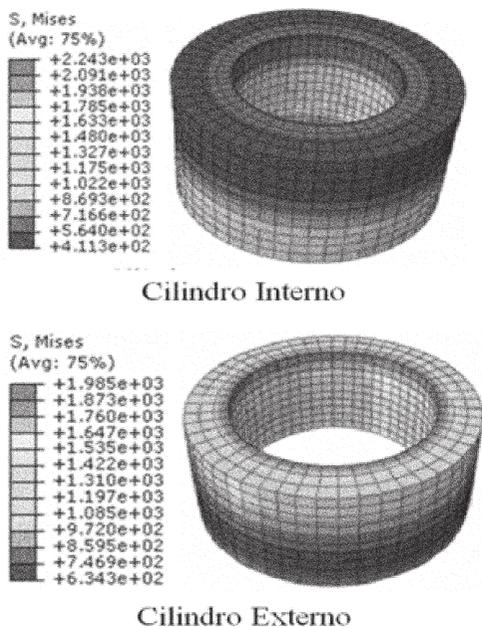


Fig. 13. Distribución de esfuerzos Von Mises en MPa.

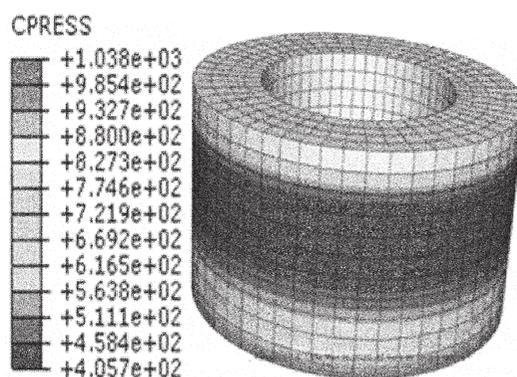


Fig. 14. Distribución de contacto en MPa.

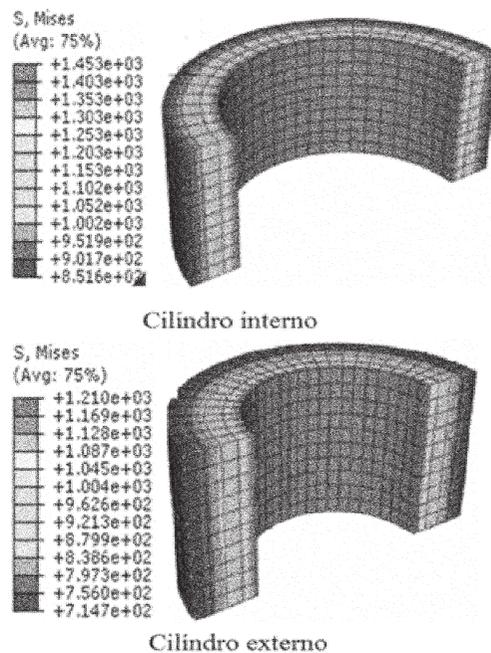


Fig. 15. Distribución de esfuerzos Von Mises en MPa.

8. Análisis de resultados

La tabla 2 muestra la comparación de los resultados analíticos y los valores obtenidos por el MEF con y sin desliza-

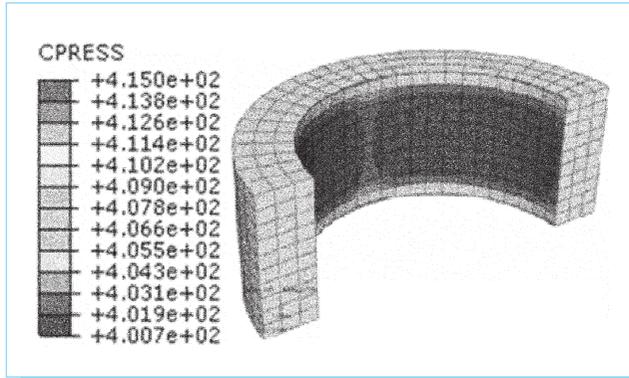


Fig. 16. Presión de contacto máxima de 415 MPa.

miento relativo de los elementos unidos por interferencia. Se puede observar que los resultados analíticos y los del MEF, sin tomar en cuenta el deslizamiento relativo, convergen. Sin embargo el estudio del MEF, considerando el deslizamiento relativo, muestra esfuerzos más altos, y éstos ocurren en puntos de concentración de esfuerzos, los cuales no pueden determinarse por las ecuaciones analíticas comunes.

9. Conclusiones

De acuerdo al análisis y resultados que se presentan en este trabajo de investigación, se puede concluir lo siguiente:

- Este trabajo de investigación ha mostrado una comparación analítica-numérica para desarrollos de ensamble por

Tabla 2. Comparación de resultados.

Elemento	Análisis teórico	MEF sin desplazamiento	MEF con desplazamiento
Cilindro interno	VM 723 MPa	VM 715 MPa (<1.1 %)	VM 1426 MPa (>192.2 %)
Cilindro externo	VM 1471 MPa	VM 1453 MPa (<1.2 %)	VM 1768 MPa (>20.2 %)
Presión contacto	400 MPa	415 MPa (> 3.75 %)	1038 MPa (> 259.5 %)
Fuerza ensamble	7.6 KN	—	10 KN (>31.5%)

interferencia. Donde el hecho de considerar el fenómeno real de intrusión del eje dentro de la camisa, causa concentración de esfuerzos, los cuales pueden observarse por medio de la simulación numérica utilizando el MEF. Mientras que las ecuaciones analíticas de la teoría de Lamé no tienen el alcance de mostrar estas variaciones.

- Los esfuerzos mayores en un ensamble por interferencia ocurren en los extremos de los elementos de contacto y de acuerdo a los valores de interferencia. Éstos pueden presentarse en una zona con una deformación plástica, lo cual debe tomarse muy en cuenta para el diseño de una unión de este tipo.
- En este artículo se muestra el potencial del método de elemento finito para determinar esfuerzos reales en uniones por interferencia y cuantificar los esfuerzos plásticos que las ecuaciones de Lamé no son capaces de predecirlos.
- Asimismo, en este trabajo de investigación se presentó una nueva metodología con corroboración numérica para el desarrollo de ensambles por interferencia. El tipo de estudio numérico con consideraciones de movimiento que aquí se presenta puede ser muy bien utilizado en cuestiones de biomecánica, como el desarrollo de prótesis de cadera y endobronquiales [18-19]. Por otra parte, se puede generar fatiga con alto y bajo número de ciclos. Una alternativa de análisis puede ser con la teoría del daño acumulado dado que existen condiciones elastoplásticas [20].

Agradecimientos

Los autores agradecen el apoyo de recursos financieros y equipo al Consejo Nacional de Ciencias y Tecnología y al Instituto Politécnico Nacional para la realización de esta investigación.

10. Referencias

- [1] Xiu, S. C., Feng, Q., Gao, S.Q., "Reliability Design Method for Interference Joint in Mechanical Engineering", *Advanced Materials Research*, vol. 44-46, pp. 773-778, 2008.
- [2] Ugural AC, Fenster SK, *Advanced Strength and Applied Elasticity*, 4ª ed., Prentice Hall, 2005.
- [3] Norton, R. L., *Machine Design An Integrated Approach*, Prentice Hall, 1996.
- [4] Attia, M. H., Kops, L., "A method for generating desired contact pressure distributions in experimental interfacial studies", *J Eng Industry*, vol. 107, pp 241-246, 1985.
- [5] Prasad NS, Sashikanth P, Ramamurti V, "Stress Distribution in Interference Joints", *Computers Struct*, vol. 51, no. 5, pp. 535-540, 1994.

- [6] Zhang, Y., McClain, B., Fang, X. D., "Design of Interference Fits Via Finite Element Method", *Int J Mech Sci*, vol. 42, pp. 1835-1850, 2000.
- [7] Samant, R. N., Phelan, P. E., Ullah, M. R., "Finite Element Analysis of Residual-Stress-Induced Flatness Deviation in Banded Carbon Seals", *Finite Elem Anal Des*, vol. 38, pp. 785-801, 2002.
- [8] Özel, A., Temiz, S., Aydin, M. D., "Stress Analysis of Shrink-Fitted Joints for Various Fit Forms Via Finite Element", *Materials and Design*, vol. 26, no. 4, pp. 281-289, 2005.
- [9] Urriolagoitia-Sosa, G., Hills, D. A., Sackfield, A., "A Shrink-Fit Peg Subject to Bending and Shearing Forces", *J. Strain Ana. Eng. Des.*, vol. 34, no. 1, pp. 23-29, 1999.
- [10] Urriolagoitia-Sosa, G., Hills, D. A., "A shrink-fit peg in a hole subjected to bending: unloading, reloading and frictional shakedown", *J. Strain Ana. Eng. Des.*, vol. 35, no. 5, pp. 319-327, 2000.
- [11] Megson, T. H. G., *Structural and Stress Analysis*, Butterworth-Heinemann, 1996.
- [12] Hernández-Gómez, L. H., Urriolagoitia-Calderón, G., Urriolagoitia-Sosa, G., Sandoval-Pineda, J. M., Merchán-Cruz, E. A., Guardado-García, J.F., "Assessment of the structural integrity of cracked cylindrical geometries applying the EVTUBAG program", *Rev. Tec. Ing. Univ. Zulia*, vol. 32, no. 3, pp. 190-199, 2009.
- [13] Dowling, N. E., *Mechanical Behavior of Materials*, 2ª ed., Prentice Hall, pp. 252, 1998.
- [14] *Abaqus Documentation Manual v6.7*. Abacus, Inc, USA.
- [15] Urriolagoitia-Sosa, G., Urriolagoitia-Calderón, G., Hernández-Gómez, L. H., Romero-Ángeles B., Torres-Torres, C., Rodríguez-Martínez, R., "Evaluación numérica del proceso de granallado y determinación del campo de esfuerzos residuales por medio del método de respuesta de grieta", *Rev. Int. Mét. Num. Calc. Dis. Ing.*, vol. 26, pp. 203-206, 2010.
- [16] Urriolagoitia-Sosa, G., Urriolagoitia-Calderón, G., Sandoval-Pineda, J. M., Hernández-Gómez, L. H., Merchán-Cruz, E. A., Rodríguez-Cañizo, R. G., Beltrán-Fernández, J. A., "Residual stresses in beams (with and without prior history) numerical assessment by the crack compliance method", *Strain*, 2010.
- [17] López-Castro, A., Durodola, J. F., Urriolagoitia-Sosa, G., Fellows, N.A., Measurement and prediction of springback in bending beams, *Rev. Mex. Fis.*, vol. 51, No. 1, pp 30-34, 2005.
- [18] Torres-San-Miguel, C. R., Urriolagoitia-Calderón, G., Urriolagoitia-Sosa, G., Hernández-Gómez, L.H., "Numerical Analysis of Intrabronchial Prosthesis Used for the Treatment of Lung Cancer", *Rev. Col. Biotec.*, Vol. XII, pp 32-38, 2010.
- [19] Morales-Bonilla, S., Torres-Torres, C., Urriolagoitia-Sosa, G., Hernández-Gómez, L. H., Urriolagoitia-Calderón, G., "Interferometric laser detection of nanomechanical perturbations in biological media under ablation conditions", submitted to the *Journal of Physics*, 2011.
- [20] Granda-Marroquín L. E., Hernández-Gómez, L. H., Urriolagoitia-Calderón, G., Urriolagoitia-Sosa, G. y Merchán-Cruz, E. A. "Cumulative Damage Evaluation under Fatigue Loading", *Applied Mechanics and Materials*, vols. 13-14, pp. 141-150, 2008.

DOAJ

Directory of Open Access Journals

20% of peer-reviewed articles
across all disciplines
are now freely available

<http://www.doaj.org/>