

ANÁLISIS DE UNIONES ATORNILLADAS MEDIANTE FEA (DUCTOS, VARILLAS DE BOMBEO)

José A. Santelli, ESSS Argentina S.A.,
Calle Baltimore 645 X5105AHG Villa Allende (Córdoba), Argentina
jose.santelli@esss.com.ar

Sinopsis

La mayoría de los proyectos mecánicos tienen como meta el desarrollo de diversos componentes que se unen entre sí, formando un ensamblaje, dispositivo y/o mecanismo; éste debe ejercer adecuadamente la función para la cual fue proyectado. La unión entre estos componentes puede ser realizada por encastre, pegado, soldadura, remaches, tornillos, etc. La unión atornillada es una opción muy habitual, debido a la versatilidad y control en el montaje y facilidad para el desmontaje/mantenimiento de los componentes. Sin embargo, analizar por elementos finitos (FEA) un proyecto con todo el detalle de una conexión atornillada incluyendo la rosca puede resultar bastante costoso, por lo que se pueden adoptar diferentes estrategias para mantener el foco del análisis en el proyecto en vez de en la unión atornillada. Este trabajo tiene como objetivo describir dichas estrategias. Además, un segundo objetivo es investigar las tensiones en los filetes de las roscas de uniones atornilladas, para lo cual se repasarán las principales formas de trabajar en el ANSYS Mechanical, para ello hará uso de ejemplos de ductos de transporte de hidrocarburos líquidos y de varillas de bombeo de petróleo. Al final, se expondrán los argumentos que sostienen el uso de algoritmos de aproximaciones a la rosca real (Bolt Thread Correction), en reemplazo del modelado del filete completo. Se concluye con una disertación acerca de cómo trabaja el algoritmo de aproximación.

Palabras clave: Uniones atornilladas, Elementos finitos, Contactos, Rosca, Fricción.

Desarrollo

Sinopsis.....	1
Introducción.....	3
Descripción de algunos trabajos previos tomados como Referencia en uniones atornilladas.....	4
Descripción de algunos trabajos previos tomados como Referencia en uniones atornilladas (Cont.)	5
Investigación sobre la tensión en los filetes de rosca.....	5
Modelado de las uniones atornilladas por FEA	7
Caso de estudio – Tubería NPS12 para transporte de Hidrocarburos Líquidos	10
Caso de estudio - Condiciones de borde	11
Tramos con cargas de Compresión solamente	12
Tramos con cargas de compresión y/o flexión.....	14
Tramos con cargas de tracción y/o flexión	16
Consideración de la precarga.....	17
Consideración del estado de contacto en la unión	18
Estado de contacto de la unión atornillada - Resultados.....	19
Consideración de la rosca	22
Pruebas con Modelo de rosca real	24
Resultados Modelo de rosca real	25
Pruebas con algoritmo de corrección por rosca	26
Caso de estudio – Rosca con carga de alta intensidad	28
Modelado del caso de estudio varilla de bombeo	29
Resultados – Varilla de bombeo	30
Resultados – Varilla de bombeo (Cont.).....	31
Resultados – Varilla de bombeo (Cont.).....	32
Conclusiones generales.....	33
Breve Cv	34
Bibliografía	35

Introducción

El montaje atornillado es un tipo de unión ampliamente utilizado y conocido que se utiliza de forma universal: posicionamiento y armado de elementos de máquinas, montaje de estructuras metálicas, unión de bridas en cañerías, etc. La forma de rosca de mayor antigüedad conocida es debida a Joseph Whitworth, que la hizo adoptar por el instituto de ingenieros civiles de Inglaterra en 1841.

En el análisis de uniones atornilladas por elementos finitos, el principal objetivo es verificar el comportamiento de la unión, o sea, comprobar si la unión se abre o no se abre, o bien comprobar si se desliza o no se desliza (tornillos trabajando al corte). Para evitar un consumo innecesario de recursos computacionales y mantener el foco del análisis en la unión en sí, no se suelen modelar los bulones/tuercas/roscas/arandelas en todo su detalle.

Asimismo, la sollicitación sobre las partes unidas puede ser de baja intensidad (como por ejemplo en estructuras metálicas), media (como por ejemplo en la unión atornillada de fijación de una bomba) o alta intensidad (en el caso de una varilla de bombeo de un pozo de petróleo), factor éste que hace que la precisión de los resultados sobre el tornillo en sí, vaya en aumento. El analista, según su criterio, necesitará mayor o menor precisión en el cálculo de tensiones del tornillo.

En el presente trabajo se ensayará una descripción gradual de diferentes casos de análisis de uniones atornilladas, de menor a mayor complejidad.

Tal como se verá en la exposición de casos de estudio, se puede ahorrar mucho tiempo de cálculo si se prepara el modelo de Análisis de Elementos Finitos (FEA), adaptado a las cargas de trabajo a las que está sometida la unión:

- Cargas de compresión
- Cargas de compresión y flexión
- Cargas de tracción y/o flexión

Además de la forma de trabajo de la unión, se deben también tener en cuenta las siguientes consideraciones:

- Precarga: Independientemente de la estrategia adoptada para el modelado de los tornillos, se debe modelar la precarga. Se describirá brevemente el método que utiliza el software ANSYS para la simulación de la precarga de tornillos.
- Estado del contacto en una unión atornillada: Se analizarán los estados tensionales cuando la precarga es suficiente, y cuando no es suficiente (tornillo trabajando al corte).
- Consideración de la rosca: Se analizarán tres casos: La rosca como contacto, la rosca con “bolt thread correction”, y la rosca real. Se disertará sobre cómo trabaja el algoritmo de “Bolt thread correction” del software ANSYS. Así se intentará describir cómo trabajan los filetes de rosca en una unión atornillada.

Descripción de algunos trabajos previos tomados como Referencia en uniones atornilladas

En la Referencia ⁱ se destaca el rol que tienen las simulaciones computacionales en ingeniería, y a su vez contiene una valiosa recopilación sobre los modelos de deformaciones en las piezas afectadas por la unión atornillada. A continuación se mostrarán los principales modelos de zona afectada por unión atornillada:

- Modelo de Röttscher: 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.

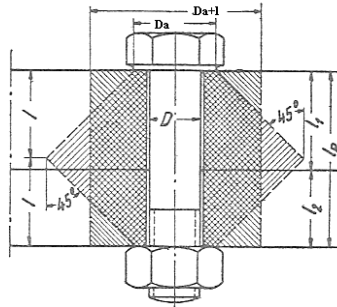


Figura 1. Conos de material afectado por tensiones en las piezas sujetas por la unión atornillada.

- Modelo de Shigley: la tensión permanece alta hasta una profundidad de 1,5 diámetros del bulón.

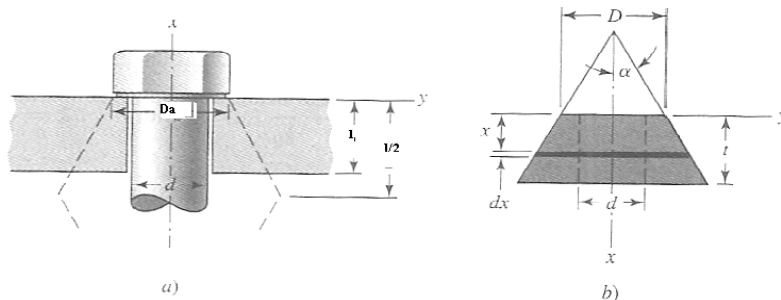


Figura 2. Modelo de Shigley basado en técnicas de ultra-sonido.

- Modelo de Norton: La zona afectada toma la forma de barril.

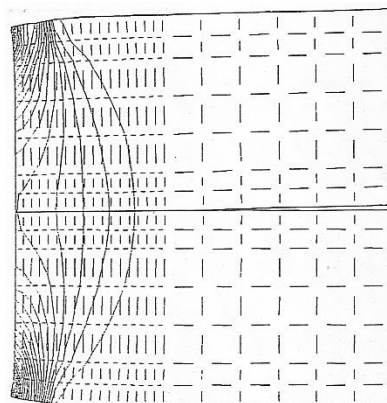


Figura 3. Modelo de Norton, basado en análisis FEA.

Descripción de algunos trabajos previos tomados como Referencia en uniones atornilladas (Cont.)

En la Referencia ⁱⁱ se analiza la deformación en los tornillos y tuercas, debido a la precarga. En la Sección 10 del libro, titulada “Uniones roscadas y tornillos de potencia”, se tratan los conceptos básicos de las uniones atornilladas: Tipos de rosca, rendimiento, apriete, selección para cargas estáticas, selección para fatiga, etc. En particular, es de interés del presente trabajo la sección 10.4, “Tensiones estáticas en la rosca”.

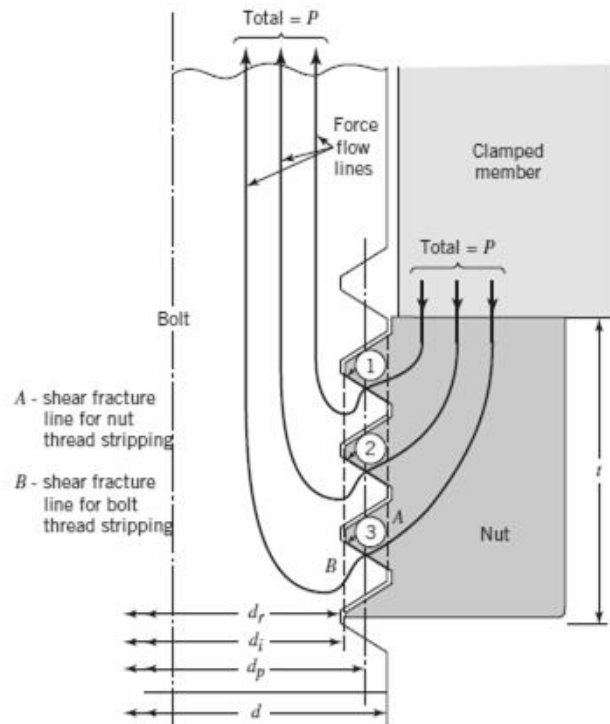


Figura 4. Flujo de fuerzas en la unión atornillada entre tornillo, tuerca y componente sujetado.

En la figura anterior no se aprecia que el filete superior es el que recibe el flujo de fuerza más intenso, pero sí se ve que el camino de carga a través del filete superior es más corto, y va aumentando gradualmente en los filetes siguientes.

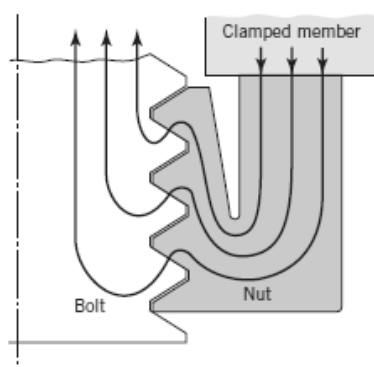


Figura 5. Tuerca especial con flujo de fuerza optimizado.

En la figura anterior puede apreciarse cómo debería ser la forma de la tuerca para tender a equilibrar el flujo de fuerza a través de los filetes de rosca, y así equilibrar el camino de carga uniformemente para todos los filetes.

Investigación sobre la tensión en los filetes de rosca

Carga axial

En el presente trabajo se intentará cuantificar, en el caso de cargas axiales, cuál es la diferencia en el flujo de fuerzas entre los primeros filetes y los últimos filetes. Para ello, nos valdremos del análisis por elementos finitos, que arrojará resultados en éste sentido.

En la Referencia ⁱⁱ se describe que la distribución de la tensión *no* es uniforme debido a efectos como por ejemplo la flexión de los dientes trabajando como vigas en voladizo, o diferencias de fabricación.

Un estudio más detallado de la Figura 4 revela:

- La carga es compartida por los tres filetes como miembros portadores de carga redundantes. El camino de carga más corto es a través del filete 1.
- La carga aplicada causa que la los filetes del tornillo estén en *tracción*, mientras que los filetes de la tuerca/agujero trabajen a la *compresión*. Esto hace que, en los desplazamientos, el tornillo tienda levemente tener un mayor paso, mientras que en la tuerca se produce el efecto inverso, el paso tiende a ser menor. Esto hace que se alivie la carga en los filetes posteriores.

Para solventar éste problema, se han desarrollado las siguientes tres ideas:

- Hacer la tuerca de un material menos rígido que el tornillo (o sea, menos módulo E). De esta manera, tender a compensar la tendencia del paso.
- Hacer que los pasos sean teóricamente iguales después de aplicada la carga, o sea, manufacturar la tuerca/agujero con un paso levemente mayor.
- Manufacturar la tuerca según la imagen mostrada en la Figura 5. Este diseño tiende a equilibrar el paso del primer filete del tornillo con el paso del primer filete de la tuerca, al trabajar ésta también en tensión en ésta región.

Modelado de las uniones atornilladas por FEA

Para la realización de los trabajos descriptos en las secciones subsiguientes, se utilizó el Solver de ANSYS versión 17.2, de acuerdo a los siguientes casos:

Modelos 3D:

Se utilizaron modelos de elementos finitos tipo SOLID186 de Ansys. A continuación se muestra una descripción de dicho elemento:

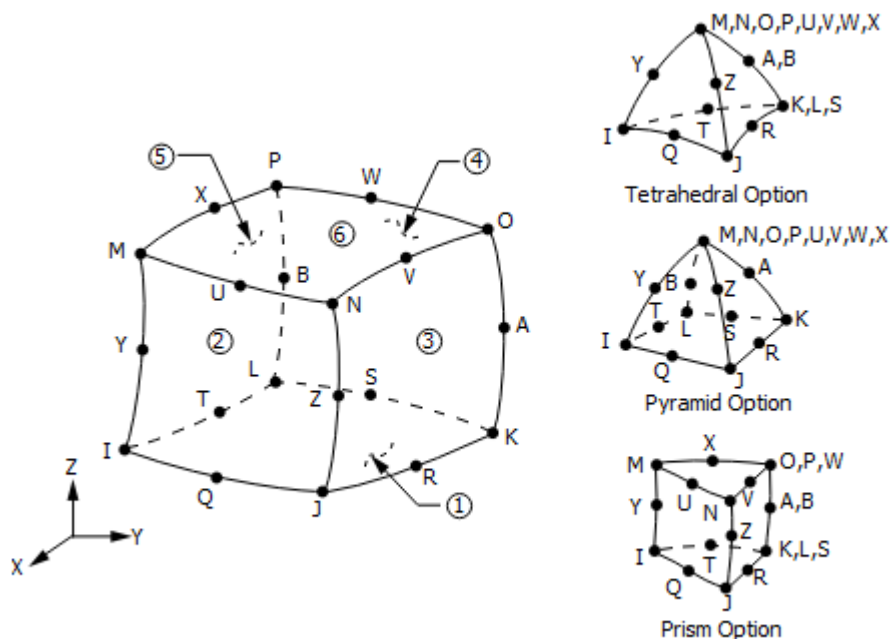


Figura 6. Elemento sólido tipo SOLID186 de ANSYS v17.2 utilizado en los modelos 3D del presente trabajo.

Este elemento finito es de orden superior, lo que significa que describe el desplazamiento con funciones cuadráticas, y está formulado para modelar materiales sólidos homogéneos como el caso del acero, adaptándose perfectamente a mallas irregulares.

Modelos 2D:

Para el caso de los modelos 2D axil simétricos, se utilizó el elemento finito PLANE183 de ANSYS v17.2. La descripción es la siguiente:

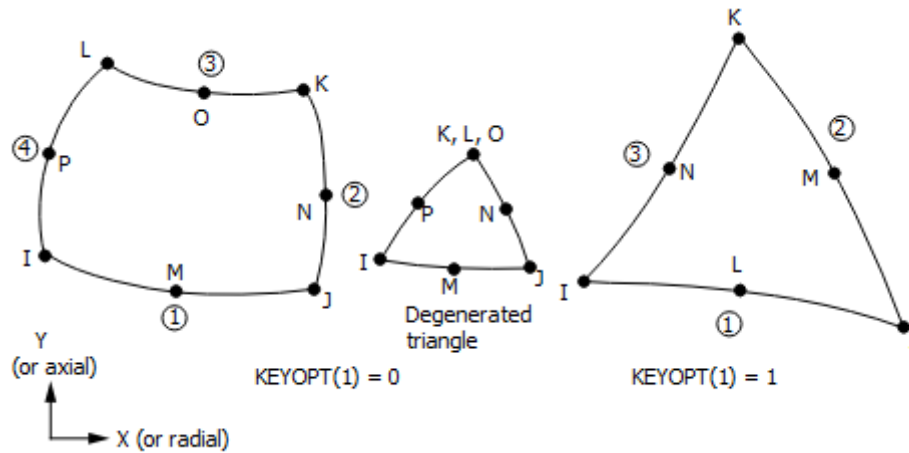


Figura 7. Elemento finito tipo PLANE183 de ANSYS Mechanical v17.2 utilizado en los modelos 2D del presente trabajo.

Elemento finito de orden superior, que representa los desplazamientos con funciones cuadráticas, adaptable a formas de malla irregulares. Tiene capacidad de modelar elasticidad, plasticidad, así como otros fenómenos de diversa índole más allá del alcance del presente trabajo.

- Zonas de interacción entre tornillos, tuercas y partes:

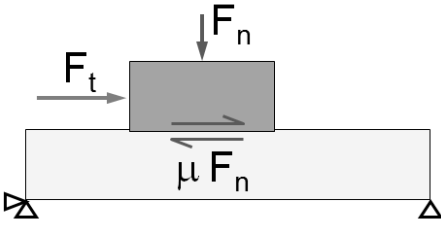
Se utilizó tecnología de contacto con fricción:

- Friction is accounted for with Coulomb's Law:

$$F_{\text{tangential}} \leq \mu \cdot F_{\text{normal}}$$

where μ is the coefficient of static friction

- Sliding will occur only if tangential force $F_{\text{tangential}}$ exceeds $\mu \cdot \text{Normal}$



ANSYS

Figura 8. En el contacto con fricción entre las partes, se define un coeficiente estático, y las partes pueden estar pegadas o bien deslizándose. No se consideró un coeficiente de fricción dinámico para el presente trabajo.

El algoritmo de cálculo que utiliza ANSYS para establecer el contacto, es del tipo Augmented Lagrange:

- **Augmented Lagrange:** A penalty based method that “augments” the pure penalty calculation with a extra Lagrangian term:

$$\text{Augmented Lagrange: } F_{\text{normal}} = k_{\text{normal}} x_{\text{penetration}} + \lambda$$

- Because of the extra term λ , the augmented Lagrange method is less sensitive to the magnitude of the contact stiffness k_{normal} .
- Augmented Lagrange is the default formulation used for *Program Controlled* option

ANSYS

Figura 9. Formulación Augmented Lagrange para el contacto de ANSYS.

En la fórmula mostrada en la figura anterior, se ve que hay un término Lambda que hace que el algoritmo no dependa tanto de la rigidez de contacto, lo que lo hace muy estable y es un algoritmo ampliamente utilizado en cálculos mecánicos.

Caso de estudio – Tubería NPS12 para transporte de Hidrocarburos Líquidos

Las uniones atornilladas en las bridas de cañerías, pueden considerarse de intensidad *media*, siendo los principales desafíos la pérdida de precarga (aflojamiento) de los tornillos, fatiga, corrosión, y en algunos casos de alta intensidad, existe también el estudio de propagación de grietas.

A continuación se presenta una geometría NPS12 con conexiones tipo Piping de tubo de 12 pulgadas: contiene caños rectos, unión T, codos, y bridas con agujeros para uniones abulonadas.

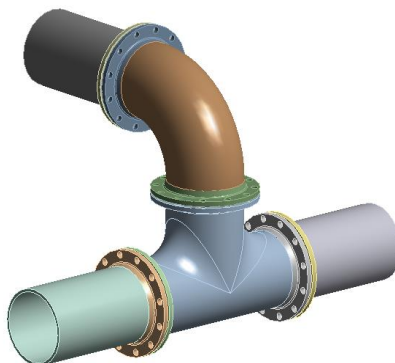


Figura 10. Modelo de Piping para estudiar diferentes casos de carga.

El modelo de la figura anterior consta de una T, un codo, y tres elementos de cañería, unidos mediante bridas.

El modelo se realizó en CAD mediante sólidos 3D.

Propiedades de material

A la tubería y a las bridas se les aplicó propiedades de material a todos de Hierro Estructural tipo ASTM A500 “Steel, grade B, round structural tubing”. No se consideraron las disminuciones por soldadura.

Densidad	7850	Kg/m ³
Coef. de expansión térmica	1,2E-05	°C ⁻¹
Módulo de Young	2e5	MPa
Coeficiente de Poisson	0,3	
Tensión de Fluencia	250	MPa
Tensión de Rotura	460	MPa

Tabla 1. Propiedades físicas y mecánicas del Hierro Estructural (ASTM A500).

En el caso de los tornillos, se aplicaron las siguientes propiedades de material según ASTM F568M “Class 8.8”

Tensión de Fluencia	580	MPa
Tensión de Rotura	800	MPa

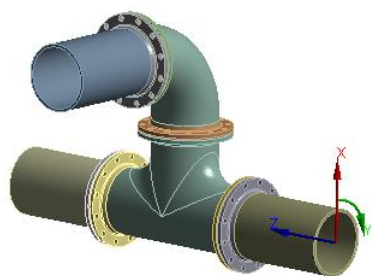
Tabla 2. Propiedades mecánicas de los tornillos tipo “High Tensile bolts”.

Caso de estudio - Condiciones de borde

En el modelo se aplicaron restricciones para analizar las tensiones según ASME B31.4 Part 5 (Flexibilidad en tuberías).

Se aplicaron al modelo restricciones cinemáticas de manera de representar una línea restringida, de manera de que absorba de forma representativa las cargas de expansión.

A continuación se muestra una restricción representando un apoyo:

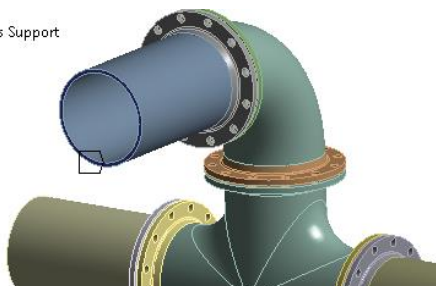


X Component	Free
☐ Y Component	0, mm (ramped)
☐ Z Component	0, mm (ramped)

Figura 11. Restricción del extremo derecho del tramo recto de la tubería (sólo está libre en el grado de libertad x).

A continuación se muestran las otras dos restricciones, que a diferencia de la restricción anterior, representan una simplificación del modelo, o sea un plano transversal a modo de apoyo simple, y de ésta manera tener en cuenta el efecto restrictivo del resto de las líneas:

■ Frictionless Support



■ Frictionless Support 2

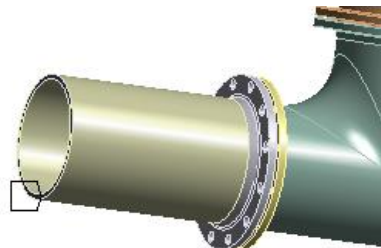


Figura 12. Restricciones cinemáticas de tipo apoyo simple en el codo superior y en el tramo recto izquierdo de la tubería.

Luego se aplicó una carga térmica de 60°C, representando una condición sobre una temperatura de referencia de 22°C.

■ Thermal Condition: 60, °C

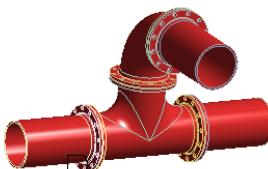


Figura 13. Carga térmica de 60°C sobre toda la estructura.

Por último se aplicaron distintas interacciones entre partes (Contacto) según cada caso de estudio.

Tramos con cargas de Compresión solamente

Si la región de la unión atornillada estuviese sometida a cargas de compresión, o sea, una parte es empujada contra la otra, entonces no hay necesidad de considerar los tornillos. Para este caso, la utilización del contacto tipo “Bonded”¹ representa adecuadamente el comportamiento de la unión.

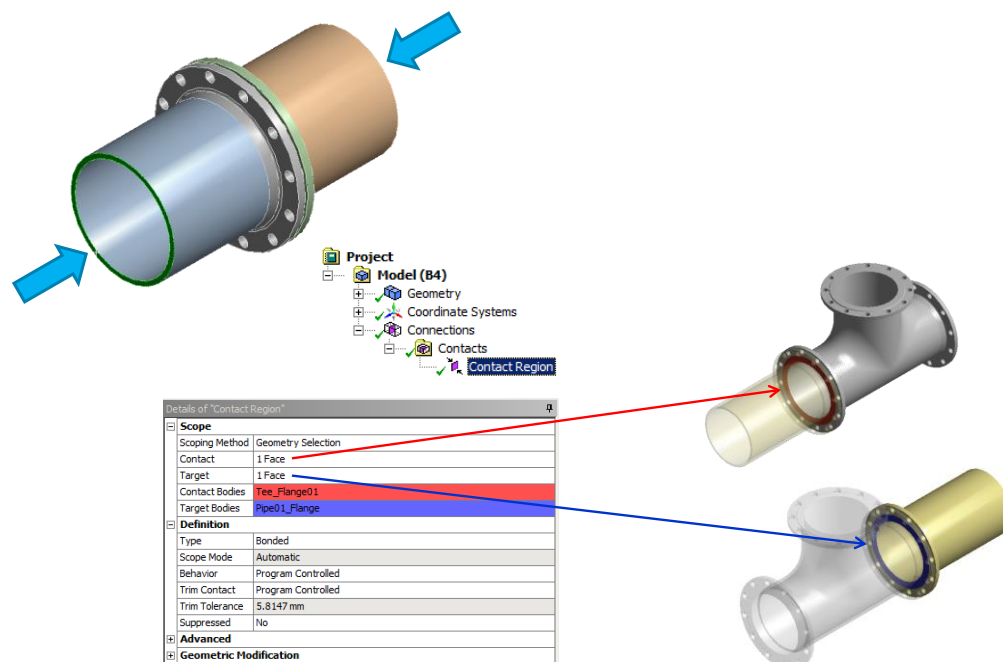


Figura 14. Cargas de compresión.

Las figuras siguientes muestran la tensión resultante de la expansión térmica de un tramo de tubería:

¹ El contacto de ANSYS tipo “Bonded” es una formulación de contacto lineal, en el cual los nodos seleccionados en ambos cuerpos no tienen posibilidad de deslizarse o separarse, y entran en contacto en posición pegada.

B: Bonded Flange

Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1

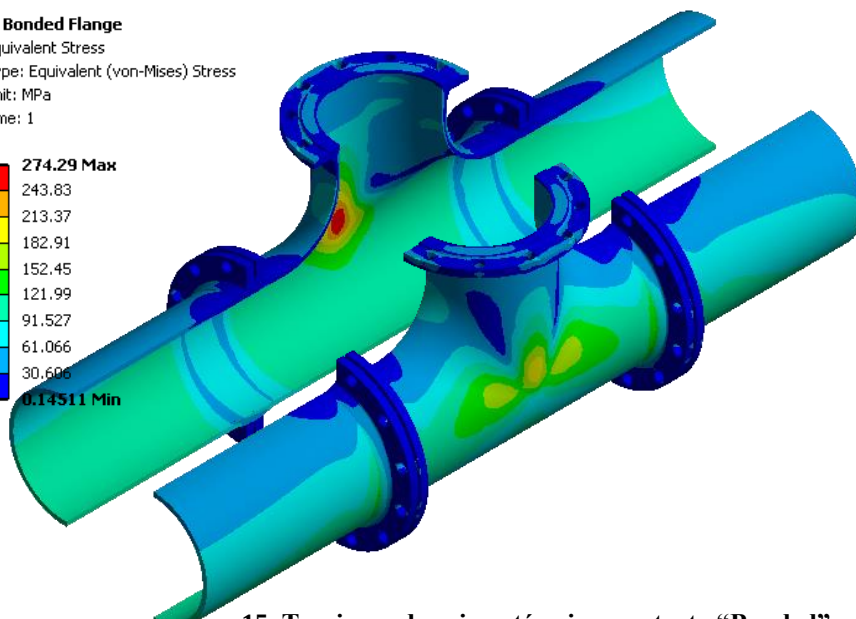
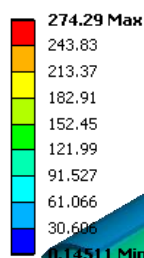


Figura 15. Tensiones de origen térmico, contacto “Bonded”.

C: Nonlin Contact Flange

Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1

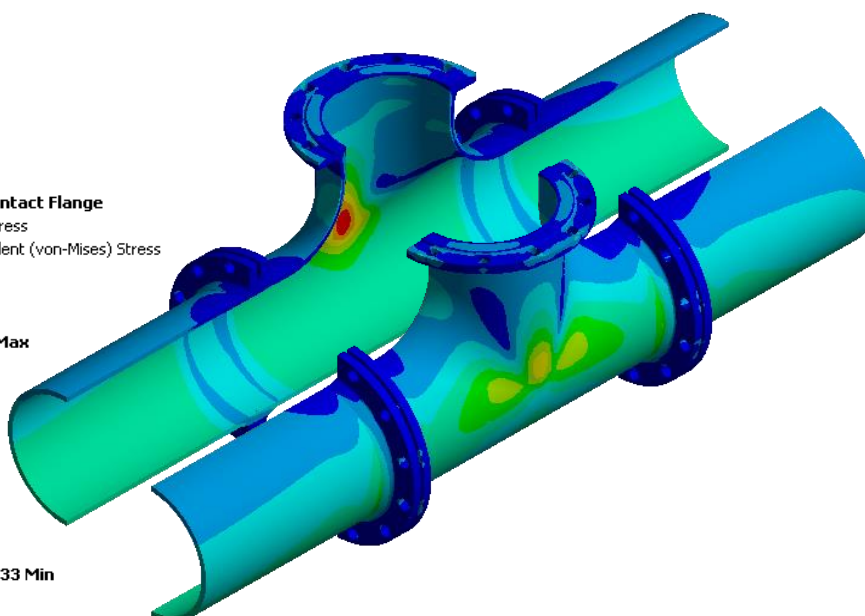
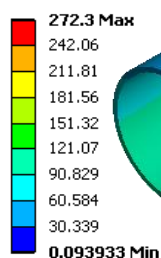


Figura 16. Tensiones de origen térmico, contacto “Standard”²

En la Figura 15 se utilizó un contacto tipo “Bonded” entre las bridas, y en la Figura 16 se utilizó un contacto “Standard” con fricción y vigas para simular los tornillos. Los resultados de ambos modelos son muy similares, pero el tiempo de cálculo fue 5 veces mayor.

² El contacto “Standard” de ANSYS es el contacto con fricción, que permite deslizamiento con coeficiente estático de fricción, y separación entre las partes en contacto, si se produjese.

Tramos con cargas de compresión y/o flexión

Al añadir el codo en la parte superior de la unión en T, y aplicar carga térmica, se generarán esfuerzos de torsión en la parte inferior de la T, y esfuerzos de flexión en la parte superior.

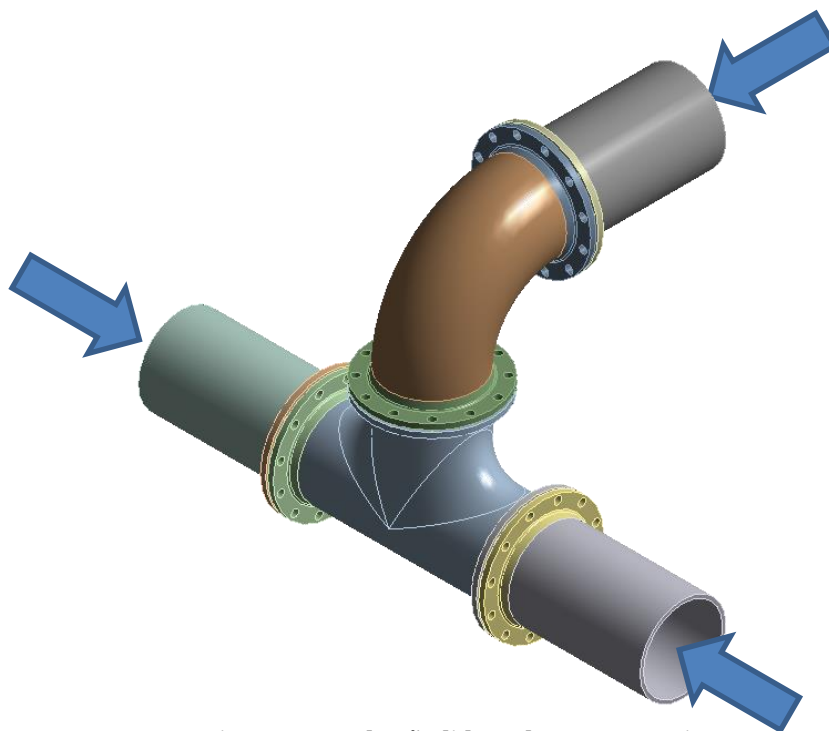


Figura 17. Codo añadido en la parte superior.

Al observar el estado de tensión de la estructura, la diferencia entre el modelo con las bridas con contacto “Bonded” y con contacto “Standard” no lineal es pequeña, como se puede observar en la figura siguiente:

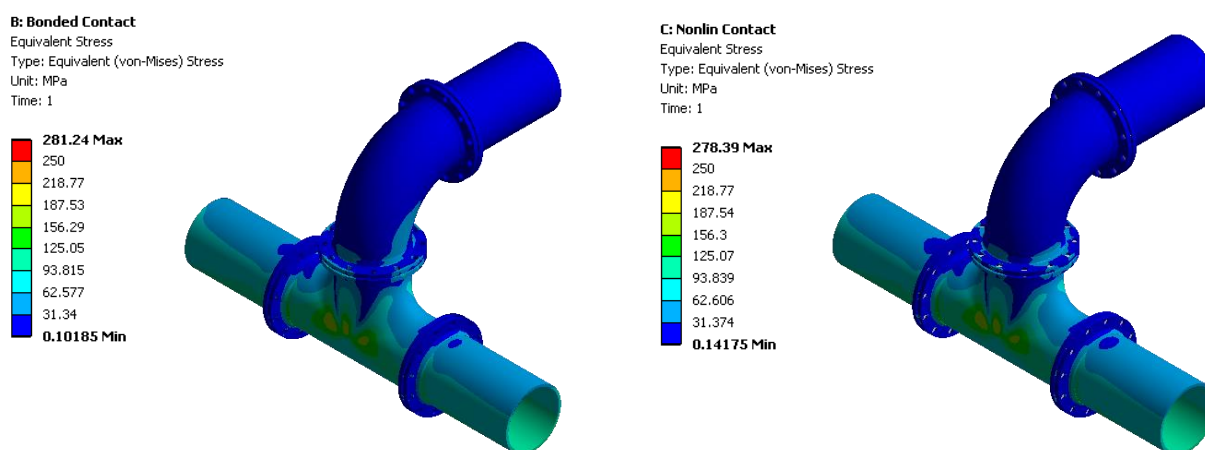


Figura 18. Comparación entre las tensiones de origen térmico al variar la formulación de contacto de “Bonded” (izq.) a “Standard” (derecha).

No obstante, al observar detalladamente la parte curvada del ducto (codo), donde la carga de flexión es predominante, se nota una diferencia en las respuestas del modelo. En este caso, donde la flexión es predominante frente a la compresión, la selección de un contacto “Bonded” puede no representar adecuadamente el comportamiento, siendo así, el contacto no-lineal sería lo más adecuado.

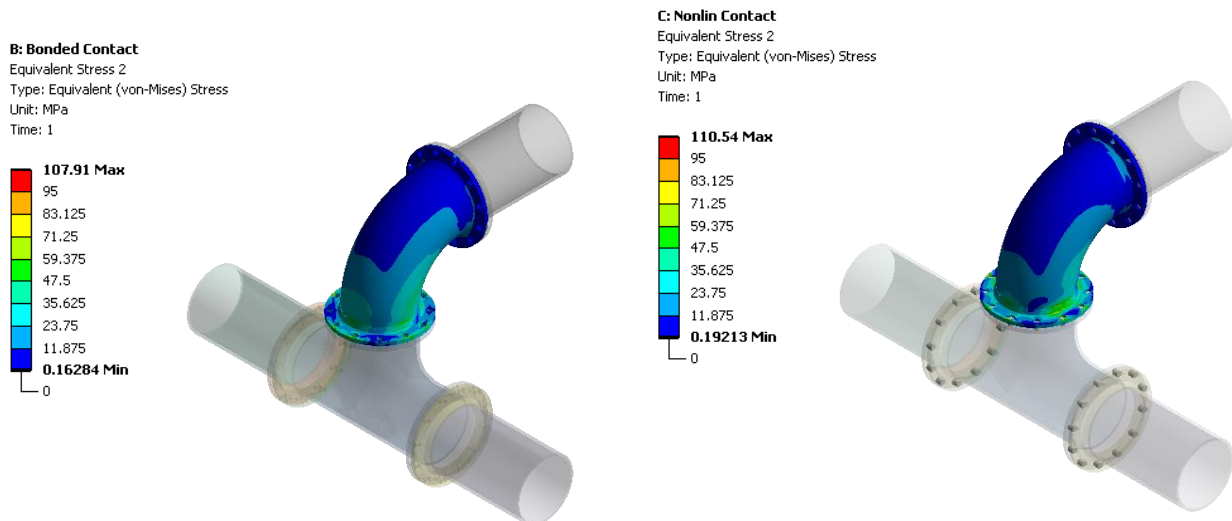


Figura 19. Comparativa de tensiones de flexión dirigiendo el gráfico de las mismas sólo al codo.

El contacto no-lineal impide que haya penetración entre las partes, transfiriendo esfuerzo de compresión, pero no impide que haya separación entre las partes, o sea, no hay transferencia de esfuerzos de tracción.

La transferencia de ésta tracción, ocurre a través de los tornillos, que pueden ser simulados a través de elementos de viga, los cuales de una forma más simplificada pueden ser definidos en ANSYS a través de herramientas específicas.

Por lo tanto, se pone en evidencia la necesidad la modelización o representación de los tornillos de una u otra forma, en el caso de tener cargas de flexión que impliquen de alguna forma un esfuerzo de tracción sobre las bridas.

Tramos con cargas de tracción y/o flexión

Cuando la carga es de tracción y/o flexión, los esfuerzos generados por la precarga de los tornillos se vuelven relevantes, como puede verse en las figuras siguientes:

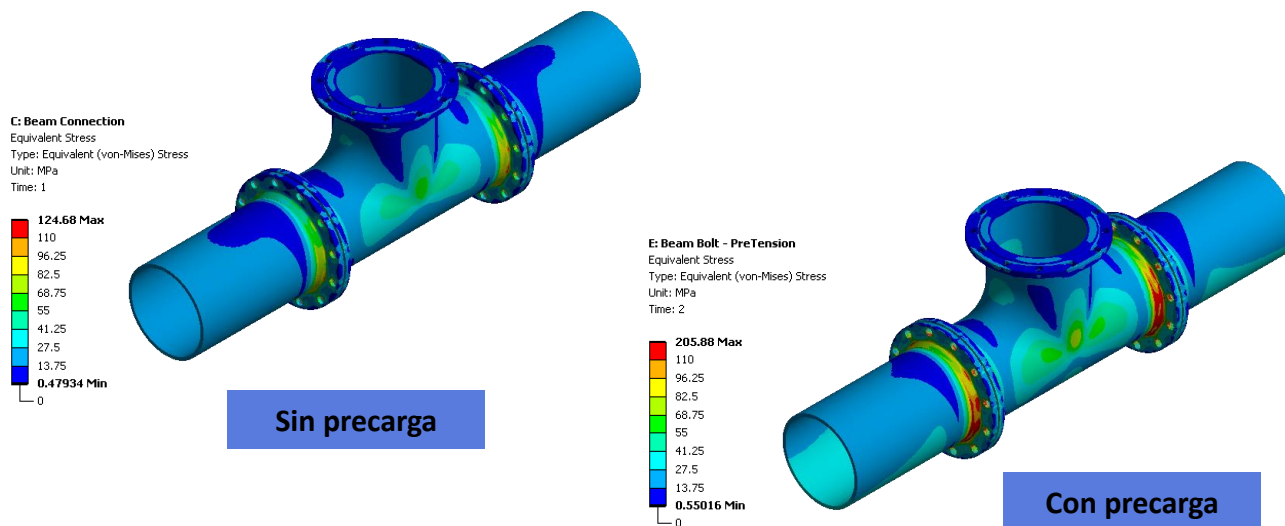


Figura 20. Tubería sometida a esfuerzos de tracción, con precarga y sin precarga en los tornillos de unión entre las bridas.

En la figura anterior se puede observar que, ante el caso de cargas tractivas, en donde la precarga de los tornillos juega un rol esencial a la hora de evitar la separación entre bridas, la diferencia de tensión entre los dos modelos es de un porcentaje muy alto, lo que no las hace comparables.

Como conclusión se puede observar que, desde el punto de vista de la simulación, si la unión bridada está sometida a cargas de compresión solamente, la unión atornillada no necesita ni siquiera representarse, pero a medida en que aparecen cargas de flexión, se debe disponer del contacto de manera que no impida abrirse a la unión, y en el caso de cargas de tracción relativamente dominantes, la precarga de tornillo contrarrestará, mediante esfuerzo de tracción en el vástago, la apertura de las bridas, por lo que la simulación será realizada con contacto friccional y precarga de tornillos, siendo el caso computacionalmente más caro.

Consideración de la precarga

Generalmente, surgen casos en los que interesa verificar el comportamiento de las uniones atornilladas en estructuras sometida a cargas externas, de forma que el análisis debe ser realizado en dos etapas.

La primera etapa es para la aplicación de la carga axial del tornillo, proveniente del torque de montaje. En una segunda etapa, se mantiene esta fuerza axial y se aplica la carga externa.

Existen algunas consideraciones que se deben tener a la hora de utilizar *Precarga*. La figura de abajo a la izquierda muestra el tornillo en condición de reposo y la figura de la derecha muestra el tornillo después de aplicada la precarga (*Bolt Pretension*). Se muestran cuatro líneas para mostrar la deformación del tornillo, evidenciando que entre la segunda y tercera línea hay una diferencia.

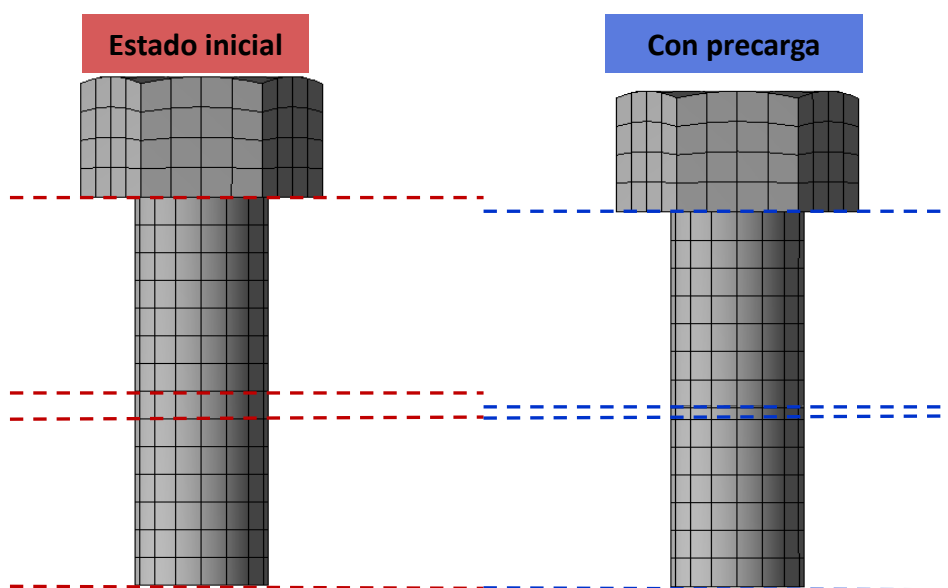


Figura 21. Aplicación de la precarga de tornillos en un análisis FEA.

En la imagen anterior, se aprecia que la aplicación de la precarga es mediante un algoritmo matemático que tiene como resultado el efecto deseado (la tracción del vástago mediante la salida de material, que en vez de salir por el final de la tuerca sale por donde indica la imagen). Este tema está explicado en detalle en la documentación de ANSYS y escapa al objetivo del presente trabajo.

Consideración del estado de contacto en la unión

A continuación se muestra un ejemplo de estado de la estructura en donde se utiliza contacto “Bonded” y “Standard” con fricción. En la misma se estudiará el “estado (Status)” de la condición de Contacto entre los distintos componentes. Para ello se considerarán diferentes condiciones de operación normal y falla, de manera de reflejar en el modelado de la brida la consecuencia de una pérdida de precarga en los tornillos.

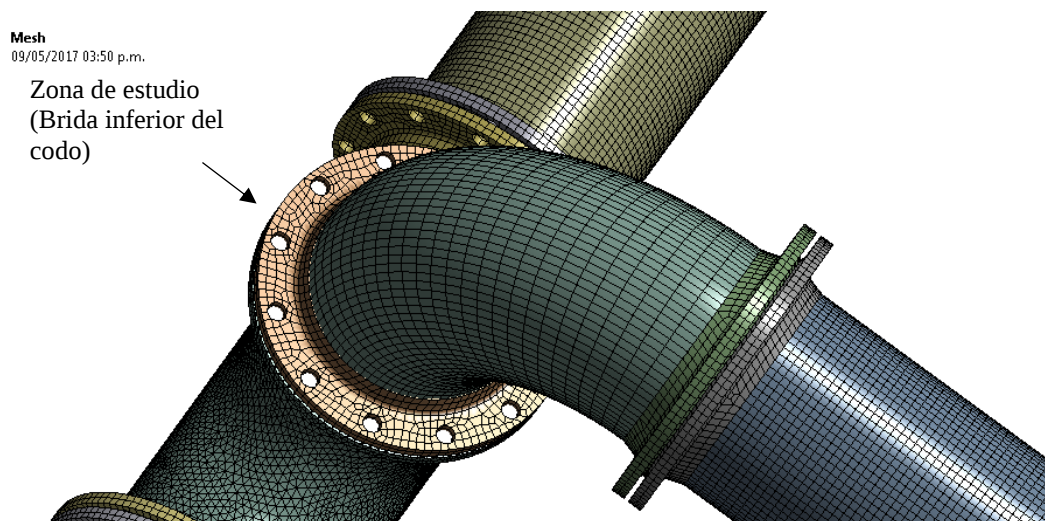


Figura 22. Modelo en el cual se estudiará el estado de la brida.

En ANSYS, el estado de contacto se calcula como sigue a continuación:

- Far (Lejos). El par de contacto está abierto
- Near (Cerca). El par de contacto comienza a ser tomado en consideración por el algoritmo
- Sliding (Deslizamiento). Entrada en contacto con deslizamiento entre las partes.
- Sticking (Pegado o cerrado). El contacto es fuerte y la fuerza tangencial no llega a vencer el coeficiente de fricción estático.

Estado de contacto de la unión atornillada - Resultados

Primero se presentan resultados con una unión del tipo pegada (Bonded) en la brida, de manera de no tener fallo en la tubería y utilizarlo como referencia:

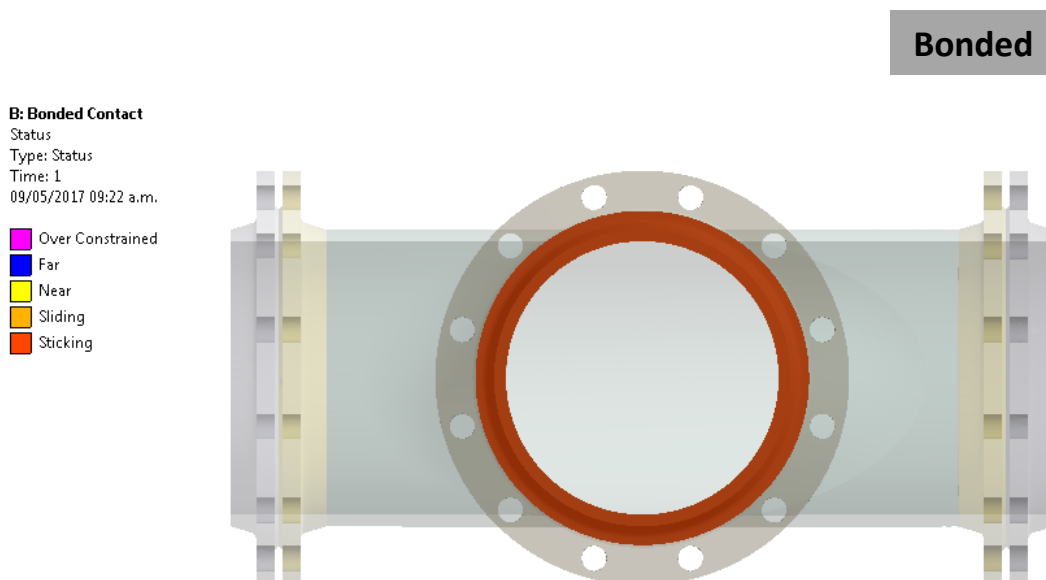


Figura 23. Estructura con contactos tipo “Bonded” aplicados.

En la imagen anterior se observa el código de colores utilizado por ANSYS. Al estar todo el contacto en rojo, la unión no presenta pérdidas y se puede considerar en operación normal.

A continuación se cambiará la configuración de la unión, mediante el agregado de tornillos simplificados del tipo viga, una precarga en los mismos:

Tornillos con 45000 N de precarga

Frictional

B: Bonded Contact
Status
Type: Status
Time: 2
09/05/2017 02:38 p.m.

Over Constrained
Far
Near
Sliding
Sticking

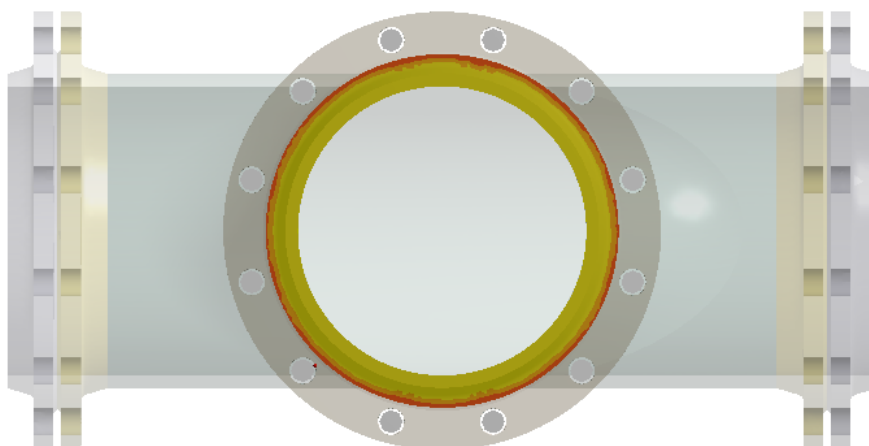


Figura 24. Tornillos con precarga de 45000 N

En la imagen anterior se observa el mantenimiento de la estanqueidad, o sea que a pesar de la carga, la junta no se abre del todo.

A continuación se disminuirá la precarga en los tornillos:

Tornillos con 20000 N de precarga:

B: Bonded Contact
Status
Type: Status
Time: 2
09/05/2017 03:15 p.m.

Over Constrained
Far
Near
Sliding
Sticking

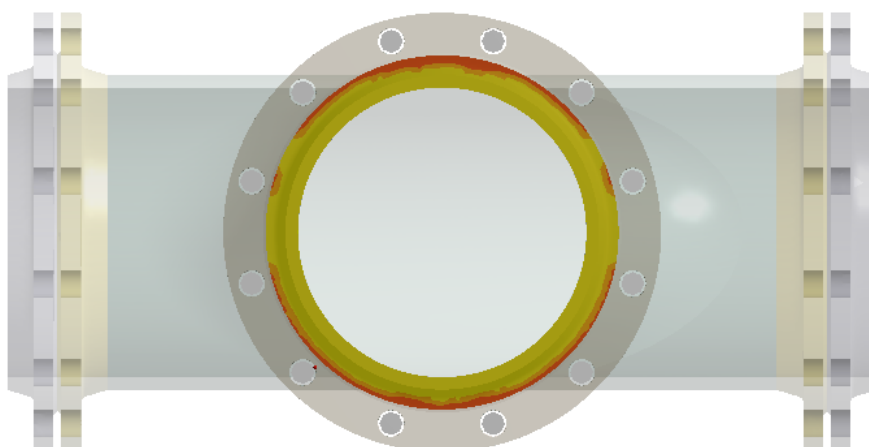


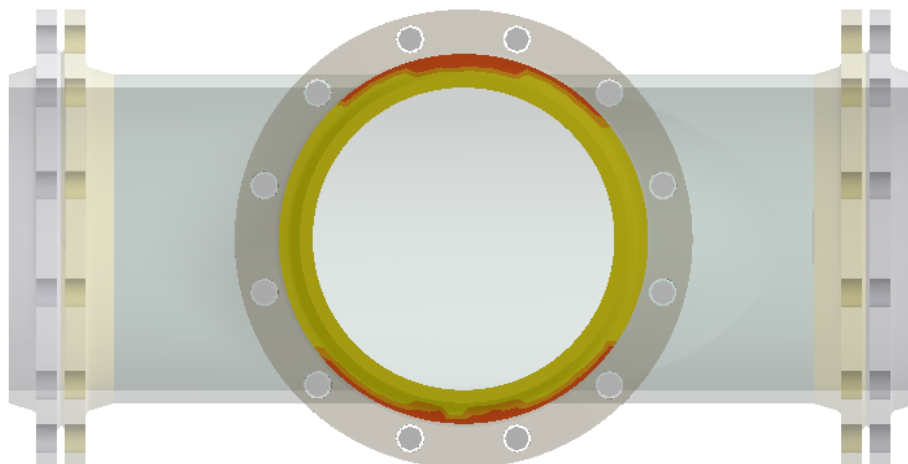
Figura 25. Tornillos con precarga de 20000 N.

En la imagen anterior se observan zonas abiertas amarillas (Near), en las cuales hay pérdida en la unión (falla).

A continuación, se muestran resultados para los tornillos disminuidos a 10000 N de precarga:

B: Bonded Contact
Status
Type: Status
Time: 2
09/05/2017 09:45 a.m.

Over Constrained
Far
Near
Sliding
Sticking



Frictional

Figura 26. Tornillos con 10000 N de precarga.

B: Bonded Contact
Status
Type: Status
Time: 2
09/05/2017 09:46 a.m.

Over Constrained
Far
Near
Sliding
Sticking

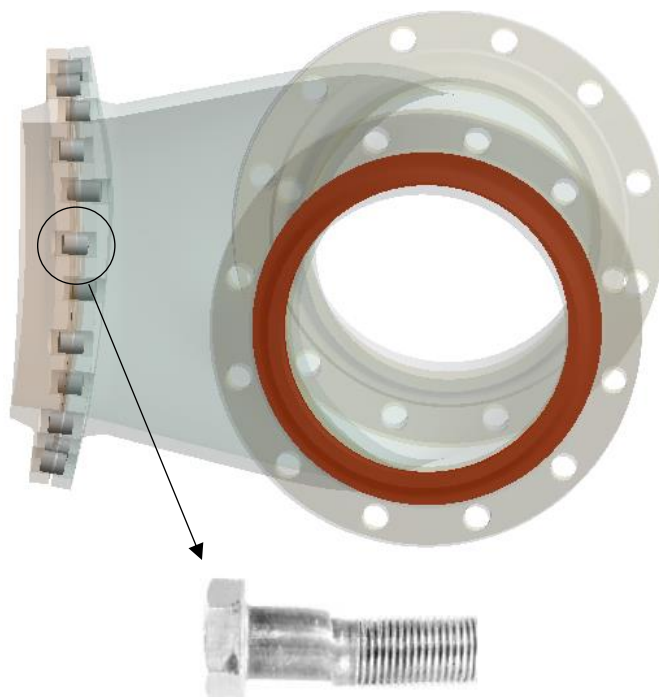


Figura 27. Unión atornillada con baja precarga trabajando al corte.

En las imágenes anteriores se observa una precarga de tornillos tan baja que provoca que los tornillos fallen por corte.

La precarga debe ser dimensionada de tal forma que todo y cualquier esfuerzo tangencial entre las partes sea transferido por fricción y no por cizallamiento de los tornillos.

Consideración de la rosca

En los ejemplos de unión de bridas citados anteriormente, para la región de rosca siempre fue considerado el contacto Bonded entre las partes.

Para mostrar las limitaciones de esta consideración, a continuación se mostrará un análisis de un tornillo incluyendo la rosca en la geometría.

Para este caso, se utilizó un contacto “Standard” Frictional y un tamaño de malla adecuado para capturar el contacto entre los filetes, conforme se puede observar en la siguiente ilustración:

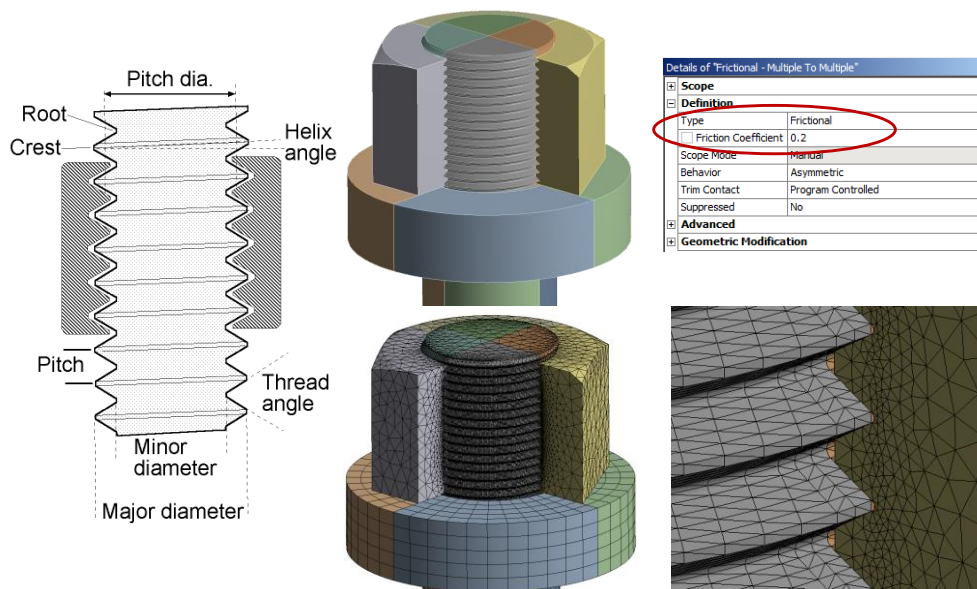


Figura 28. Modelo de tornillo con modelado de rosca real.

En función de la elevada cantidad de elementos para modelar la rosca, se utiliza un contacto “Bonded” pegado entre las partes de esta región, eliminando los filetes de la geometría.

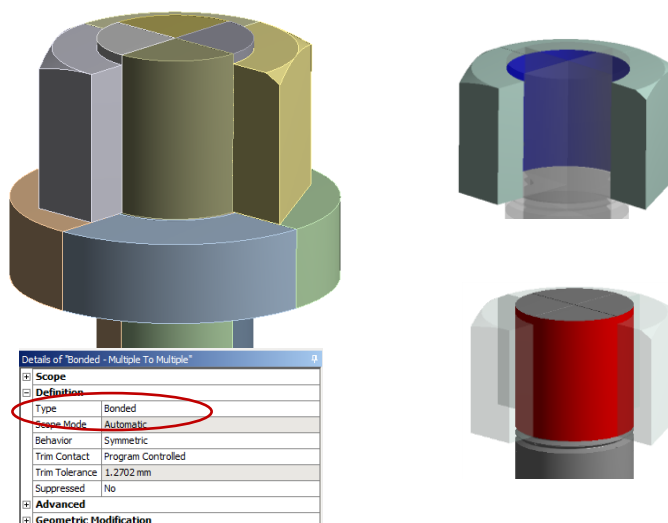
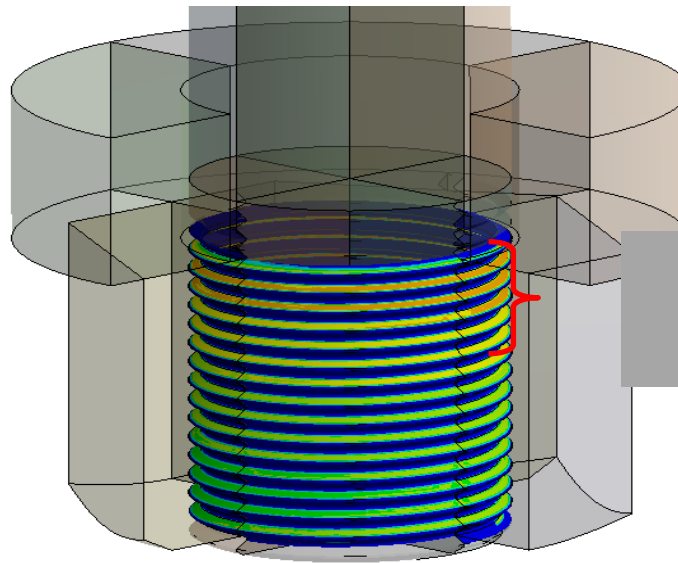
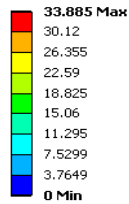


Figura 29. Modelo de tornillo con contacto pegado “bonded”.

Esta diferencia de comportamiento entre el contacto Bonded y la rosca verdadera ocurre por el hecho de que los primeros filetes transfieren mayor esfuerzo entre las partes, mientras que en el contacto Bonded la transferencia de esfuerzo es igual a lo largo de toda la superficie.

A: Static Structural - True Thread

Pressure
Type: Pressure
Unit: MPa
Time: 2



**Región de mayor
transferencia de
esfuerzos**

Figura 30. Presión de contacto en la unión con la rosca real modelada.

Para la gran mayoría de casos, la simplificación del contacto Bonded es adecuada. Pero en algunos casos, como agujero no pasante, o ciego, en que no se utiliza una tuerca, y si la rosca se mecaniza en la propia pieza, esta diferencia de comportamiento puede ser importante.

Para estos casos, se puede utilizar un contacto “Standard” Frictional con geometría simplificada, pero con corrección para roscas.

La geometría en la región de la rosca debe ser cilíndrica, y las informaciones de diámetro medio, paso, ángulo de rosca, número de roscas y si esta es derecha o izquierda deben ser informadas en los detalles de contacto.

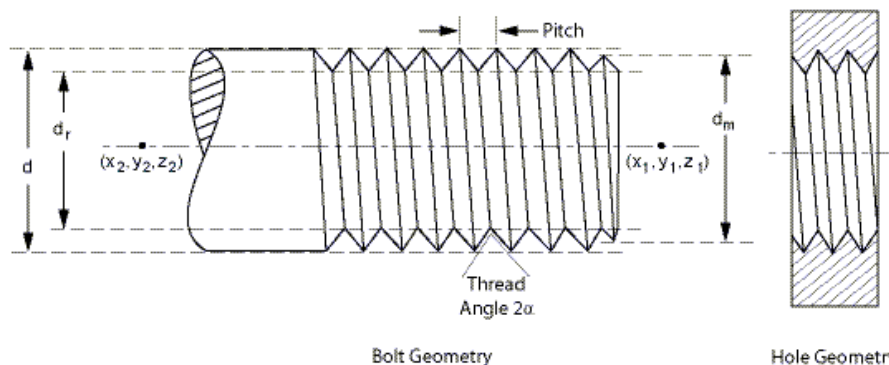


Figura 31. Parámetros de la rosca a ser ingresados en contacto con corrección de rosca.

Pruebas con Modelo de rosca real

Se estudiará el siguiente modelo de rosca M12 en el cual se considerará la rosca real con todo su detalle:

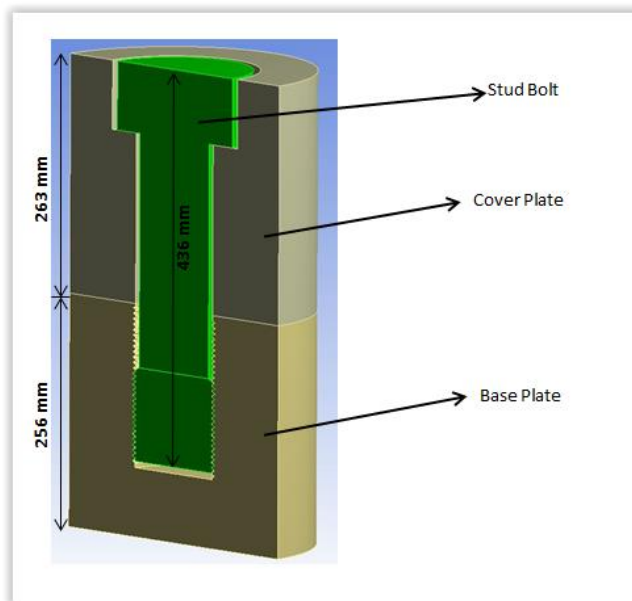


Figura 32. Modelo de demostración consistente en una placa base con agujero roscado, placa superior agujereada con asentamiento de cabeza, y tornillo M12.

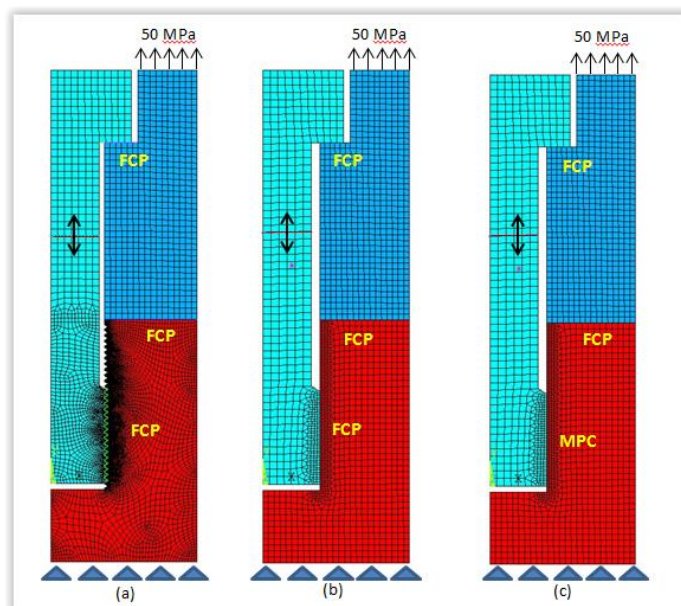


Figura 33. Condiciones de contorno aplicadas al modelo Demostrador.

El modelo mostrado en las imágenes anteriores se utilizó en ANSYS como demostrador de tecnología, para estudiar la diferencia entre una rosca real y un algoritmo de rosca llamado “Bolt Thread Correction”. Dichas diferencias resultan ser mínimas, lo que valida el futuro uso del algoritmo para ahorrar importantes tiempos de modelado, mallado y cálculo.

Resultados Modelo de rosca real

A continuación se muestran los resultados de tensión equivalente:

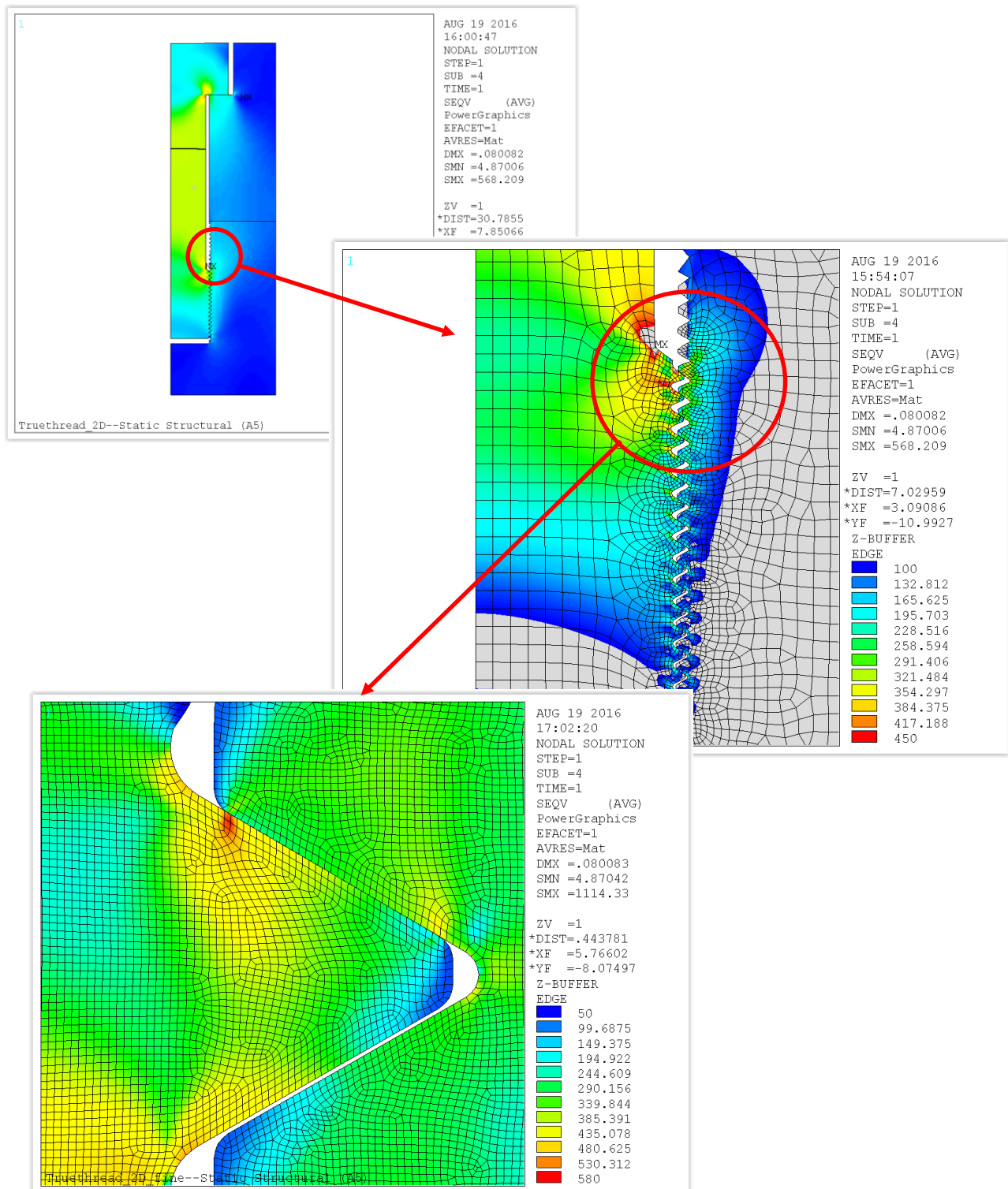


Figura 34. Resultados de tensión para un modelo 2D axisimétrico con la malla refinada a diferentes escalas.

En las imágenes anteriores, se muestra el detalle de la simulación con rosca real en un modelo axisimétrico 2D. En la primera imagen, se puede observar una vista general del tornillo, mientras que en la segunda imagen se puede ver más en detalle la rosca.

Es allí en donde se amplió la escala de la deformación (200x) para poder apreciar cómo la deformación radial es más alta en los primeros filetes.

En la tercera imagen, se puede apreciar en detalle el punto en donde el primer diente entra en contacto con el agujero roscado, produciéndose un fuerte gradiente de tensión, que va a predominar sobre el resto.

Pruebas con algoritmo de corrección por rosca

A continuación se muestra en detalle la corrección de rosca que aplica el algoritmo que representa la rosca real:

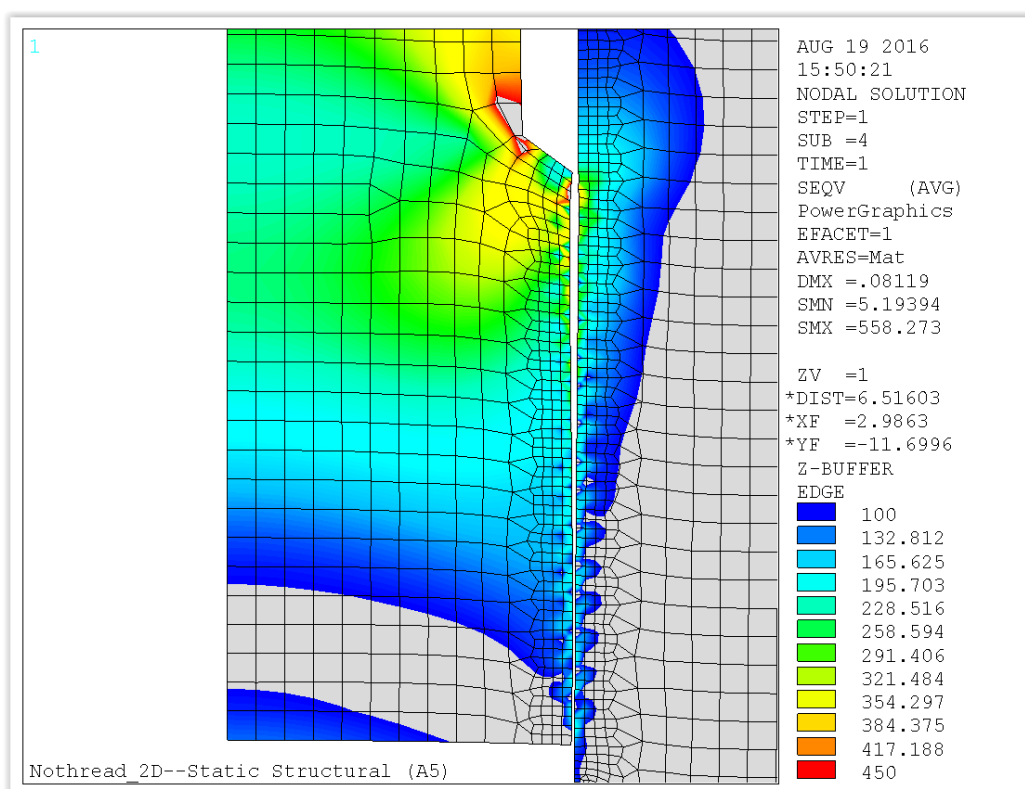


Figura 35. Detalle de la corrección de rosca utilizada en el algoritmo que representa la rosca real.

En la imagen anterior, se puede apreciar que los valores de tensión están ajustados con los de la rosca real.

A continuación se procederá a explicar la estrategia de solución que utiliza el algoritmo de corrección por rosca:

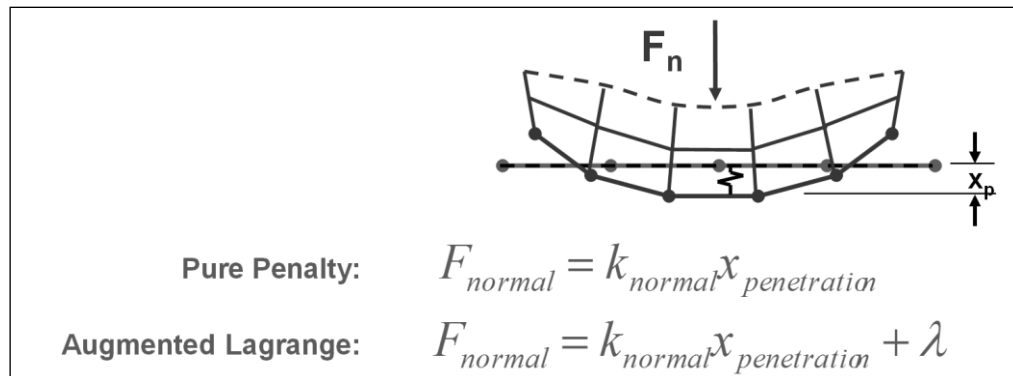


Figura 36. Formulación de contacto Augmented Lagrange y Pure Penalty.

- 1) La rigidez de contacto, representada por un resorte en los algoritmos mostrados en la figura anterior, adquiere una dimensión angular: la rigidez de contacto toma el ángulo definido para la rosca mediante una combinación de K_{normal} y $K_{tangencial}$
- 2) El deslizamiento, esto es, la rigidez lateral, va disminuyendo linealmente a medida que se va bajando por los filetes, obteniendo deslizamiento cada vez menor a medida que nos alejamos del vástago del tornillo. Esto logra el efecto de aumento de pitch (paso) en los primeros filetes con respecto a los filetes posteriores.
- 3) La representación del punto donde el diente entra en contacto también se representa, mediante la eliminación de la rigidez de contacto a partir del mismo.

Caso de estudio – Rosca con carga de alta intensidad

A continuación se presentará un modelo en el cual el camino de carga pasa por los filetes de la rosca. El mismo fue extraído de casos reales de diseño de Sargas de Bombeo de pozo de petróleo:

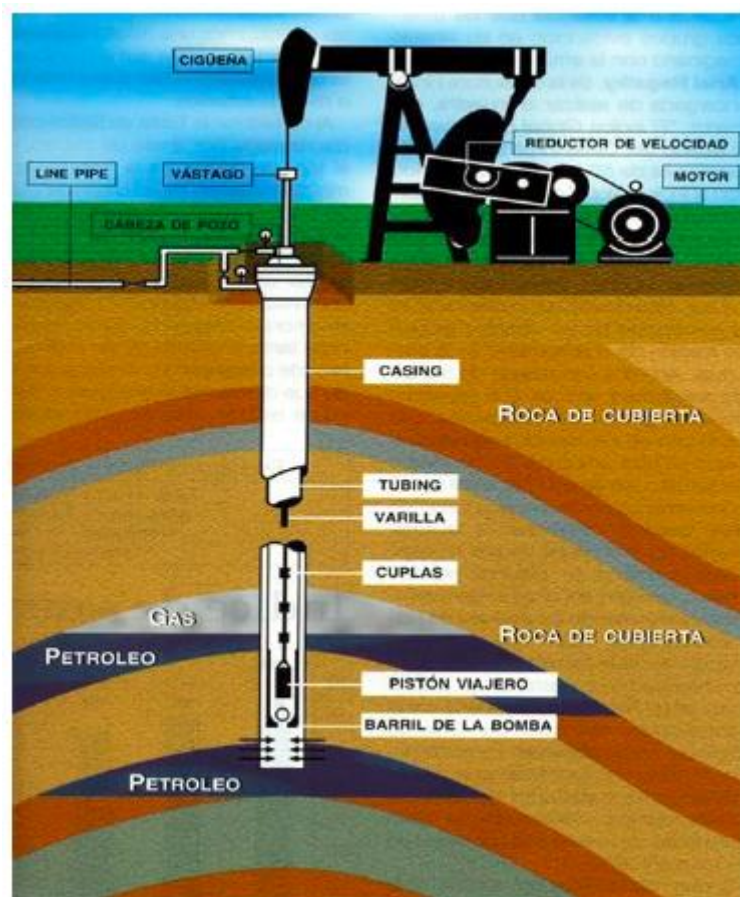


Figura 37. Sarta de bombeo de pozo petrolero.

La varilla de Bombeo (Sucker Rod) API se muestra en la siguiente imagen:



Figura 38. Varillas de Bombeo API. Imagen extraída del Catálogo General de varillas de bombeo API de Tenaris®

Las mismas van unidas mediante



Figura 39. Acoples de Varillas de Bombeo API. Imagen extraída del Catálogo General de varillas de bombeo API de Tenaris®

Modelado del caso de estudio varilla de bombeo

Para estudiar la tensión en los filetes de rosca se adoptó un modelo simplificado con una sección de la varilla de bombeo y la mitad del acople, tal como se muestra en las figuras siguientes:

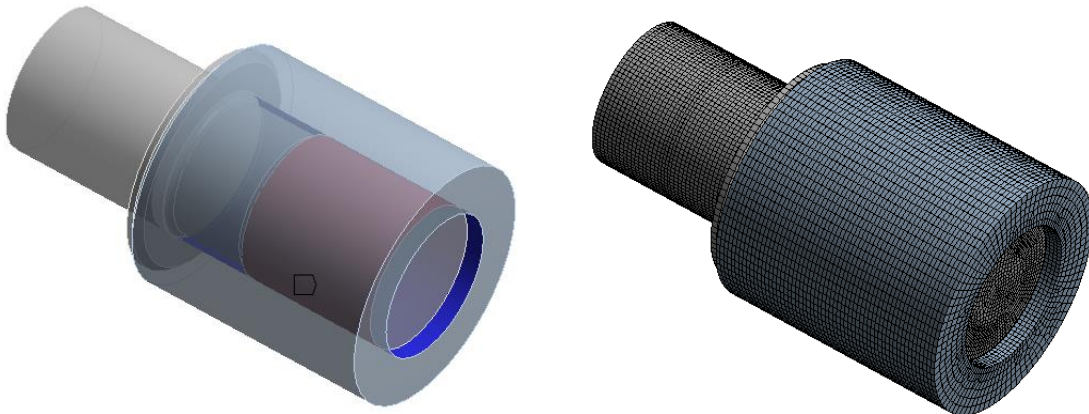


Figura 40. Geometría y mallado del modelo de varilla de bombeo.

Las condiciones de borde del modelo son: La base del acople restringida, un primer paso de precarga en el vástago de 10000 N, y un segundo paso de carga axial en la varilla sentido tracción de 1000 N.

Resultados – Varilla de bombeo

En el primer paso se muestra el aumento de la tensión en la varilla debido a la fuerza de precarga:

A: Static Structural
Equivalent Stress 2
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1
10/05/2017 09:31 a.m.

94,476 Max
83,979
73,483
62,986
52,489
41,992
31,496
20,999
10,502
0,0054181 Min

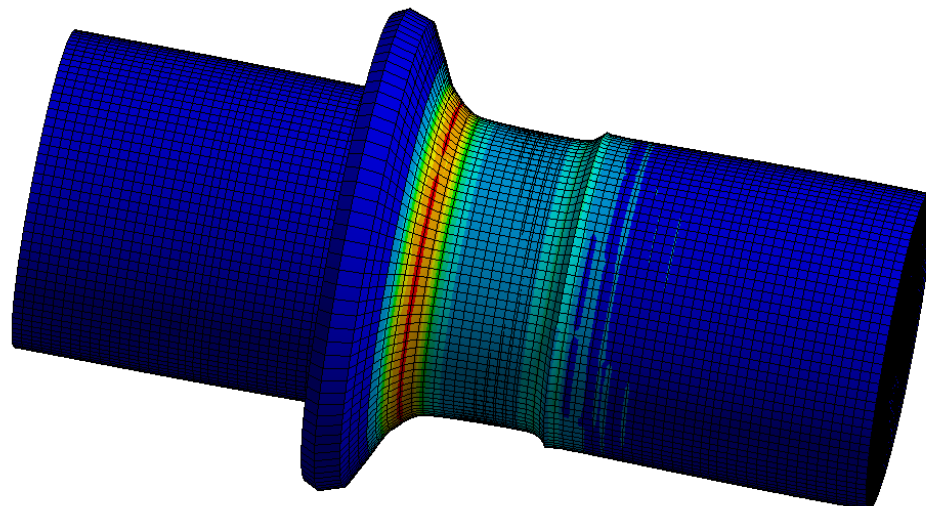


Figura 41. Tensión de tracción en la varilla de bombeo debida a la precarga. Escala de deformaciones ampliada 1700 veces.

En la figura anterior se puede apreciar el efecto de la precarga en el vástago del tornillo. Se ve en el mismo una zona en la cual la malla es más apretada, esto es debido al método de precarga utilizado en ANSYS. Sobre la parte de máxima tensión de la varilla se ve cómo el apoyo aprieta contra el acople, y de ahí que sube la tensión. Este efecto luego se ve disminuido cuando se aplica la carga de trabajo de tracción.

Resultados – Varilla de bombeo (Cont.)

A continuación se aplica la carga de trabajo de 10000 N en la varilla:

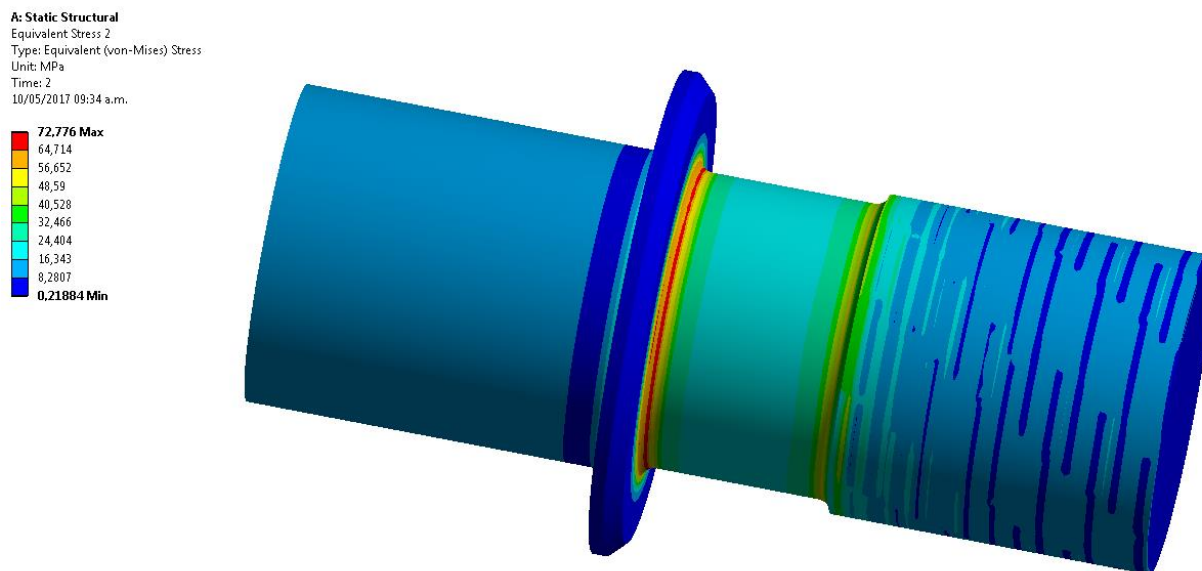


Figura 42. Tensión de tracción en la varilla de bombeo debida a la precarga y carga de trabajo. Escala de deformaciones ampliada 1700 veces.

En la figura anterior, se aprecia cómo la tensión máxima se alivió en la zona del apoyo de la varilla, debido a que la tensión de tracción representa un alivio para éste apoyo. Sin embargo, la zona de la rosca se ha tensionado más, siendo éste efecto captado por la definición de Bolt Thread Correction.

Resultados – Varilla de bombeo (Cont.)

Por último, se muestra una imagen del conjunto varilla y acople:

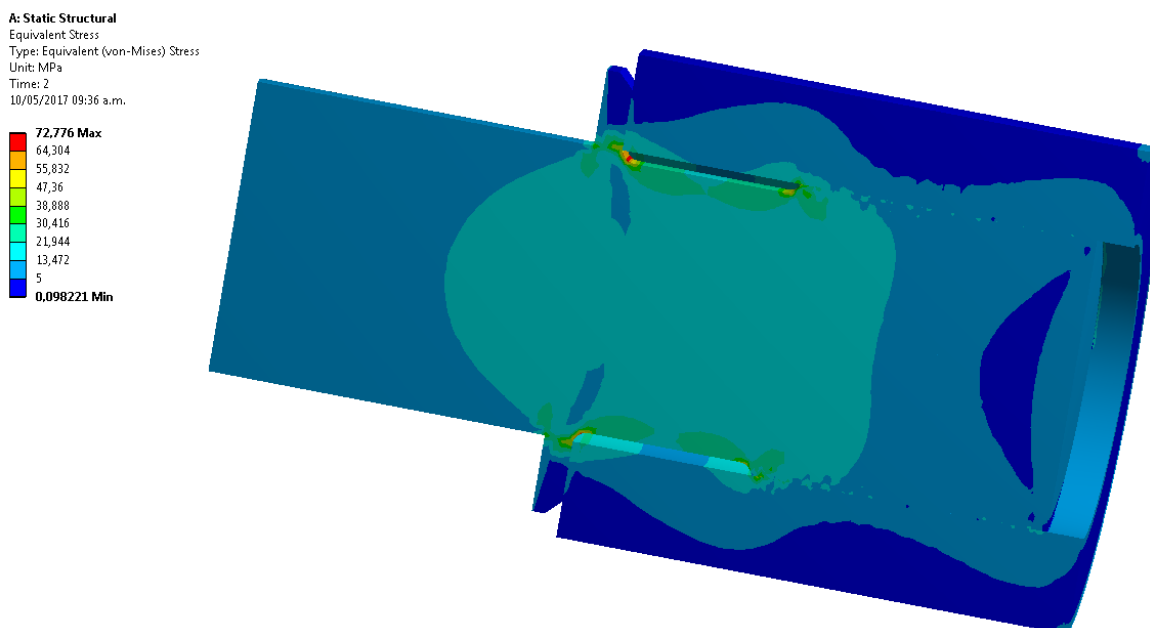


Figura 43. Tensiones en el conjunto completo provocadas por la precarga y carga de trabajo.

En la imagen anterior se puede ver perfectamente el efecto de distribución de la tensión más alta en los primeros filetes de rosca, y la disminución de la misma en los filetes posteriores.

Este tipo de estudio arroja resultados muy precisos a la hora de modelar la tensión en una rosca estándar sometida a altas cargas de trabajo, sin necesidad de modelar el filete completo.

Conclusiones generales

Durante el desarrollo del presente trabajo, fueron presentados algunos lineamientos prácticos a la hora de modelar uniones atornilladas, mayormente obtenidas de la experiencia en la aplicación de la simulación mecánica en proyectos de ingeniería.

Se han presentado diferentes estrategias que van desde el modelado de la unión sin considerar los tornillos, hasta el modelado de la rosca real.

La estrategia adoptada en cada proyecto particular dependerá del criterio ingenieril del analista, adecuándola a las necesidades del mismo.

Se llega a la conclusión de que se puede ahorrar mucho tiempo computacional si se adoptan las estrategias adecuadas a cada caso, por lo que se recomienda tener presente lo explicado en éste trabajo a la hora de modelar uniones atornilladas.

Con respecto al estado de contacto de la unión atornillada, los algoritmos que representan la rosca real captan con mucha precisión lo que sucede en la realidad, prediciendo el comportamiento del tornillo en caso de peligro de que trabaje al corte y no a la compresión. Se recomienda utilizar ésta estrategia tanto con tornillos modelados como vigas, así como con tornillos 3D, en casos como por ejemplo pérdida de estanqueidad en ductos o recipientes de presión.

En el caso de las cargas altas y el modelado de la rosca real o utilizando Bolt Thread Correction, se llega a la conclusión de que los resultados obtenidos arrojan la suficiente precisión como para utilizarlos de base para estudios de fatiga en las varillas, que es la causa principal de la limitación de vida de las mismas.

Como futuras líneas en éste presente trabajo se está estudiando actualmente las tensiones de torsión provocadas al apretar el tornillo, así como la modificación del algoritmo Bolt Thread Correction para el caso de roscas especiales.

Breve Cv

Título y lugar de estudio:

- Ingeniero Aeronáutico, Universidad Tecnológica Nacional, Facultad Regional Haedo, 1999
- Maestría en Métodos Numéricos para el Cálculo y Diseño en Ingeniería, CIMNE, Universidad Politécnica de Cataluña (España), Facultad de Ingeniería de Caminos, Canales y Puertos, 2004

Trayectoria:

2005-2009 Quantech ATZ, Barcelona, España

Desarrollo de software de elementos finitos para la simulación de fundición de metales

2010-2011 Leitat Technological Center, Terrassa, España

Aplicación de Métodos Numéricos a la I+D+i en el área New Production Processes

2011-2013 Stress Engineer – Rolls Royce Plc – Bilbao, España

Análisis CAE en Turbinas Trent en el equipo de analistas de ingeniería

2013-Actualidad ESSS Argentina, SA

Especialista CAE Senior: Análisis de Integridad, No-linealidad, Fatiga

Cargo actual en la empresa:

Especialista CAE Senior – Area análisis mecánico estructural (Equipo FEA)

Foto:



Bibliografía

- ⁱ Carlos Alberto Bello, Miguel Mattolini, Félix Ruiz, Solicitaciones en uniones abulonadas: Modelo numérico, grupo DIDEME, UTN Facultad Regional Mendoza, Argentina
- ⁱⁱ Robert C. Juvinall, Fundamentals of Machine Component Design, 5th Edition, John Wiley & Sons, Inc.