

Solicitaciones en uniones abulonadas: modelo numérico

Carlos Alberto Bello & Miguel Mattolini & Félix Ruiz

Resumen

El propósito de este trabajo fue validar un modelo numérico, desarrollado con un software de cálculo mediante *Elementos Finitos*, para hacer una comparación con los modelos clásicos que describen la distribución de tensiones en una junta abulonada. Se estudiaron los modelos clásicos establecidos en la bibliografía especializada y el método utilizado fue establecer las pautas generales del proceso de modelación numérica mediante Elementos Finitos, generar un modelo de junta, para este caso una brida y simular la respuesta de tensiones en la junta. Se compararon los resultados del modelado con los modelos clásicos de la bibliografía de uso generalizado determinándose cuales son las condiciones de valides para las aplicaciones de dichos modelos. Los resultados mostraron buena correlación con los modelos clásicos y una mejor tipificación de la distribución de tensiones. A partir de estos trabajos se espera determinar estrategias de modelación y criterios de utilización de simulaciones FEA mediante casos para utilizar y transferir a las cátedras de Elementos de Máquinas y Máquinas y Equipos Industriales de la Universidad Tecnológica nacional, Facultad Regional Mendoza.

Palabras clave: modelo, FEA, rigidez, mallado, tensión, unión abulonada, líneas de isotensión.

Introducción

Las *simulaciones computacionales*, que utilizan modelos matemáticos, tiene un rol cada vez más destacado en ingeniería por lo que toma relevancia entender qué tipo de entidades son estos modelos, como se elaboran y cuál es la validez de los mismos. En ciencia, los modelos representan situaciones conjeturales, pero además, es importante entender que su elaboración implica el uso de restricciones durante el proceso de abstracción

al modelar una realidad, por esto a las afirmaciones que se hacen sobre ellos, antes que verdaderas o falsas, hay que considerarlas como aproximaciones y deben ser evaluadas por su grado de verosimilitud.

Este trabajo considera que los modelos científicos son representaciones u objetos semióticos, está en la línea de investigación dentro de la *concepción representacional* de la *visión semántica*, comparten características con las ficciones, pero siempre asociadas al conocimiento de referentes reales o al estudio de ámbitos de la realidad. A partir de esta concepción, en este trabajo se aborda el estudio de algunos aspectos de las uniones abulonadas, muy utilizadas por la ingeniería mecánica para el posicionamiento y armado de los elementos de máquinas. Estas uniones pueden tipificarse como: a) uniones estructurales y de posicionamiento de baja sollicitación; c) uniones de media sollicitación; d) uniones de alta sollicitación con condiciones de fatiga.

Dentro de estas condiciones de sollicitación se distingue a las piezas unidas mediante los bulones y los bulones mismos. Los modelos establecidos como clásicos que describen a estos dos conjuntos de elementos han sido desarrollados mediante los estudios de Triton y Sorem (1996), y White, basados en estudios foto elásticos y de Tipton y otros (1996).

En este trabajo se han desarrollado dos modelos numéricos, uno para el bulón (tornillo + dos arandelas de distribución de tensiones + tuerca) y otro para la junta donde se han colocado dos placas de acero apretadas simulando un montaje, en este caso solo se ha analizado las configuraciones de sollicitación por el apriete de los tornillos. Debido a lo extenso del trabajo aquí solo se mostrará el estudio de las condiciones de sollicitación en una junta apretada por un bulón.

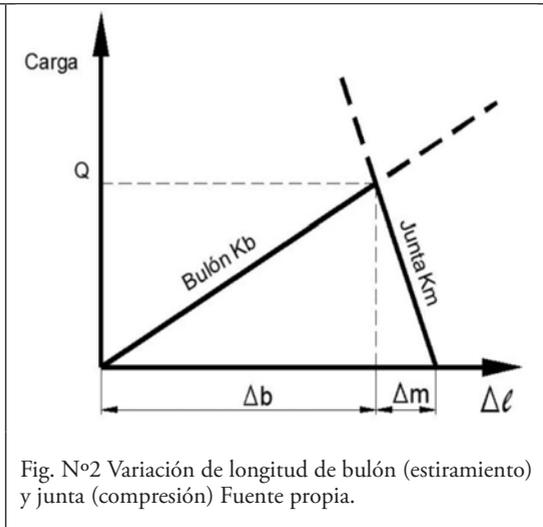
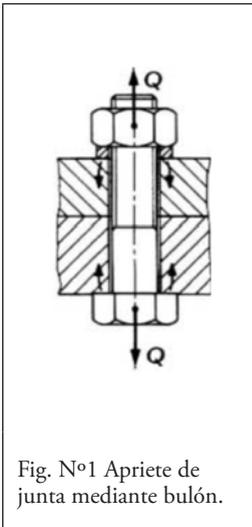
En la década del 60, se desarrollaron estudios de las deformaciones de las piezas montadas en una unión, estos estudios permitieron proponer modelos para determinar la rigidez de los diversos componentes del ensamble. Se definió la constante de rigidez del bulón, k_b determinada como una barra sometida a tracción a partir de las ecuaciones del alargamiento. El problema es distinto para los elementos de la unión, Robert Norton (1999) dice que la pregunta a hacerse respecto a las piezas comprimidas es, ¿Qué cantidad de material sujeto debe incluirse en el cálculo en la rigidez del material k_m cuyo valor se requiere para determinar el factor de rigidez de la unión?

Estos modelos permitieron definir el criterio de la existencia de un valor óptimo en el caso de las uniones sometidas a cargas de intensidad variable.

Cabe destacar que los modelos matemáticos suponen hipótesis simplificadoras tales como que la pieza es de un material homogéneo, isótropo y elástico, por lo tanto el valor de la tensión obtenida depende sólo de la forma geométrica. Esto implica que el efecto de las discontinuidades de los materiales reales no se tiene en cuenta.

Se pretende demostrar que la utilización de métodos numéricos permite desarrollar modelos que describen en forma eficiente la distribución de tensiones en las piezas de la unión abulonada.

Si se considera un montaje como el de la figura N°1, donde hay dos placas sujetas por un bulón (con o sin arandelas). El bulón se estira una cantidad Δ_b , las placas se comprimen una cantidad Δ_m , ver figura 2. Estas dos deformaciones se consideran en el eje del bulón y la suma es igual al desplazamiento axial relativo de la tuerca y del tornillo. Suponiendo que todas las partes están trabajando con elasticidad lineal y en analogía con los resortes, como se expresa en las ec. N° 1 y 2, podemos establecer su rigidez que estará asociada al volumen de material bajo tensión y sus características elásticas, ver fig. N°1 y 2.



La rigidez del bulón y de las placas:

$$K_b = \frac{Q}{\Delta_b} \quad K_m = \frac{Q}{\Delta_m} \quad \text{Ec. 1 y 2}$$

Modelo de Rötischer

Rötischer (Fratschner, 1969), sobrestima la rigidez de la unión y plantea que el material a considerar son dos conos truncados, opuestos por la base mayor con su inicio en el apoyo de la tuerca o la cabeza del tornillo. El semiángulo de dichos conos lo supone de 45° , esta estimación está basada en las consideraciones de tensiones de corte en un material dúctil, solamente sometido a compresión. Admite que por debajo de la cabeza del tornillo y de la tuerca, debido a la compresión originada por la carga inicial se forman unos conos de influencia con una abertura de 45° y que solo el material situado dentro de estos conos, participa de la deformación elástica, el área y la rigidez se expresan en las ecuaciones 3 y 4 y responden a las fig. N° 3 y 4.

$$A_p = \frac{\pi}{4} [(D + l)^2 - D^2] \quad \text{Ec. 3}$$

$$\frac{1}{K_p} = \frac{1}{A_p} \left[\frac{l_1}{E_{p1}} + \frac{l_2}{E_{p2}} + \dots \right] \quad \text{Ec. 4}$$

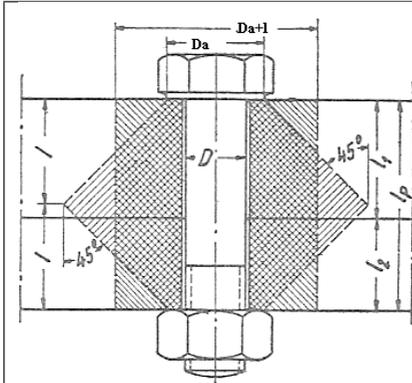


Fig. N°3 Conos del material de la unión que definen la rigidez de la junta. Fuente Fratschner, "Elementos de Máquinas".

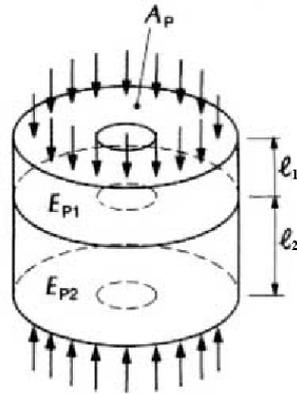


Fig. N°4. Simplificación del modelo para el cálculo de la rigidez. Fuente ídem.

Esto permite entonces definir la rigidez, considerando una tensión media aplicada al material de los conos. Estos modelos se encuentran en la bibliografía específica sobre el diseño de máquinas (Seely, 1967), como así también en los criterios para el diseño de elementos de máquinas que plantea Norton (2011), también el compendio de estudios de concentración de tensiones que hizo Peterson (1974), los estudios de Leven y Hartman, Wilson y White, basados en estudios foto elásticos y de Tipton y otros (1996).

Modelo de Shigley

Shigley (2008) menciona que Ito (1977), ha determinado la distribución de tensión en la unión de los elementos y utilizó una técnica de ultra-sonido. Mediante este modelo se determinó que la tensión permanece alta hasta una profundidad de 1,5 diámetros del bulón. Sin embargo, la tensión disminuye mientras más alejada esté del bulón. Shigley, expresa que el método es muy complicado, el establece un ángulo fijo de cono que permite simplificar el modelo y determinar la rigidez de la junta, ver Fig. N°5.

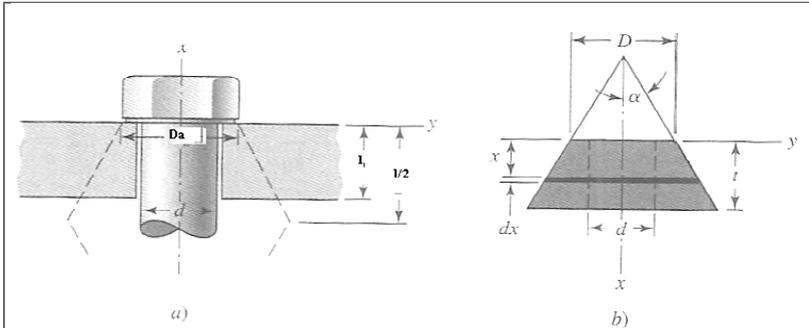


Fig. N°5 Modelo de Ito simplificado por Shigley. Fuente (Shigley, 2008)

Así la rigidez de este tronco de cono con es:

$$K = \frac{Q}{\delta} = \frac{\pi \cdot E \cdot d \cdot \text{tg}\alpha}{\ln \frac{(2 \cdot t \cdot \text{tg}\alpha + D_a - d)(D_a + d)}{(2 \cdot t \cdot \text{tg}\alpha + D_a + d)(D_a - d)}} \quad \text{Ec. 5}$$

Si $\alpha = 30^\circ$, se convierte en:

$$K = \frac{0,5774 \pi \cdot E \cdot d}{\ln \frac{(1,15 \cdot t + D_a - d)(D_a + d)}{(1,15 \cdot t + D_a + d)(D_a - d)}} \quad \text{Ec. 6}$$

Esta última ecuación debe resolverse por separado para cada tronco de cono de la unión, para luego aplicar la ecuación:

$$\frac{1}{K_p} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} + \dots + \frac{1}{K_n} \quad \text{Ec. 7}$$

Definir los conos de rigidez permite determinar cuál es el área de apriete efectivo en la junta, lo que permite hacer una distribución de

bulones acorde al trabajo de la unión e incluso hacer consideraciones de estanqueidad.

Modelo de Norton

Norton (2011) introduce un estudio mediante FEA (Finite Element Analysis) realizado por Grosse y Mitchell (1990), donde se analiza la distribución de los esfuerzos sobre las piezas abulonadas, en este estudio se determina que los conos se deforman y toman la forma de un barril, ver las figura N°6 y 7, este estudio es del tipo axisimétrico simplificado para el bulón y para la junta. Esta técnica utiliza una placa plana que es fácil de modelar y considera al sólido como la revolución de la placa respecto del eje de simetría, la solución es muy económica desde el punto de vista de los recursos informáticos y permite mallado muy eficientes, que dan como resultado un número de elementos bajo, que en el sólido total sería muy elevado. Es una simplificación e introduce restricciones que en la mayoría de los casos pueden obviarse, su utilización debe ser analizada cuidadosamente.

El cálculo de la rigidez se vuelve muy complejo utilizando esta configuración, por ello se sigue utilizando el modelo de los conos como simplificación eficiente.

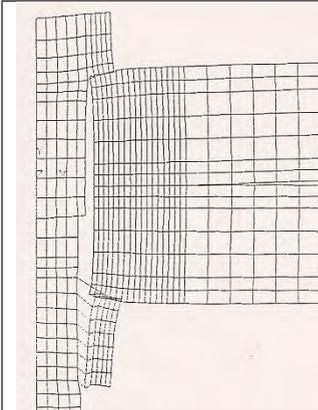


Fig. N°6 Deformación en la unión por la precarga, Fuente Grosse & Mitchell (1990).

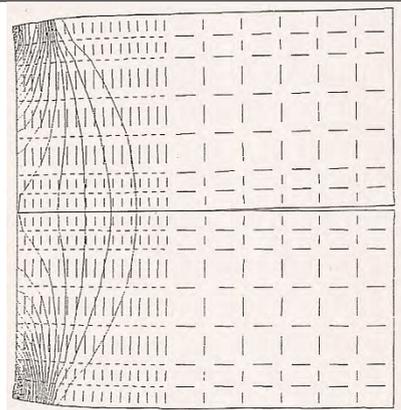


Fig. N°7 Deformación en las placas por la precarga y distribución de tensiones.

Modelado mediante FEA

En la construcción de un modelo de la mecánica del sólido mediante FEA, se inicia el proceso con la generación de la geometría, lo que también se denomina modelo geométrico, objeto modelo o sólido CAD y la definición de las condiciones de contorno del sistema a modelar. Esta geometría debe cumplir algunos requisitos, el más importante es que pueda ser discretizada eficientemente, esto quiere decir que pueda ser dividida en pequeños elementos de dimensión pequeña (finita), que serán representados por puntos y relacionados con sus vecinos por vínculos (malla) donde se cumplen las propiedades del material. Para cumplir esta necesidad de mallar, normalmente se requieren modificaciones a la geometría del CAD. Tales modificaciones pueden tomar la forma de simplificación, de idealización, y/o de limpieza.

- a) Simplificación: refiere al proceso de suprimir o de quitar detalles de la geometría, características insignificantes para el análisis, tal como chaflanes externos, redondos, insignias, etc.
- b) Idealización: presenta un ejercicio más agresivo que puede llevarnos a salirnos de la geometría real de la pieza, por ejemplo, al representar las paredes finas como superficies.
- c) Limpieza: se requiere porque la geometría a mallar debe ser de mayor calidad que el modelado de un sólido. Para la limpieza, podemos utilizar las herramientas del control de calidad para detectar problemas tales como caras sin espesor, entidades múltiples, intersecciones, que el modelo CAD podría tolerar, pero hacen el mallado difícil o imposible.

Como puede apreciarse, el modelo en condiciones de ser sometido a un estudio de simulación es una representación muy acotada de la realidad o posible realidad (un diseño) a la cual se refiere, si no se controla todo este proceso en forma eficiente, esta representación puede no ser lo suficientemente válida para obtener resultados que predigan el comportamiento del sistema estudiado.

Las modificaciones a la geometría que se han enunciado permiten un proceso de discretización más simple y un tiempo más corto de cálculo, pero si no se hacen con cuidado introducen restricciones a la validez del modelo y la interpretación de los resultados.

Luego de crear un modelo geométrico y haberlo procesado con los criterios expuestos, los programas especializados en el tratamiento de es-

tos modelos permiten crear un estudio donde se define el tipo de análisis a realizar y se introducen las ya mencionadas condiciones de contorno: 1) definir las propiedades físicas del sólido (los códigos comerciales traen bibliotecas de estas propiedades pero también podrían ser obtenidas mediante ensayos o estudios); 2) agregar las condiciones de sujeción o vínculos, lo que permite definir los grados de libertad del sistema; 3) aplicar las sollicitaciones al modelo geométrico; 4) generar la discretización o mallado, proceso que también puede ser controlado; 4) configurar y ejecutar el *solver* que hace la resolución del modelo y genera los archivos de resultados (utilización de la aplicación de teorías de falla); 5) análisis de los resultados y preparación de las presentaciones para su interpretación.

Con los criterios expuestos se ha generado el modelo de una unión bridada donde las placas de unión son de igual espesor y responden a una unión estructural. Se simplificó el modelo utilizando como lugar del estudio de las sollicitaciones en uno de los agujeros de la brida, el apriete que produce el bulón se representó por la carga superior sobre la arandela y una unión rígida en la arandela inferior, las arandelas se han colocado para representar una transferencia de acciones entre elementos elásticos, cosa que no hubiera sucedido si se simula la carga y unión rígida, directamente sobre la brida, Para garantizar la estabilidad del modelo se ha adicionado una sujeción deslizante sobre caras cilíndricas sobre el cuerpo del tubo estructural.

Los criterios de simplificación y de limpieza determinan entonces las particularidades de este modelo, como ya se conoce este pasa a ser una ficción (representación) muy particular (específica de la realidad o posible realidad). No es una realidad en sí misma, y puede ser cambiada y reconfigurada tantas veces sea necesaria (en el caso de un diseño) donde el único costo es el los tiempos y recursos del trabajo de simulación.

La simulación con el mallado adaptativo utiliza el criterio de iteraciones guiadas por la variación de tensión encontrada en el cálculo, cambiando la malla según estos, para aumentar la densidad de elementos en los lugares de alta variación y disminuir los mismos donde no hay variación, obteniéndose una optimización de elementos y por consiguiente del tiempo de proceso, ver fig. N°8.

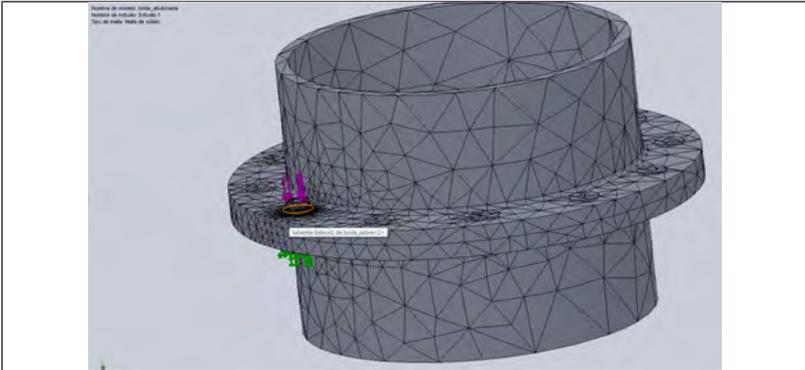


Fig. N°8 Mallado con control adaptativo, fuente propia.

Mallado con control manual, en el que el usuario define el lugar y los parámetros de malla, ver fig. N° 9.

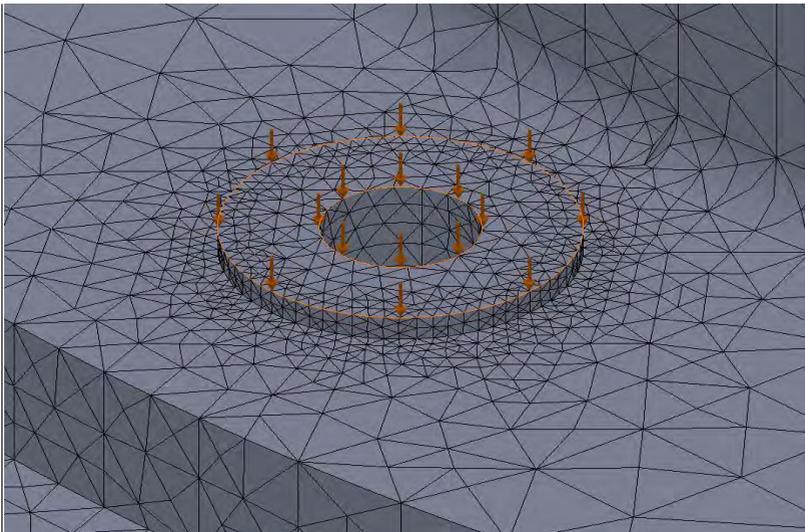


Fig. N°9. Mallados con control manual, fuente propia.

Resultados

El cálculo mediante el *solver* determina los valores de tensión promedio para cada nodo, obtiene los máximos y la cantidad de bucles redefine la malla refinando en donde las diferencias de tensión entre nodos adyacentes son grandes.

Mediante la utilización de los modos de visualización (pos proceso), con la elección del sistema de visualización de tensiones mediante líneas de isotensión y planos de corte se puede visualizar la configuración de la distribución de tensiones en la junta.

Un análisis inicial de junta con canaleta de sello se han determinado las formas de la distribución de esfuerzos como muestra la figura N°11, se verifica que la distribución se corresponde con el modelo de Norton, como el de la fig. N°10, siendo la forma de un barril el material que determina la rigidez de la junta.

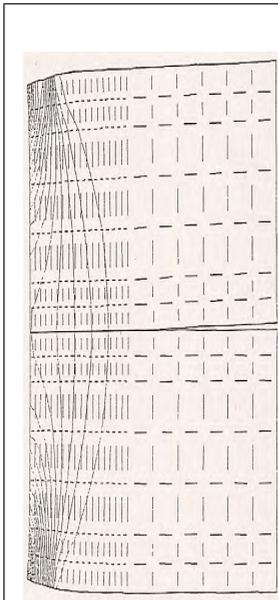


Fig. N°10 Líneas de isotensión, modelo de Grosse & Mitchell. Fuente: Norton.

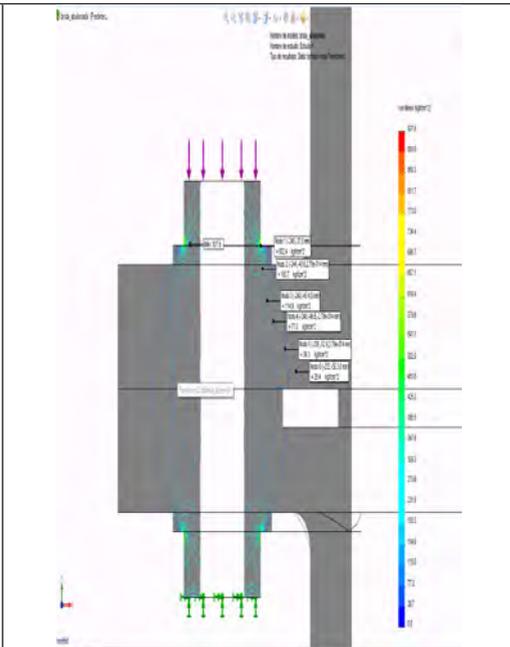


Fig. N°11 Líneas de isotensión en el modelo de junta mediante *Solver* "Cosmos". Fuente propia.

Esta primer simulación pone en evidencia dos cosas: a) un estudio con afino de malla muy exhaustivo hace énfasis en mostrar más la zona del concentrador donde hay una variación importante de la tensión, por lo que se desmerece la visualización de distribución general de tensiones; b) se vuelve importante en este caso poder generar un modelo menos simplificado que represente mejor el área de distribución general de tensiones, ver fig. N°12 y tabla N°1.

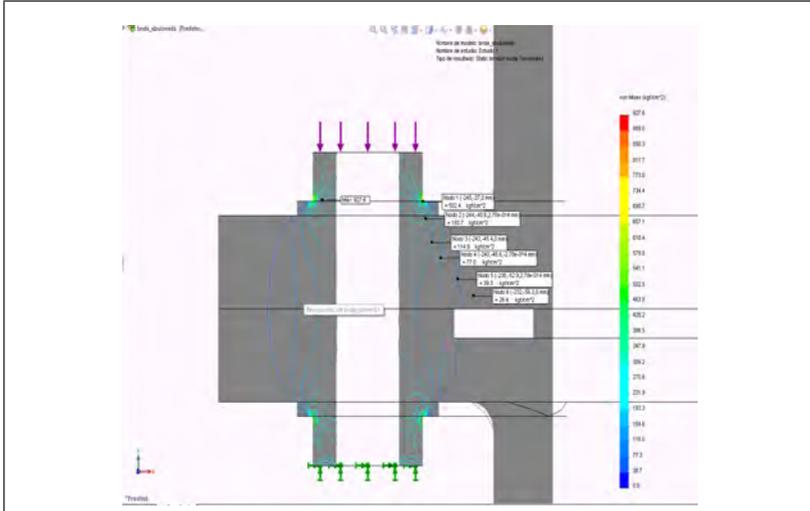


Fig. N°12: Configuración de tensiones mediante líneas de isotensión y valores de las solicitaciones. Fuente propia

Distribución de las tensiones		
Nodo N°	Tensión Kgf/cm ²	Observación
1	502,4	Zona donde la cabeza del tornillo produce un concentrador de tensiones
2	193,7	Zona debajo de la arandela y visualización del efecto de distribución de las tensiones que produce esta

3	114,9	Distribución de tensiones que determina un volumen con forma de barril
4	77,0	
5	39,3	
6	29,4	Zona donde ya no se considera el efecto del bulón

Tabla N°1: Valores de tensión en la configuración. Fuente propia.

Los datos de tabla N° 1 muestran como del nodo 3 al 1 hay un salto del 400%, como fue expuesto. Para este caso se ha hecho una comparación de los modelos que puede verse en la figura N° 13 donde se puede apreciar que el modelo de Shigley (conos a 30°) es más eficiente para mostrar las condiciones de tensión en la zona media de la junta, el modelo de Rötischer lo hace mejor en la zona de transferencia del esfuerzo por la Arandela distribuidora de carga con un ángulo de 45°.

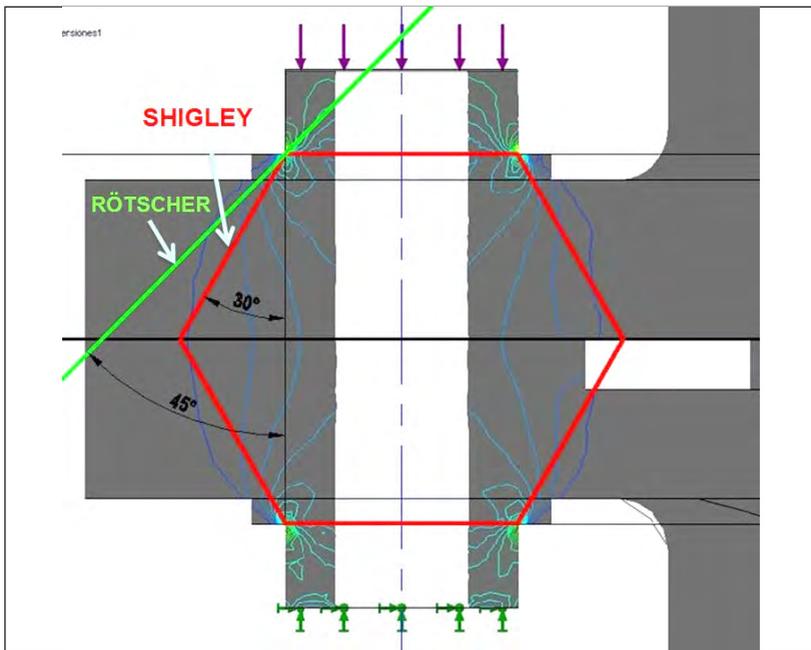


Fig. N°13: Comparación de modelos para la junta simulada.

Discusión

Un trabajo más eficiente utilizando los criterios expuestos nos lleva a una simulación cuyo resultado muestra mejor la forma del volumen interesado en la rigidez de la junta, con un manejo más eficiente del mallado, evitando mostrar excesivamente las variaciones en la zona del concentrador, dando como resultado una mejor visualización de la distribución general de tensiones, ver fig. N°14.

La comparación de los resultados nuevos con los modelos analizados de la bibliografía siguen afirmando las condiciones de concordancia con lo obtenido en el modelo inicial. La nueva figura obtenida del volumen de material afectado a la rigidez es más, se mantiene la consideración de la forma de barril.

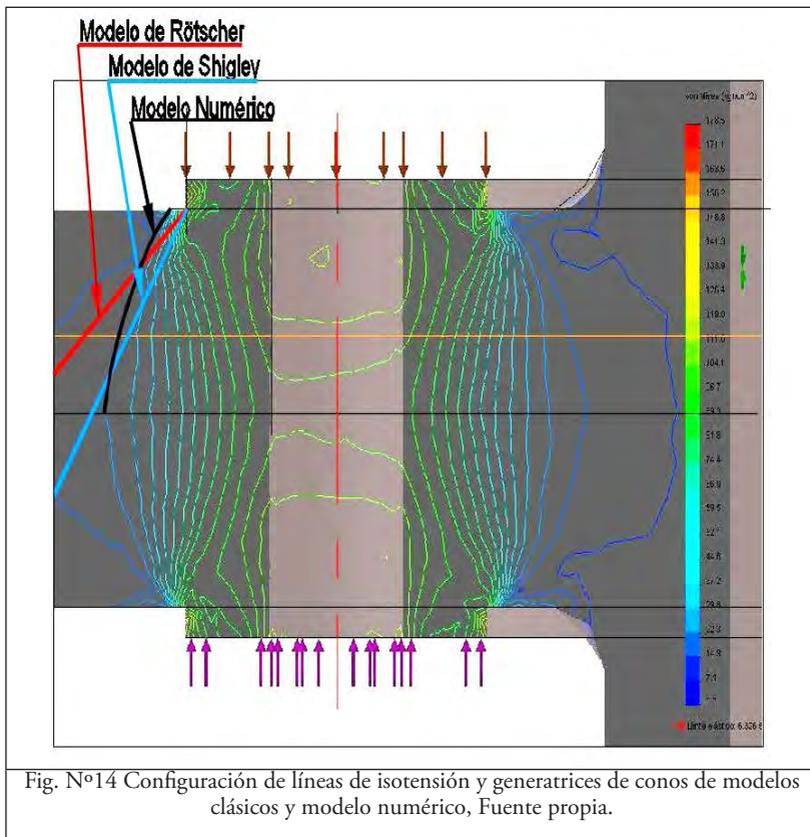


Fig. N°14 Configuración de líneas de isotensión y generatrices de conos de modelos clásicos y modelo numérico, Fuente propia.

La validez de este modelo puede verificarse mediante el gráfico de convergencia que obtenido del *solver*, ver fig. N°15.

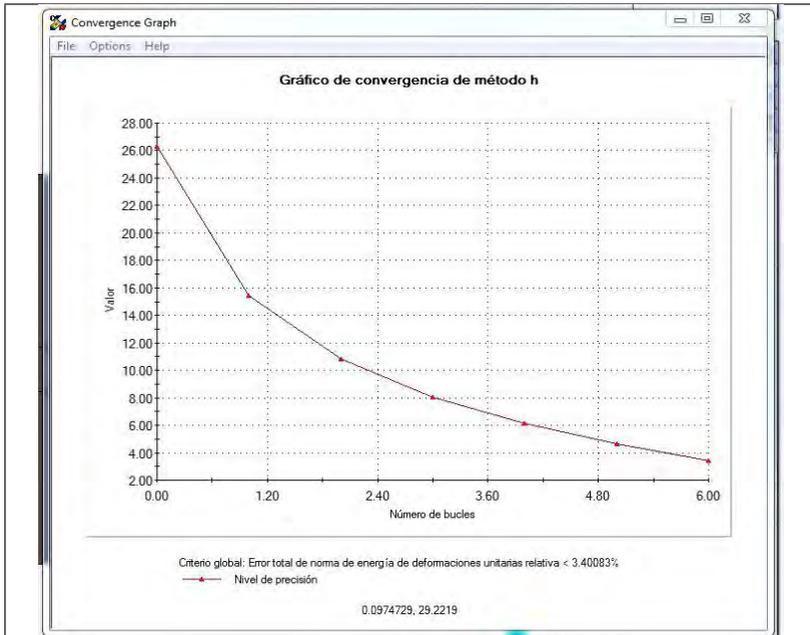


Fig. N°15: Gráfico de convergencia del método h, valor del error total para la energía de deformación unitaria específica. Fuente propia.

Este gráfico muestra la disminución del error total para la utilización del método de mallado adaptativo, haciendo las consideraciones de mantener una malla fina inicial sin agrandar la malla en los lugares donde la diferencia es baja, esta estrategia solo afina la malla en la zona del concentrador pero mantiene un nivel de visualización de tensiones en zonas de baja variación.

Debe hacerse mención que esta estrategia fue posible utilizarla debido a las simplificaciones iniciales de simular solo un agujero de la brida lo que mantuvo en número bajo de nodos totales durante los bloques de afinado de malla.

La fig. N°16 muestra una simulación donde se utilizó una simplificación haciendo una unión rígida sobre la arandela inferior, se hizo una primera resolución adaptativa lo que permitió observar que la unión rígida

afectaba el modo como la arandela distribuidora modificaba la distribución de tensiones, este problema muestra que al hacer la cara de la arandela fija, no se permite cambiar de forma a esta cara lo que no sucede en la realidad y se genera una configuración de tensiones asociada a la elástica de deformación donde esa cara está fija, esta simulación se abandonó y se cambió la unión rígida por fuerzas opuestas a las de la cara superior, representando la acción de la tuerca, dando los resultados anteriormente expuestos concordante con los modelos de la bibliografía.

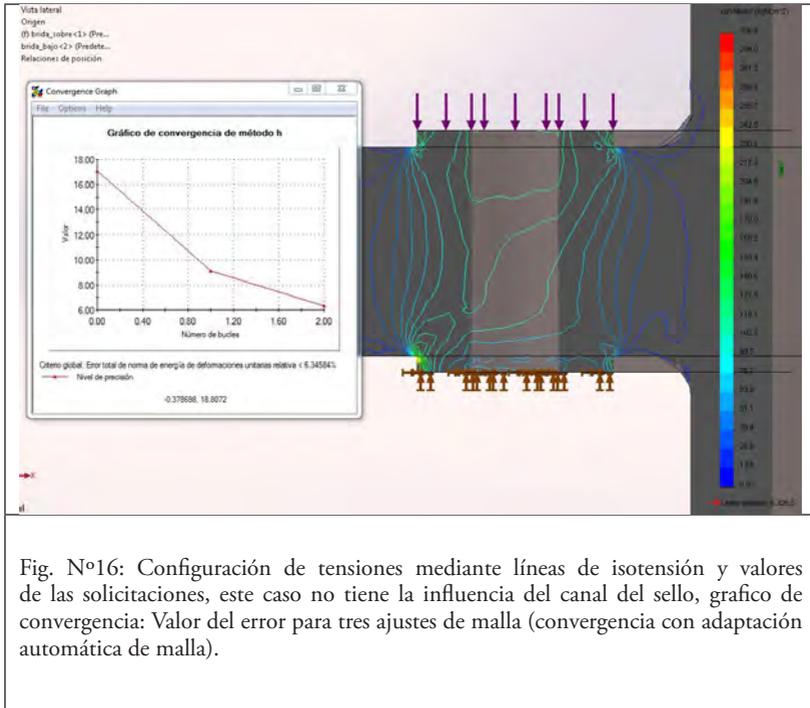


Fig. N°16: Configuración de tensiones mediante líneas de isotensión y valores de las solicitaciones, este caso no tiene la influencia del canal del sello, grafico de convergencia: Valor del error para tres ajustes de malla (convergencia con adaptación automática de malla).

Conclusiones

La comparación de las curvas obtenidas por este estudio con los modelos de la bibliografía, muestra una similitud con el modelo de desarrollado por Grosse & Mitchell que se expone en Norton (2011).

La modelación mediante FEA requiere de un exhaustivo análisis de las condiciones de trabajo de las piezas modeladas, aplicación de criterios de teorías de falla y elástica de deformaciones y herramientas de representación de dichos criterios en los modelos simulados.

Queda de manifiesto que modelar mediante FEA elementos elastorre-sistenciales requiere experiencia en el análisis condiciones de contorno.

El control de mallado manual requiere experiencia y suele dar como resultado un mayor tiempo de proceso, el mallado adaptativo puede ser muy eficiente si se conoce y controlan la correcta modelación de entallas y cambios de forma.

Una simplificación descuidada dará como resultado un modelo fuera de validez que puede ser engañoso.

Queda la necesidad de un análisis de las tensiones medias del modelo con capas con forma de barril, para determinar la rigidez de la junta, deberá hacerse un modelo de análisis de los volúmenes en capas con compresiones diferenciadas.

Bibliografía

- FRATSCHNER, O. (1969). *Elementos de Máquinas*. Barcelona: Gili S.A.
- GROSSE, I., & MITCHELL, L. (Setiembre de 1990). *Nonlinear Axial Stiffness Characteristics of Aximmetric Bolted Joints*. Transaction of the ASME, 112, 442.
- ITO, Y. (1977). *Interfase pressure distribution in a bolt-flange assembly*. ASME(77-WA/DE-11).
- NORTON, R. L. (2011). *Diseño de Máquinas. Un enfoque integrado*. Barcelona: Pearson Edaucación.
- SHIGLEY, J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica*. México D.F.: McGraw Hill.
- TRITON, S., & SOREM, J. R. (1996). *Updated Stress-Concentration Factors for Filleted Shafts in Bending and Tension*. ASME Journal of Mechanical Desing, vol 118, núm. 3 , 321-327.