

## DISEÑO Y ANALISIS DE FONDO DE ROSCA PARA ESPARRAGOS ROSCADOS

### DESIGN AND ANALYSIS OF A THREAD BOTTOM FOR A FASTENER

**Santiago Maiz y Alejandro R. Ratazzi**

*Departamento de Ingeniería (UNS), Instituto de Ingeniería (II-UNS), Universidad Nacional del Sur (UNS), Bahía Blanca, Argentina. [alejandro.ratazzi@uns.edu.ar](mailto:alejandro.ratazzi@uns.edu.ar), [smaiz@uns.edu.ar](mailto:smaiz@uns.edu.ar)*

**Palabras claves:** fondo de rosca, análisis de tensiones, 2D axilsimétrico, concentración de tensiones.

**Resumen.** En este trabajo se analiza un fondo de rosca para elementos de sujeción de una torre, previamente fabricados. El diseño del fondo de rosca está limitado al proceso productivo y la geometría del espárrago. Como premisas se indicó, un rápido maquinado de la pieza, por lo que se proponen diferentes geometrías para disminuir las tensiones en el comienzo de la rosca. Estas tensiones son analizadas y comparadas con el estado original de elemento. En el presente estudio no se tiene en cuenta la interacción entre la tuerca y el esparrago ya que solamente se desea disminuir las tensiones en la zona antes mencionada. Los modelos son estudiados mediante el método de elementos finitos utilizando elementos 2D, con la teoría axilsimétrica, debido a que el ángulo de hélice de la rosca es pequeño y no tiene gran incidencia en los resultados. Los resultados son presentados para diferentes parámetros de la entalla a realizar, consiguiendo un gran alivio de tensiones en el primer filete de rosca con un maquinado rápido y sencillo.

**Keywords:** screw bottom, stress analysis, 2D axilsimetric, stress concentration..

**Abstract.** In this work a thread bottom is designed and analyzed for fastening elements of a tower, previously manufactured. The design of the screw bottom is limited to the production process and the geometry of the stud. As premises a fast machining of the pieces was indicated, so different geometries are proposed to decrease the tensions at the beginning of the thread and are analyzed and compared with the current state of the element. In the present study, the interaction between the nut and the asparagus is not taken into account since only the tensions in the aforementioned area are to be reduced. The models are studied using the finite element method using 2D elements with the axilsymmetric theory because the helix angle of the thread is small and has little impact on the results. The results are presented for different parameters of the notch to be made achieving a great relief of tensions in the first thread of thread with a fast and simple machining.

## 1 INTRODUCCIÓN

Los conectores de estructuras, tuercas o uniones roscadas, cumplen un rol de mucha importancia en la seguridad y confiabilidad en las estructuras ensambladas. Estas estructuras, se fabrican en talleres especializados cubiertos de las condiciones climáticas y luego son ensambladas en el lugar. Para construir las partes a ensamblar se debe tener en cuenta el recorrido que va a cumplir la pieza hasta su disposición final y la capacidad de las maquinarias a utilizar para su montaje. Por esto es que se fabrican estructuras en varias piezas y son ensambladas mediante uniones roscadas temporarias o permanentes. Si la resistencia de los conectores roscados es insuficiente, la falla por fatiga puede iniciarse en el punto de máxima tensión principal. En la literatura podemos encontrar varios trabajos que tratan el tema de la concentración de tensiones. [Pilkey and Pilkey \(2008\)](#) presentan los factores de concentración de estrés tanto gráficamente como con fórmulas. También emplean diseño generado por computadora en su representación de las diversas relaciones entre los factores de estrés que afectan a las máquinas o estructuras. [Lee et al. \(2014\)](#) investigaron el mecanismo de reducción de la concentración de tensiones en conectores mediante la optimización de forma utilizando el método de elementos finitos (FEM) implementando modelado de superficie de respuesta cuadrática progresiva (PQRSM) y el método de crecimiento y deformación (GSM). [Majzoubi et al., \(2014a\)](#) y [Majzoubi et al. \(2014b\)](#) presentan esta investigación en dos partes. La distribución de carga en hilos de algunos pernos ISO se calcula mediante simulación numérica tridimensional y relaciones propuestas por Stockley.

Si bien los elementos roscados son diseñados con parámetros geométricos que colaboran a reducir las tensiones en el fondo de rosca. El proceso de fabricación de las roscas en las tornerías es abrupto, la precisión en entrada y salida de la herramienta con la que se desarrolla la rosca en el torno, es un parámetro muy importante en la concentración de tensiones, que depende del operador o de la programación del control numérico. Las tensiones generadas en el primer filete de rosca debido al cambio en la sección, genera concentradores de tensiones donde suelen fallar estos elementos.

Existen numerosos estudios de optimización de elementos roscados ([Venkatesan and Kinzel, 2006](#)), ([Pedersen, 2013](#)), ([Govindu, Jayanand Kumar and S., 2015](#)), en los cuales se propone disminuir el diámetro del vástago no roscado, pero es poca la bibliografía en el caso de modificaciones a elementos ya construidos o en el caso que el diámetro del vástago no pueda ser rebajado en su totalidad ya sea por su función o por el costo que insume el maquinado de las barras de acero.

En este trabajo se plantea modelos que son estudiados mediante el método de elementos finitos utilizando elementos 2D, con la teoría axilsimétrica, debido a que el ángulo de hélice de la rosca es pequeño y no tiene gran incidencia en los resultados. Los resultados son presentados para diferentes parámetros de la entalla a realizar, consiguiendo un gran alivio de tensiones en el primer filete de rosca con un maquinado rápido y sencillo.

## 2 METODOLOGIA

Para el análisis de tensiones, el sector del esparrago roscado se modeló en Autodesk Simulation Mechanical con elementos cuadrangulares 2D axilsimétricos. Si bien, la geometría de la pieza no tiene un eje de simetría cilíndrico, debido al ángulo de la hélice roscada, puede modelarse proporcionando una buena estimación despreciando el efecto de la rosca helicoidal ([Chen and Shin, 1999](#)).

En la **Figura 1** la geometría presenta al eje  $z$  como eje de simetría, el estado de carga axial del esparrago, también es un estado simétrico al eje  $z$ . Por lo que se deduce que las tensiones son independientes a la coordenada  $\theta$ .

Consideremos a  $u$ ,  $v$  y  $w$  los desplazamientos en las direcciones  $r$ ,  $\theta$  y  $z$  respectivamente, por simetría los puntos de la pieza que se ubican en el eje  $z$  no sufrirán desplazamiento en el sentido radial  $u_{r=0}=0$ .

Por lo dicho anteriormente, todas las derivadas con respecto a  $\theta$  se anulan, el corrimiento  $v$ , las distorsiones  $\gamma_{r\theta}$  y  $\gamma_{z\theta}$  y las tensiones de corte  $\tau_{r\theta}$  y  $\tau_{z\theta}$  son iguales a cero. Los desplazamientos  $u$  y  $w$  son independientes de  $\theta$ .

En consecuencia, las ecuaciones cinemáticas quedan definidas como:

$$\varepsilon_r = \frac{\partial u}{\partial r} \quad \varepsilon_\theta = \frac{u}{r} \quad \varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z} \quad \gamma_{rz} = \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial r} \quad (1)$$

Por lo tanto, las relaciones tensiones- deformaciones para materiales isotrópicos quedan definidas como:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_r \\ \sigma_z \\ \sigma_\theta \\ \tau_{rz} \end{Bmatrix} = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & 0 \\ \nu & 1-\nu & \nu & 0 \\ \nu & \nu & 1-\nu & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0.5-\nu \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_r \\ \varepsilon_z \\ \varepsilon_\theta \\ \gamma_{rz} \end{Bmatrix} \quad (2)$$

Donde  $E$  es el módulo de elasticidad y  $\nu$  es el módulo de Poisson

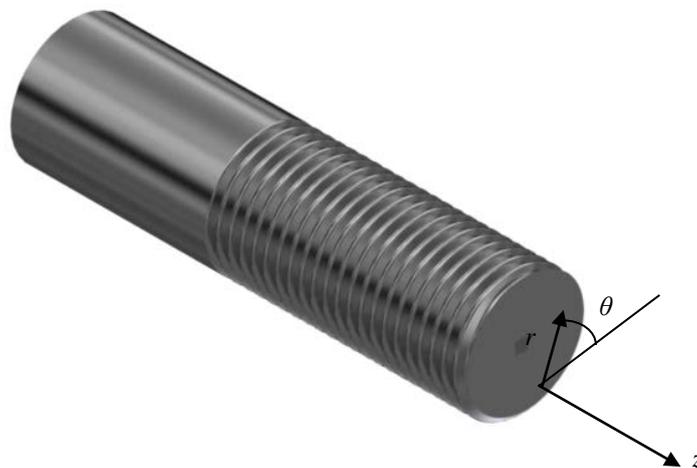


Figura 1: Geometría del esparrago en coordenadas cilíndricas

Definidos  $u(r,z)$  y  $w(r,z)$  como los desplazamientos en las coordenadas  $r$  y  $z$ , es fácil ver que se pueden utilizar las mismas funciones de forma que para los elementos planos (Zienkiewicz and Taylor, 1994)

En la [Figura 2](#) se modela una sección de una barra cilíndrica comercial de 76,2 mm de diámetro con un roscado Withworth DIN 11 de diámetro exterior 76,2 mm (3”).



Figura 2: Rosca Withworth con finalización abrupta, sección axilsimétrica

El mallado 2D permite introducir una mayor cantidad de elementos en la zona en estudio, fondo de rosca, sin realizar un gran esfuerzo computacional en comparación con un estudio 3D.

El material utilizado en los espárragos es acero AISI 4140 bonificado con las propiedades de la [Tabla 1](#):

Material	Módulo de elasticidad [GPa]	Tensión de fluencia [MPa]	Tensión de rotura [MPa]	Módulo de Poissons
AISI 4140 Bonif 3”	205	685	813	0.29

Tabla 1: Propiedades del material

## 2.1 Condiciones de borde y carga aplicada

El espárrago se somete a una tensión de referencia de  $\sigma_n = 100$  MPa en el extremo sin roscar y se restringe la traslación axial en el extremo roscado como se muestra en la [Figura 2](#).

Se determinará el factor de concentración de tensiones  $K$  para cada caso como se indica en la Ec. (3):

$$\sigma_{max} = K \sigma_n \quad (3)$$

## 3 RESULTADOS NUMERICOS.

### 3.1 Ensayo de la rosca sin alivio de tensiones

En el primer estudio se analiza el caso del elemento roscado si ninguna intervención, lo que nos dará un panorama de la situación. Luego de un análisis de convergencia se llega a un modelo con 10600 elementos.

En la [Figura 3](#) se pueden ver las tensiones de Von Mises y la concentración que sufre el primer filete.

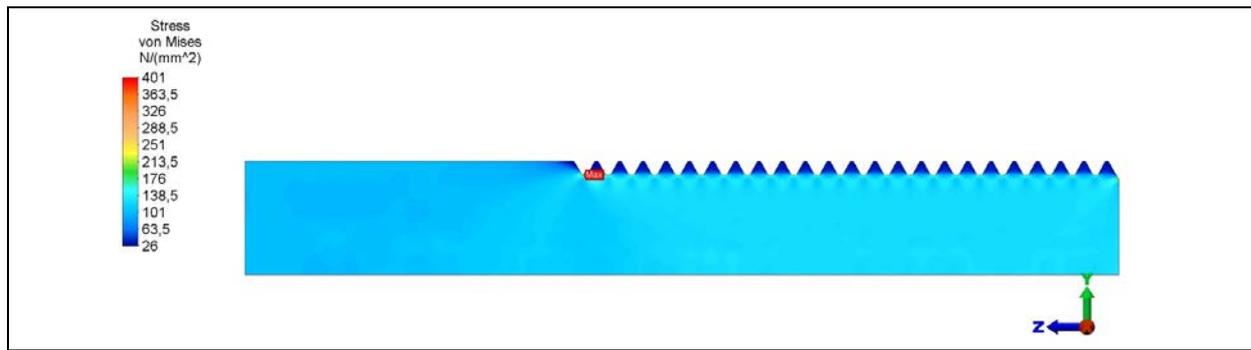


Figura 3: Tensiones de Von Mises en el elemento roscado

Puede observarse del análisis que la tensión en el primer filete de rosca es de 401 MPa mientras que en los demás filetes la tensión ronda los 285 MPa.

En el [Figura 4](#) se puede ver el gráfico con los valores de tensiones máximas en los filetes a lo largo de la rosca, siendo el punto 1 el primer filete de izquierda a derecha:

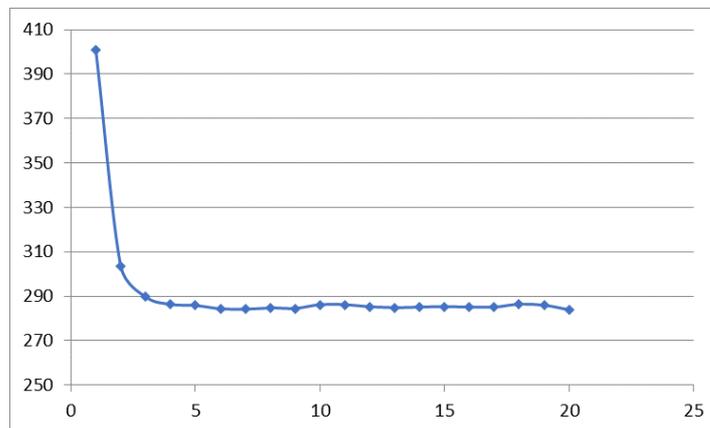


Figura 4: Tensión máx. en el fondo del filete vs Nro. de filete.

En consecuencia, para el caso 1 podemos calcular de la [Fórmula 1](#) que el coeficiente de concentración de tensiones es  $K=4.01$ . Observando la [Figura 4](#) se puede deducir que la tensión objetivo buscada es del orden de los 285 MPa ya que estos son valores propios de la geometría de la rosca.

Para hacer un alivio de tensiones se propone la geometría mostrada en la [Figura 5](#), esta resulta una geometría de simple ejecución tanto en máquinas manuales como en control numérico e insume poco tiempo de maquinado:

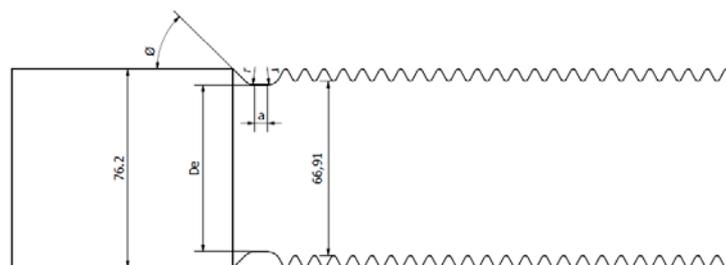


Figura 5: Rosca con alivio de entalla circular

De la [Figura 5](#) vemos que,  $De$  es el diámetro del fondo de la entalla,  $r$  es el radio de acuerdo de la entalla,  $a$  es la longitud de la garganta de la entalla y  $\phi$  es el ángulo de salida de la entalla. En este trabajo no se va a estudiar la incidencia de  $r$  ya que la incidencia de este parámetro está estudiada en bibliografías anteriores (Pilkey et al, 2008)

### 3.2 Ensayo de rosca con alivio de entalla circular con $De=66.91\text{mm}$

En este estudio, al caso anterior se le practicó una entalla con un radio  $r=5\text{mm}$  y  $a=0$  como se indica en la [Figura 6](#). El diámetro del fondo de la entalla es de  $De=66.91\text{ mm}$ , de modo que sea igual que el diámetro del fondo de la raíz que para esa rosca es de  $DI=66.91\text{ mm}$ . El ángulo de salida es  $\phi=90^\circ$ . Este tipo de entalla se logra con una plaquita de corte circular de  $10\text{ mm}$  de diámetro.

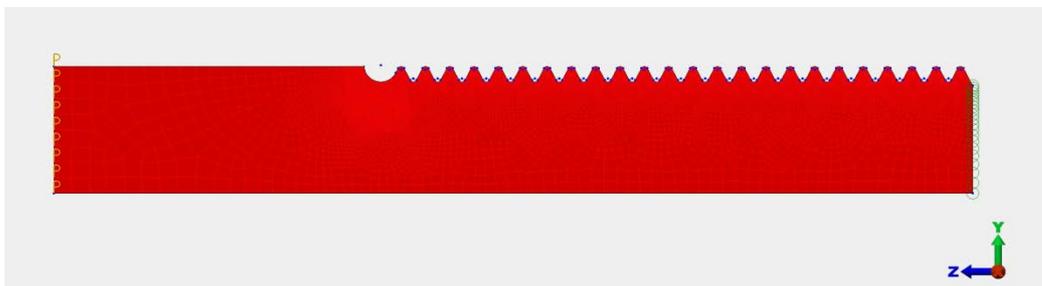


Figura 6: Rosca con alivio de entalla circular con  $De=66.91\text{mm}$

En este caso se produjo un marcado descenso en los valores de tensiones como se puede notar en la [Figura 7](#), aunque con posibilidades de mejora:

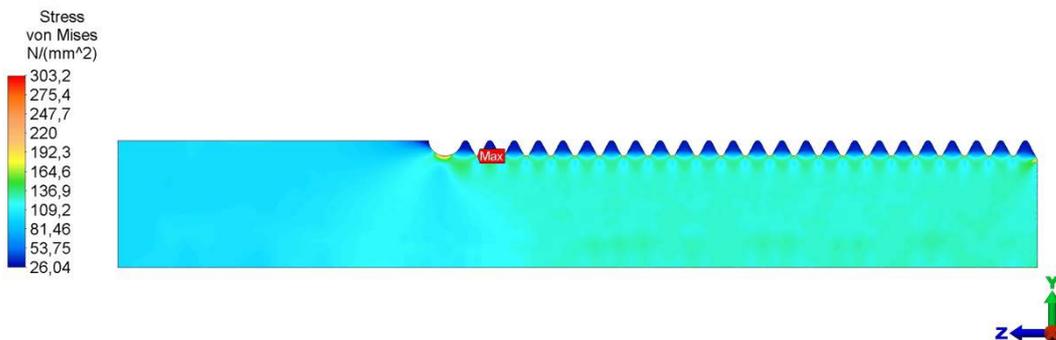


Figura 7: Rosca con alivio de entalla circular. Tensiones de Von Mises

En este caso el factor de concentración de tensiones del primer filete de rosca es  $K=3.03$ . Vemos en la [Figura 8](#), en el grafico que las tensiones en el resto de los filetes siguen siendo del orden de los  $285\text{MPa}$ . En este gráfico y los siguientes, el punto 0 representa la tensión máxima en la entalla y los restantes la tensión máxima de los filetes de izquierda a derecha.

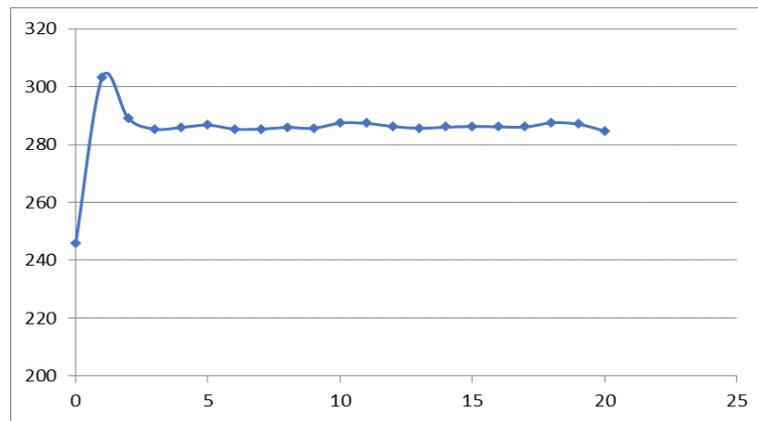


Figura 8: Tensión máx. en entalla y en el filete vs Nro. de filete

### 3.3 Ensayo de rosca con alivio de entalla circular con $De=64\text{mm}$

En este caso se realiza una entalla más profunda,  $De=64\text{mm}$ , dejando los demás parámetros constantes. Con  $r=5\text{mm}$ ,  $a=0$  y  $\phi=90^\circ$  representados en la Figura 9.

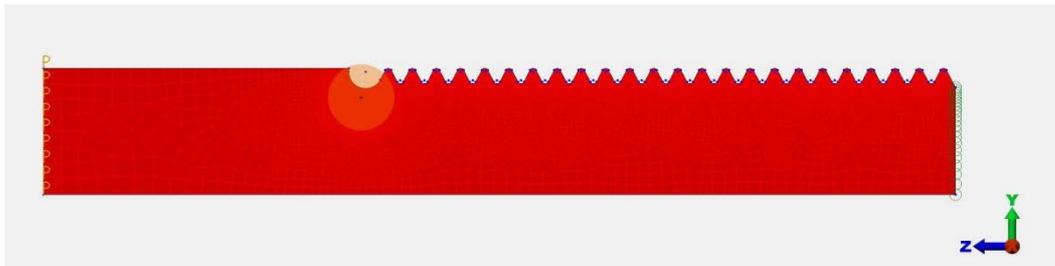


Figura 9: Rosca con alivio de entalla circular con  $De=64\text{mm}$

En la Figura 10 vemos que se redujeron los valores de tensiones, ahora la tensión máxima se encuentra en la entalla, aunque con posibilidades de mejora:

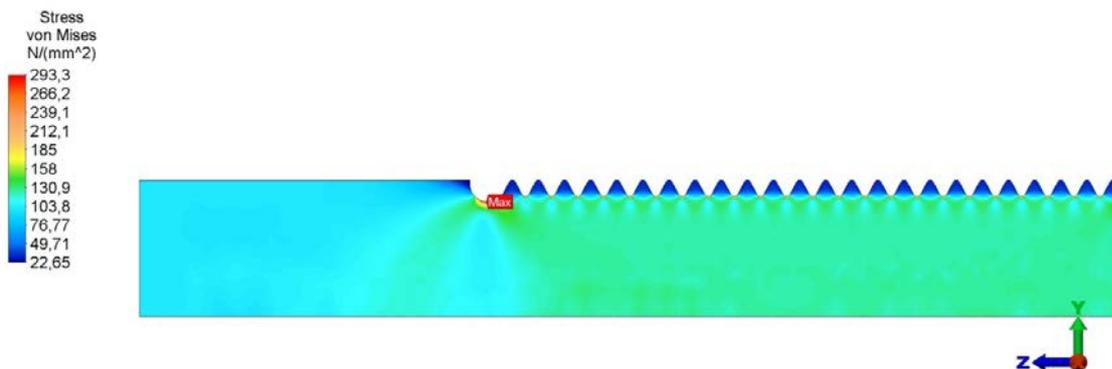


Figura 10: Rosca con alivio de entalla circular con  $De=64\text{mm}$ . Tensiones de Von Mises

En este caso el factor de concentración de tensiones es  $K=2.93$

Vemos en el Figura 11 que las tensiones en los filetes siguen siendo del orden de los 285MPa, aunque pueden disminuirse las tensiones en la entalla.

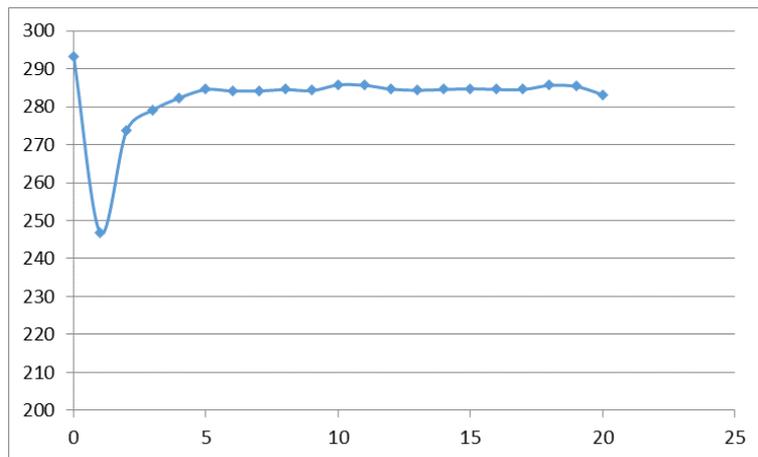


Figura 11: Tensión máx. en entalla y en el filete vs Nro. de filete

### 3.4 Ensayo de rosca con alivio de entalla circular con $De=62$ mm

En este estudio, al caso anterior se le practicó una entalla con un diámetro del fondo de la entalla de  $De=62$  mm, para verificar la sensibilidad de este parámetro. Los demás valores se mantuvieron iguales como se ve en la Figura 12.

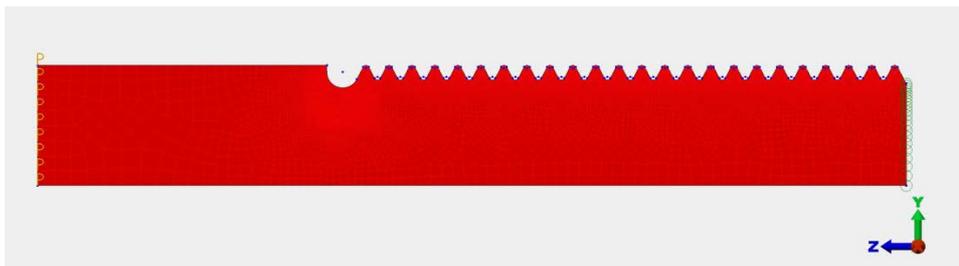


Figura 12: Rosca con alivio de entalla circular  $De=62$ mm

En este caso se produjo un marcado ascenso en los valores de tensiones como se puede notar en la Figura 13, lo que nos da una idea la sensibilidad de este parámetro:

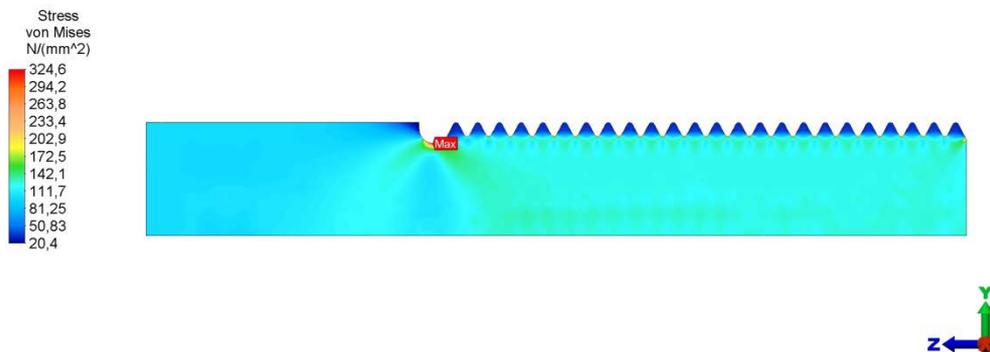


Figura 13: Rosca con alivio de entalla circular  $De=62$ mm. Tensiones de Von Mises

En este caso el factor de concentración de tensiones es  $K=3.25$ .

Vemos en el Figura 14 que las tensiones en los filetes siguen siendo del orden de los 285MPa, aunque la tensión en la entalla es más elevada.

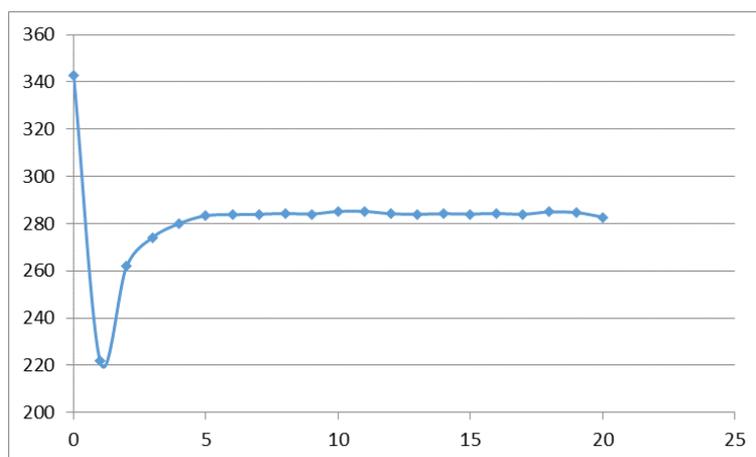


Figura 14: Tensión máx. en entalla y en el filete vs Nro. de filete

### 3.5 Ensayo de rosca con alivio de entalla circular y chaflán a $\phi = 20^\circ, 30^\circ$ y $45^\circ$

De los tres estudios anteriores fijamos el parámetro  $De=64\text{mm}$  y  $r=5\text{mm}$  y vamos a variar el ángulo de salida de la entalla  $\phi$  con  $a=0$  y  $a=5\text{mm}$ .

Los resultados se vuelcan en la [Tabla 2](#):

$a=(\text{mm})$	$\phi(^{\circ})$	$K$	caso
0	45	2.90	A
	30	2.86	B
	20	2.86	C
5	45	2.87	D
	30	2.85	E
	20	2.86	F

Tabla 2: Factor de concentración de tensiones  $K$  para diferentes geometrías

Si bien parece no haber mucha variación en los valores del coeficiente de forma  $K$  de la [Tabla 2](#) para los diferentes parámetros de diseño, podemos observar en el [Figura 15](#) que las tensiones en los filetes no presentan significantes variaciones, aunque si incide en las tensiones en la entalla.

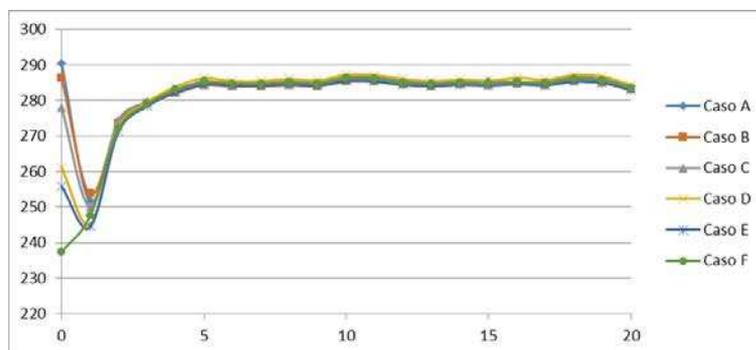


Figura 15: Tensión máx. en entalla y en el filete vs Nro. de filete para los diferentes casos analizados en la [Tabla 2](#).

## 4 CONCLUSIONES

En el estudio 2.1 puede concluirse que las tensiones en el primer filete de la rosca son elevadas llegando a un valor de  $K=4.01$ , mientras que las tensiones en los filetes más alejados toman un valor constante de  $K=2.85$  que es propio de la geometría de la rosca. De donde se deduce que es el valor límite a llegar.

De los estudios 2.2 a 2.3 se deduce que el diámetro de la garganta de la entalla disminuye las tensiones de los primeros filetes, aunque los máximos valores quedan en la entalla y estos crecen a medida que el diámetro  $D$  disminuye.

En el estudio 2.4 se observan en la [Tabla 2](#) relativamente poca variación en el valor de  $K$ . Pero de la [Figura 15](#) puede deducirse que el parámetro  $a$  disminuye las tensiones en la entalla a medida que crece, al igual que el ángulo de salida  $\phi$  cuando disminuye.

## 5 AGRADECIMIENTO

El presente trabajo fue auspiciado/patrocinado por la Universidad Nacional del Sur (UNS) y la Comisión de Investigaciones Científicas de la Provincia de Buenos Aires (CIC). Se desarrolló en el Departamento de Ingeniería y en el Instituto de Ingeniería de la UNS.

## REFERENCIAS

- Govindu, N., Jayanand Kumar, T. and S., V. 'Design and Optimization of Screwed Fasteners to Reduce Stress Concentration Factor', *Journal of Applied Mechanical Engineering*, 4:171(4). doi: 10.4172/2168-9873.1000171,2015.
- Lee, C. H., Kim, B. J. and Han, S. Y. 'Mechanism for reducing stress concentrations in bolt-nut connectors', *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*. doi: 10.1007/s12541-014-0474-y,2014,.
- Majzoobi, G. H. *et al.* 'Improvement of performance of bolt-nut connections, Part I: Simulations', *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*. doi: 10.1177/0954406214525949, 2014a.
- Majzoobi, G. H. *et al.* 'Improvement of performance of bolt-nut connections, Part II: Experimental investigation', *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*. doi: 10.1177/0954406214525950, 2014b.
- Pedersen, N. L. 'Optimization of bolt thread stress concentrations', *Archive of Applied Mechanics*, 83(1), pp. 1–14. doi: 10.1007/s00419-012-0622-8, 2013.
- Pilkey, W. D. and Pilkey, D. F. *Peterson's Stress Concentration Factors, Third Edition*, *Peterson's Stress Concentration Factors, Third Edition*. doi: 10.1002/9780470211106, 2008.
- Venkatesan, S. and Kinzel, G. L. 'Reduction of Stress Concentration in Bolt-Nut Connectors', *Journal of Mechanical Design*, 128(6), p. 1337. doi: 10.1115/1.2336254, 2006.
- Chen, J. J. and Shin, Y. S.: A Study of the Helical Effect on the Thread Connection by Three Dimensional Finite Element Analysis. *Nuclear Engineering and Design*, 191 pp. 109-116, 1999.
- Zienkiewicz, O. C. and Taylor, R. L. *El Método de los Elementos Finitos*, 4ta Edición, McGraw-Hill, 1994.