

Determinación vía MEF de la fuerza de inserción en el proceso de construcción de un ajuste a presión

M. Lorenzo Fernández⁽¹⁾, C. Blanco Herrera⁽¹⁾, J.C. Pérez Cerdán⁽¹⁾

(1) Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad de Salamanca
mlorenzo@usal.es, cbh@usal.es, juha@usal.es

En este trabajo se analiza la variación del valor de la fuerza de axial en el proceso de construcción de un ajuste a presión mediante la inserción axial del agujero. Se determina la variación de las distribuciones de las presiones de contacto, obtenidas de cálculos basados en el método de los elementos finitos, a lo largo de todo el proceso de inserción. A partir de estas distribuciones se obtienen los valores de la fuerza axial. Se estudia en qué medida dependen los resultados de factores que influyen en el valor de dicha fuerza, como son la clase de ajuste, la resistencia del material y el coeficiente de rozamiento.

1. INTRODUCCIÓN

Los ajustes por interferencia o uniones a presión permiten transmitir un par entre dos elementos ensamblados mediante la presión p que resulta del cierre de fuerza por diferencia de diámetros. En un ajuste por interferencia, el agujero puede ser montado sobre el eje según dos métodos diferentes: radial y axial. En el montaje radial, el agujero es calentado o el eje enfriado. Si el agujero es montado sobre eje mediante una fuerza axial debe vencerse la fuerza de fricción entre las superficies ajustadas.

La teoría de cilindros a presión [1] predice que la distribución de la presión de contacto p es uniforme, lo que sólo ocurre cuando los cilindros ajustados tienen igual longitud. La fuerza de fricción, o fuerza mínima necesaria para montar axialmente un ajuste, viene dada por:

$$F_{teór} = \mu p 2\pi R l \quad (1)$$

donde μ es el coeficiente de rozamiento entre las superficies ajustadas, R es el radio de transición y l la longitud del agujero. La presión de contacto p es función de la interferencia radial δ :

$$p_{teór} = \frac{r_o^2 - R^2}{2Rr_o^2} E \delta \quad (2)$$

válida cuando los dos elementos ajustados son del mismo material y con r_o igual al radio exterior del agujero. De la ec. (1) es fácil deducir que

$$M_{teór} = \mu p 2\pi R^2 l \quad (3)$$

es el par de torsión máximo que puede transmitirse entre los elementos ajustados.

Como consecuencia del proceso de inserción del eje en el agujero, se producen en ambas piezas una serie de cambios tales como la aparición de tensiones residuales, variaciones en la presión de contacto o, incluso, la generación de deformaciones plásticas que pueden afectar al funcionamiento del ajuste por interferencia. Así, Özel et al. [2] han estudiado como varían las tensiones durante el proceso de inserción axial. Señalan que, en el momento del primer encuentro con su pareja durante el ajuste, cada punto del eje y del agujero puede entrar en la región plástica e indican que este hecho debería tenerse en cuenta en el diseño. Sin embargo, no muestran cómo hacerlo, ya que no analizan las tensiones o las deformaciones al final del proceso de ajuste en función del comportamiento

del material. Güven [3] analiza las distribuciones de tensiones y deformaciones radiales en un ajuste elasto-plástico con endurecimiento basado en el criterio de Tresca cuando el espesor del agujero varía exponencialmente con la distancia radial. Baldanzini [4] ha desarrollado una teoría más general para el diseño de ajustes por interferencia constituidos por componentes elasto-plásticos. Dicha teoría permite caracterizar el material mediante su curva de comportamiento y utilizar cualquier criterio de fluencia para determinar la transición del régimen elástico al plástico. Lee y Lee [5] han investigado la capacidad de transmisión del momento torsor en ajustes por interferencia con un agujero compuesto de N capas laminadas. Mediante análisis tridimensionales por elementos finitos calculan las tensiones en ajustes sometidos a la acción exterior de un par torsor y validan sus resultados experimentalmente.

Mediante simulaciones basadas en el método de los elementos finitos (MEF), en este trabajo se plantea, como objetivo fundamental, analizar la variación de la fuerza de inserción axial de un eje en un agujero (ambos de acero) en el proceso de construcción de un ajuste a presión y comparar la misma con la predicción deducida de la teoría. Se prueba que el valor de dicha fuerza puede diferir del obtenido teóricamente mediante la ec. (1) y, en consecuencia, también puede hacerlo el valor del máximo par M (Eq. 3) que puede ser transmitido, alterándose de esta forma las condiciones de trabajo del ajuste inicialmente previstas en el diseño. Por último, se analiza en qué medida depende la fuerza de inserción de algunos parámetros como son la geometría del ajuste, la resistencia del acero o el propio coeficiente de fricción.

2. MODELIZACIÓN NUMÉRICA

El problema presenta simetría de revolución, lo que permite simplificar a sólo dos dimensiones la etapa de modelado en el análisis MEF, con el consiguiente ahorro de tiempo de cálculo. Se utilizará un sistema de coordenadas cilíndricas (r_s, θ_s, z_s) ligado al eje y otro del mismo tipo (r_h, θ_h, z_h) con origen en un extremo del agujero, como se muestra en la figura 1. $r_s = R$ representa la superficie cilíndrica sobre la que ajustan las dos piezas. Se define, además, el parámetro adimensional $\chi = L_a/l$, donde L_a es la longitud del agujero que en cada instante está en contacto con el eje. Evidentemente, $0 \leq \chi \leq 1$.

Se ha impedido el desplazamiento en la dirección de inserción de los nodos de una sección transversal exterior del agujero, de manera que el agujero permanece inmóvil durante el proceso de inserción (figura 1b). El desplazamiento uniforme de los nodos situados en un extremo del eje permite reproducir el proceso de inserción axial.

Para realizar los cálculos por elementos finitos se ha empleado el programa MSC Marc. Tanto el eje como el agujero se han mallado de forma homogénea con elementos rectangulares de 4 nodos.

Por sencillez, se ha considerado un comportamiento del material elástico-perfectamente plástico y, por tanto, sin endurecimiento por deformación, y se ha utilizado el criterio de von Mises. Por tratarse de un problema de contacto, y puesto que el material puede trabajar en régimen plástico, la simulación numérica exige un análisis no lineal. Se ha considerado la existencia de rozamiento coulombiano entre los dos cuerpos, caracterizada por un coeficiente de fricción dinámico μ .

Se han llevado a cabo dos tipos de simulaciones. En el primero, se considera el caso estático: aquel en el que el eje y el agujero ya están situados en su posición ensamblada final (figura 1a). El segundo corresponde al proceso dinámico de inserción del eje: a éste se aplica un desplazamiento continuo manteniendo el agujero fijo, de modo que el parámetro χ caracteriza en cada instante la posición relativa eje-agujero (figura 1b). Al final de dicho proceso, el agujero queda ajustado sobre el eje en forma idéntica a la del caso estático, y entonces $\chi = 1$ y $z_h = z_s$.

Para facilitar la detección del contacto durante la simulación del proceso de inserción, se ha modelado un pequeño chaflán en el extremo del eje (figura 1b), con un ángulo α de corte de 7° . La razón entre las longitudes del eje, L , y del agujero, l , es siempre $L/l=4$.

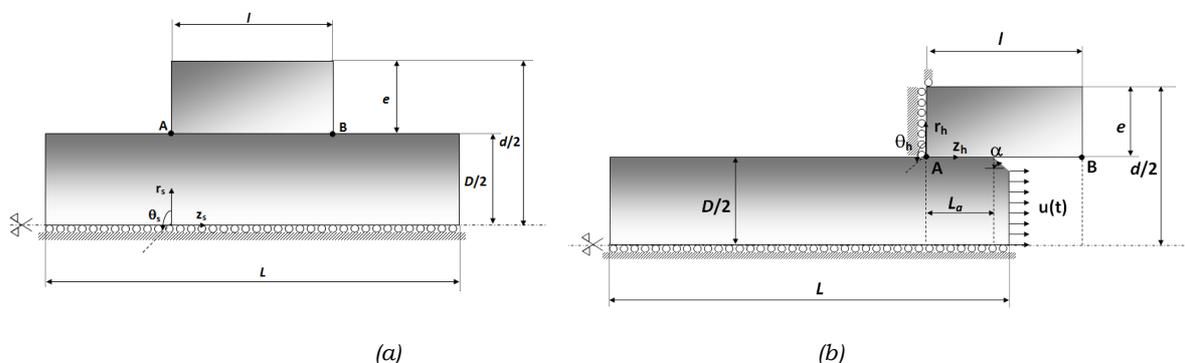


Figura 1. Modelización de la geometría del ajuste en los casos analizados: (a) estático y (b) proceso de inserción dinámico

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

La fuerza de inserción (Eq. 1) depende del coeficiente de fricción, μ , pero también es función de los materiales y de la clase de ajuste a través de la presión de contacto, p , y del radio de transición, R . En consecuencia, se han considerado tres casos de estudio diferentes con el objeto de analizar la influencia de cada uno de estos factores.

La influencia del rozamiento se ha tenido en cuenta efectuando los cálculos con dos coeficientes de fricción diferentes, $\mu=0.1$ y $\mu=0.3$.

Para analizar la influencia de la geometría, se han considerando dos ajustes distintos según la normativa ISO, por un lado, un ajuste tipo 200 H7/s6, con un espesor de agujero $e = 40$ mm, y, por otro, un ajuste 60 H7/u6, con $e = 20$ mm. En el primero, la interferencia radial δ está comprendida entre $38.0 \mu\text{m}$ y $75.5 \mu\text{m}$ y en el segundo entre $28.5 \mu\text{m}$ y $53 \mu\text{m}$. Se ha trabajado siempre con la condición de apriete máximo, es decir, con $\delta = 75 \mu\text{m}$ y $\delta = 53 \mu\text{m}$.

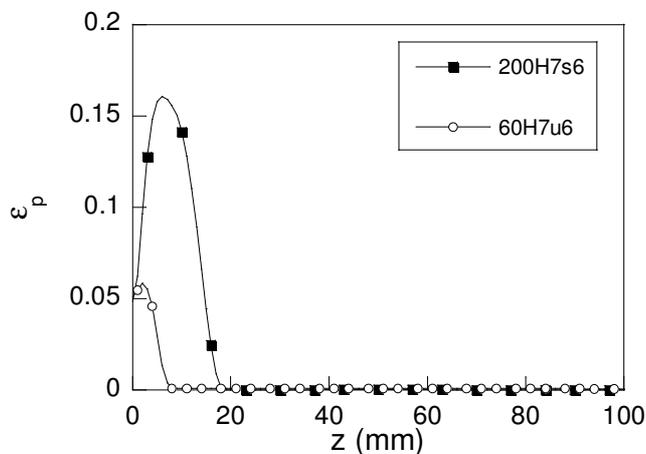
Finalmente, se ha considerado la influencia del material. Para ello se han elegido dos aceros: un acero de baja resistencia (AISI 1035), con un límite elástico $S_y=276$ MPa, y otro de alta resistencia (AISI 8740) con $S_y=917$ MPa. Se ha tomado el valor $E = 210$ GPa para el módulo de Young y $\nu = 0.3$ para el coeficiente de Poisson, en ambos casos. Los dos componentes del ajuste son siempre del mismo acero.

Los resultados que a continuación se presentan están siempre referidos al agujero, pues es sabido que, en un ajuste a presión, es elemento más solicitado.

En la figura 2 se muestran las deformaciones plásticas ϵ_p que se producen en el agujero al final del proceso de inserción utilizando el material de menor resistencia (mat#1) con las dos clases de ajuste. Las deformaciones ϵ_p aparecen en el extremo por el que se inicia la construcción del ajuste. Como se observa en la figura 2, el valor máximo de ϵ_p con el ajuste 200 H7/s6 es aproximadamente 3 veces el máximo correspondiente al ajuste 60 H7/u6 (tabla 1). Con el material de mayor resistencia (mat#2) el agujero no entra en régimen plástico con ninguno de los ajustes considerados.

Se ha representado la distribución de la presión de contacto p en función del material (figura 3) y en función del tipo de ajuste (figura 4), tanto en el caso estático como en la disposición final del ajuste en el caso dinámico, es decir, cuando $\chi = 1$ y $z_h = z_s$.

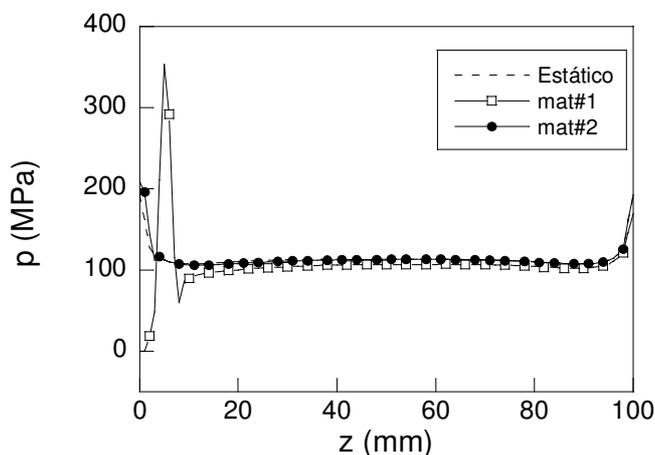
En el extremo por el que se inicia el proceso de inserción, la existencia de deformaciones plásticas con el mat#1 se traduce en la aparición de un máximo muy acusado en la distribución de p en $z_h=5$ mm (figura 3).



mat#1, $\mu=0.3$

Figura 2. Distribución de la deformación plástica en función del tipo de ajuste

Esto no ocurre con el segundo acero, mat#2. El incremento de p que aparece en $z_h=0$ es, en parte, debido a la singularidad en el cálculo del punto donde se establece inicialmente el contacto eje-agujero y, en mayor medida, a la existencia de concentraciones de tensiones radiales en los límites de la zona de contacto [2,6]. En todo caso, a partir de $z_h= 9$ mm las distribuciones de p con los dos materiales son prácticamente iguales a las correspondientes distribuciones estáticas.

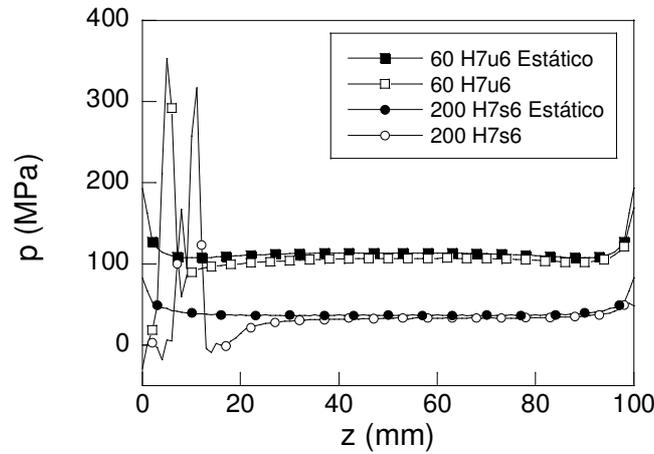


60H7/u6, $\mu=0.3$

Figura 3. Distribución de la presión de contacto en función del material

En la figura 4 se puede ver como con el mat#1, y con los dos tipos de ajuste, se originan picos en la distribución de presiones en la proximidad del extremo del agujero por donde se inicia el proceso de ensamblaje. Dicho pico aparece antes y es más acusado, $p_{m\acute{a}x}=353$ MPa, en el ajuste 60 H7/u6, que tiene un valor mayor de la presión de contacto teórica como muestra la tabla 1. Sin embargo, en términos relativos (ver $p_{m\acute{a}x}/p_{te\acute{o}r}$ en tabla 1) es más significativo el máximo de p con el ajuste 200 H7/s6, al que le corresponde un mayor valor

de la interferencia radial de trabajo y, como se ha señalado (figura 2), mayores deformaciones plásticas.



mat#1, $\mu=0.1$

Figura 4. Distribución de la presión de contacto en función del tipo de ajuste

ajuste	$\epsilon_{p\acute{m}ax}$	$p_{m\acute{a}x}$ (MPa)	$z_h(p_{m\acute{a}x})$ (mm)	$p_{te\acute{o}r}$ (MPa)	$p_{m\acute{a}x}/p_{te\acute{o}r}$
200H7/s6	0.161	317	11	39	8.13
60H7/u6	0.059	353	5	119	2.97

Tabla 1. Valor de la presión teórica (Eq. 2) y valores de máximos de la deformación plástica, de la presión de contacto y coordenada z_h del punto donde esta ocurre, con los dos ajustes considerados (mat#1, $\mu=0.1$)

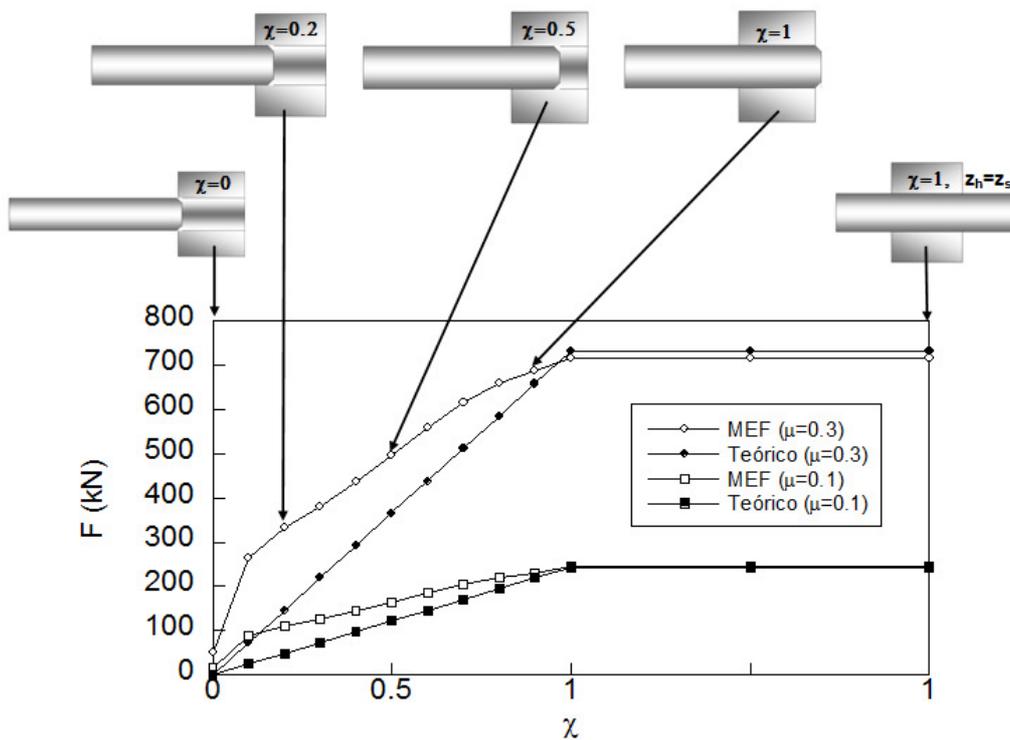
A partir de las distribuciones de presiones p , es posible calcular en cada caso la fuerza mínima necesaria para el ensamblaje del ajuste de acuerdo con la expresión:

$$F = 2\pi\mu R \int_0^{\chi l} p dz_h \quad (4)$$

válida para el caso dinámico, tanto cuando $\chi < 1$ (inserción parcial del agujero) como cuando $\chi = 1$ y $z_h \leq z_s$ (inserción total del agujero). De esta forma se han obtenido los resultados mostrados en la figuras 5, 6 y 7.

La figura 5 representa la variación de la fuerza de inserción durante el proceso de ensamblaje en función del coeficiente de rozamiento. Se compara en cada caso con el correspondiente valor teórico, deducido de la Eq. 1, sustituyendo la longitud l por χl y el valor de p constante dado por la Eq. 2. Los valores calculados de la fuerza axial al final del proceso en cada uno de los casos analizados se muestran en la tabla 2.

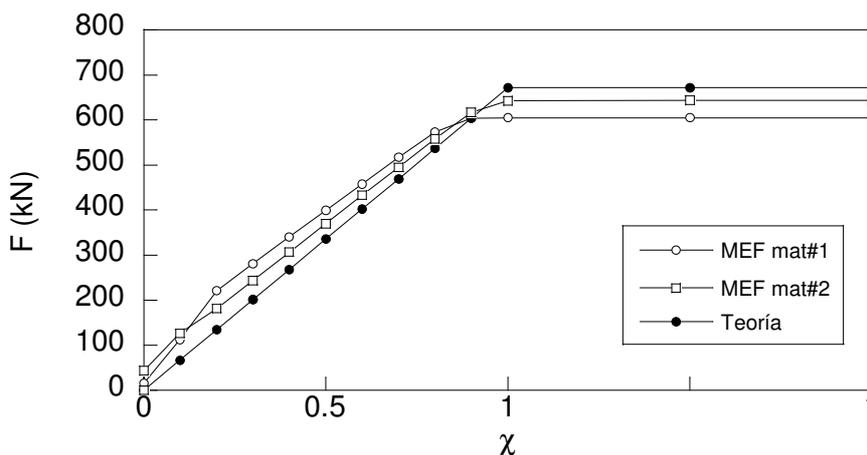
La diferencia entre la curva teórica y la curva MEF es más acusada al inicio del proceso de inserción, cuando se generan las deformaciones plásticas. Así, en el intervalo $0 < \chi < 1$, la generación de deformaciones plásticas supone un incremento del valor de la fuerza axial frente al valor teórico. Cuando $\chi \geq 1$, los valores de $F_{te\acute{o}r}$ y F_{MEF} resultan ser notablemente más parecidos (tabla 2).



200H7/s6, mat#1

Figura 5. Evolución de la fuerza de inserción durante el proceso de construcción del ajuste en función del coeficiente de rozamiento

La figura 6 muestra, con el ajuste 60 H7/u6, la variación de la fuerza axial con la resistencia del material utilizado en las piezas ensambladas.



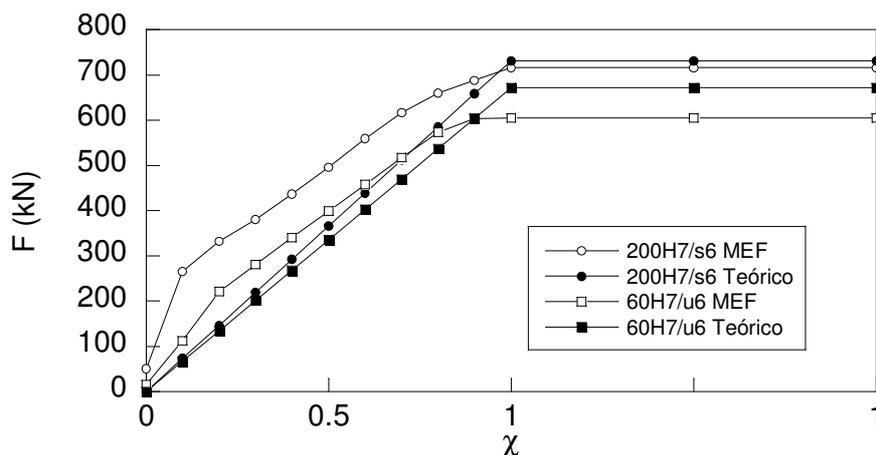
60H7/u6, μ=0.3

Figura 5. Evolución de la fuerza de inserción durante el proceso de construcción en función del material

Cuando $\chi < 1$, la variación del valor de F calculado MEF es más próxima a la del valor de $F_{teór}$ con el mat#2. A partir de $\chi = 1$, el valor de $F_{teór}$ es mayor que el valor calculado MEF con los dos materiales, aunque la diferencia entre ambos sigue siendo menor con el mat#2. En

conclusión, con el mat#2 la variación de F_{MEF} es más parecida a la variación de la fuerza F teórica por no entrar en régimen plástico durante del proceso de inserción, lo que viene reflejado en valores del error relativo ϵ_r que con el ajuste 60 H7/u6 se muestran en la tabla 2. De hecho, el grado de acuerdo con el valor $F_{teór}$ del valor calculado F_{MEF} con el mat#2 no depende del ajuste (tabla 2). Sin embargo, con el mat#1, que plastifica, el mismo grado de acuerdo depende del tipo de ajuste, como se desprende de los resultados mostrados en la figura 7 y de los valores de ϵ_r de la tabla 2.

Así, en la figura 7 se comparan los resultados obtenidos para la fuerza de inserción con el mat#1 y con dos ajustes diferentes.



mat#1, $\mu=0.3$

Figura 7. Evolución de la fuerza de inserción durante el proceso de construcción del ajuste con dos tipos de ajuste

Durante el proceso de inserción, hasta $\chi < 1$, el valor de la fuerza F_{MEF} calculada difiere notablemente más del valor $F_{teór}$ con el ajuste 200 H7/s6, debido a que con este tipo de ajuste se generan mayores deformaciones plásticas. Sin embargo, cuando $\chi \geq 1$ la diferencia con el resultado teórico es menor en el caso del ajuste 200 H7/s6. Esto puede deberse a que, cuando la deformación plástica ha sido más severa, caso del ajuste 200 H7/s6, hay puntos del agujero que no están en contacto con los respectivos puntos del eje y que, por tanto, no contribuyen a la integral de la Eq. 4.

Sin deformaciones plásticas, i.e., con el mat#2, el valor de la fuerza de inserción F_{MEF} es menor que el valor de $F_{teór}$, con un error relativo ϵ_r entre una y otra fuerza constante e igual al 4.2%. (tabla 2). La razón de esta discrepancia puede encontrarse en la diferencia que introducen las concentraciones de las tensiones radiales en las distribuciones calculadas MEF frente a las distribuciones de valor constante obtenidas teóricamente.

Ajuste Coef. de rozamiento		200H7/s6		60H7/u6	
		$\mu=0.1$	$\mu=0.3$	$\mu=0.1$	$\mu=0.3$
$F_{teór}$ (kN)		244.0	731.9	223.8	671.3
F_{MEF} (kN)	Material#1	245.7	715.8	201.7	605.2
	Material#2	234.0	706.5	214.4	643.2
ϵ_r (%)	Material#1	-0.7	2.2	9.8	9.8
	Material#2	4.1	4.3	4.2	4.2

Tabla 2. Valor de la fuerza de inserción cuando $\chi=1$ y $z_h=z_s$ en los diferentes casos analizados

Cuando aparecen deformaciones plásticas, i.e., mat#1, el valor de F_{MEF} puede reducirse aún más en comparación con $F_{teór}$, caso del ajuste 60 H7/u6 con un ϵ_r del 9.8% o, por el contrario, puede alcanzar un valor más próximo (o incluso ligeramente superior) a $F_{teór}$, caso el ajuste 200 H7/s6.

En todo caso, si el valor de la fuerza axial difiere del valor dado por la Eq (1), también lo hará el valor del par máximo M que puede transmitirse de la Eq (3), lo que puede alterar las condiciones de diseño previstas.

4. CONCLUSIONES

Las distribuciones de presiones generadas durante el proceso de construcción de un ajuste a presión mediante la inserción axial del eje conducen a valores de la fuerza de inserción que difieren de los deducidos a partir de la teoría de cilindros a presión.

Esta diferencia no depende del tipo de ajuste si la resistencia del material es suficiente como para que los elementos ensamblados no plastifiquen durante el proceso de inserción. En este caso, el valor de la fuerza de inserción calculada al final del proceso es siempre menor que el valor de la fuerza teórica y, por tanto, también es menor el valor del par máximo que puede ser transmitido, alterándose de esta forma las condiciones de trabajo del ajuste que pudieran haber sido inicialmente previstas en el diseño.

Cuando la resistencia del material hace posible que los elementos del ajuste entren en régimen plástico durante el proceso de inserción, el valor de la fuerza axial depende del tipo de ajuste a través del valor de su interferencia radial. Se generan distribuciones de la presión de contacto que hacen que la diferencia del valor calculado de la fuerza del correspondiente valor teórico pueda aumentar o, por el contrario, si el ajuste es muy severo, es decir, si el valor de la interferencia radial es suficientemente grande, hacen que dicha diferencia se reduzca y que, por tanto, el resultado de la fuerza axial se aproxime al valor teórico.

Agradecimientos

Los autores desean agradecer el apoyo económico a la fundación “Memoria D. Samuel Solórzano Barruso”, Universidad de Salamanca. (USAL; 463 AC06).

5. REFERENCIAS

- [1] J.E. Shigley & C.R. Mischke, *Standard handbook of machine design*, Ed. McGraw- Hill, (New York, 1988), 17.13-17.14.
- [2] A. Özel, Ş. Temiz, M. Demir Aydin & S. Şen. *Stress analysis of shrink-fitted joints for various fit forms via finite element method*, Materials and Design, 26 (2005), 281-289.
- [3] U. Güven. *Stress distribution in shrink fit with elastic-plastic hub exhibiting variable thickness*, International Journal of Mechanical Sciences, 35 (1993), 39-46.
- [4] N. Baldanzini. *A general formulation for designing interference- fit joints with elastic-plastic components*, Journal of Mechanical Design, 124 (2004), 737-743.
- [5] S.W. Lee & D.G. Lee. *Torque transmission capability of composite-metal interference fit joints*, Composite Structures 78 (2007), 584-595.
- [6] B. Parsons & E.A. Wilson. *J. Eng. Industry, Transactions of the ASME*, February (1970), 208-218.