

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA
ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO
Grado en Ingeniería Mecánica

ANÁLISIS MEDIANTE EL MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS DE LA CONCENTRACIÓN DE TENSIONES EN SECCIONES CIRCULARES CON REDUCCIÓN DE SECCIÓN

- Trabajo Fin de Grado -

AUTOR:

MONCHO ESCRIVÁ, ALBA

TUTOR:

RÓDENAS GARCÍA, JUAN JOSÉ

Dpto. de Ingeniería Mecánica y de Materiales

Valencia, Septiembre
de 2016

INDICE

I.	MEMORIA	2
	RESUMEN	3
	1. ANTECEDENTES	4
	2. INTRODUCCIÓN	6
	3. OBJETIVOS.....	8
	4. MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS.....	10
	5. DESCRIPCIÓN DEL SOFTWARE ANSYS ®.....	14
	6. PROCEDIMIENTO DE MODELADO DE LA PIEZA EN ANSYS ®	17
	6.1 Definición de tipos de elementos y de materiales.	21
	6.2 Creación del modelo geométrico.	26
	6.3 Generación de la malla de elementos finitos.	34
	6.4 Aplicación de las condiciones de contorno.	40
	6.5 Resolución.	45
	6.6 Obtención de los resultados.	46
	6.7 Generación de la macro.	56
	6.8 Resultados del análisis	64
	6.9 Estudio de los resultados obtenidos	67
	7. OBTENCIÓN DE LA SUPERFICIE	69
	8. PLANOS.....	81
	9. CONCLUSIONES	83
	10. BIBLIOGRAFÍA	85
II.	PRESUPUESTO	87
III.	PLIEGO DE CONDICIONES	90
	1. Pliego de Condiciones Técnicas Particulares:	91
	2. Pliego de Condiciones Generales:	93

I. MEMORIA

RESUMEN

En este proyecto se han desarrollado un procedimiento para determinar expresiones matemáticas que permiten evaluar el factor de concentración de tensiones (K_t) de componentes estructurales. Estas expresiones servirán para evaluar el factor de concentración de tensiones frente a cargas axiales, de flexión y de torsión, lo que permitirá determinar la tensión máxima del componente.

En la bibliografía se pueden encontrar gráficas para evaluar el factor de concentración de tensiones de diversos componentes estructurales, pero el hecho de tener que obtener este dato a través de dichas gráficas dificulta la posible automatización de su diseño, que requeriría expresiones matemáticas como las desarrolladas en este proyecto.

A diferencia de los procedimientos experimentales seguidos para elaborar las gráficas de concentración de tensiones que se pueden encontrar en la bibliografía, en este proyecto se ha utilizado el Método de los Elementos Finitos (MEF), en concreto se ha usado el código comercial ANSYS®. Dado que con una adecuada modelización los resultados del MEF convergen a la solución exacta, los cálculos del MEF permiten mejorar algunos resultados afectados de errores debidos a los procedimientos experimentales con que se desarrollaron las gráficas de la bibliografía.

ANSYS® nos proporcionará una muy buena aproximación a los valores de tensión máxima para cada caso de carga y geometría. El cociente entre este valor de tensión máxima y el valor de tensión nominal calculado de forma teórica mediante las formulas correspondientes proporciona el factor teórico de concentración (K_t) para cada caso. Una vez obtenidos dichos valores de K_t a través del MEF, graficándolos mediante Excel se pueden comparar con las curvas que podemos encontrar en prontuarios. De este modo comprobaremos la fiabilidad del procedimiento seguido. Posteriormente, utilizando OCTAVE 4.0.2, se ajustará una superficie matemática a los resultados del MEF para obtener la ecuación que se usará en los procedimientos de diseño.

1. ANTECEDENTES

Durante décadas los ingenieros han avanzado mucho en sus diseños, modelando y creando nuevas máquinas con formas y geometrías muy diversas, no obstante han tenido que hacer siempre frente a un problema, los concentradores de tensiones.

Es complicado proyectar nuevas piezas sin irregularidades o discontinuidades en sus superficies, es decir, manteniendo las secciones rectas o sin que existan irregularidades en su geometría. También pueden existir elementos extraños, inclusiones etc. Huecos, ranuras o muescas causarán variaciones en la sección y por tanto cambios en el flujo de esfuerzos volviéndolo irregular. Por ejemplo, cuando hacemos un agujero en una placa sometida a un esfuerzo axial, el esfuerzo medido en los elementos situados a una distancia apreciable del agujero es constante, pero el esfuerzo en los bordes del agujero se ve aumentado notablemente, más de lo que cabría esperar por el hecho de que se ha reducido el área de la sección utilizada para transmitir el esfuerzo.

Con objeto de poder estimar el valor de este incremento de tensión que se produce en las zonas de acumulación de tensiones, se emplea el llamado coeficiente de concentración de tensiones (K_t). Es necesario tener en cuenta este factor durante el proceso de dimensionamiento de componentes estructurales.

Este coeficiente representa la relación entre el valor máximo de tensión real de la pieza, $\sigma_{m\acute{a}x}$, en las zonas de acumulación de tensiones, y el valor nominal de tensión, σ_0 , obtenido a partir de las ecuaciones elementales para su cálculo:

$$K_t = \frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{\sigma_0}$$

El valor del coeficiente K_t dependerá de la geometría de la pieza y del estado de carga a que esté sometida. Su valor puede obtenerse de tablas que han sido obtenidas experimentalmente mediante fotoelasticidad o extensometría.

La primera de estas técnicas se basa en la interpretación de las franjas coloreadas de máxima sollicitación obtenidas en una placa fotográfica al hacer incidir un haz de luz polarizada sobre una probeta de material fotoelástico sometida a carga. El segundo se basa en la utilización de galgas extensométricas situadas en los acumuladores de tensión.

2. INTRODUCCIÓN

El estudio del fenómeno de fatiga es uno de los más complejos dentro del estudio de las piezas sometidas a cargas dinámicas. La fatiga aparece en zonas donde el material presenta inclusiones, porosidades o tenemos la presencia de algún concentrador de tensiones. Todo esto aumenta la posibilidad de fallo de la pieza debido a que todos ellos favorecen la formación de grietas cuando la pieza está sometida a cargas fluctuantes.

Debido a la importancia de tener en cuenta los concentradores de tensiones que pueden existir en una pieza y el fallo que esto puede ocasionar de forma repentina, se han realizado estudios previos y se han determinado diagramas de forma experimental en los cuales quedan recogidos los valores de K_t , dependiendo de la geometría de la pieza y de la carga a la que estén sometidas.

Con estas gráficas podemos llegar a diseñar una pieza con diversas irregularidades en su superficie o sección transversal anticipándonos al fallo que se podría producir. De este modo, con dicho valor de K_t y teniendo en cuenta los límites de tensión admisible del material utilizado, podremos diseñar la pieza de modo que pueda soportar la tensión máxima que se puede llegar a producir en la entalla.

En este proyecto, se presenta un procedimiento para determinar dichos valores de K_t distintos a los métodos fotoelásticos y extensiométricos comentados anteriormente. Usaremos el Método de Elementos Finitos (MEF) para la obtención del coeficiente K_t . Mediante la simulación en ANSYS® de los distintos casos obtendremos lo necesario para obtener una ecuación matemática que proporcione el valor de K_t para cada geometría sin necesidad de acudir a gráficas para su determinación, lo que facilita la automatización el proceso de diseño de componentes estructurales.

3. OBJETIVOS

El objetivo de este trabajo es conseguir un procedimiento mediante el cual se pueda calcular el factor de concentrador de tensiones de forma sistemática para todo tipo de geometría, no solo para las que quedan recogidas en prontuarios en forma de gráficas.

En este trabajo nos centraremos en el estudio de un concentrador de tensiones determinado cuya geometría podemos ver en la Figura 3.1. En la actualidad se conocen las gráficas que contienen los valores del factor K_t para distintas relaciones de D/d y r/d en los tres principales casos de carga: axial, flexión y torsión.

De este modo podremos comprobar que este procedimiento es válido y por tanto aplicable a cualquier otra geometría en distintos estados de carga.

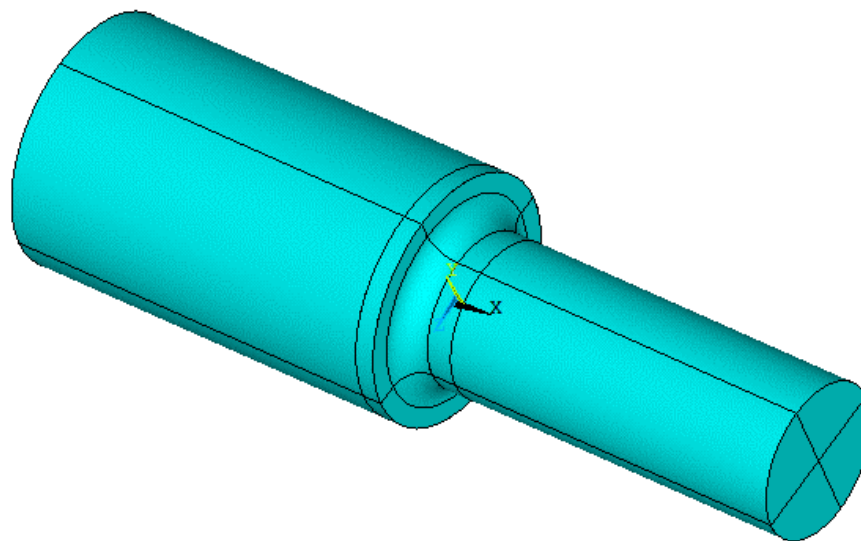


Figura 3.1 Concentrador de tensiones a estudiar

4. MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS

El Método de los Elementos Finitos (MEF) es una herramienta numérica general para la aproximación de soluciones de ecuaciones diferenciales parciales muy utilizado en problemas de ingeniería y física, y será el que utilizaremos en el presente proyecto. A continuación se expone una pequeña introducción a dicho método basada en los apuntes de la asignatura *Técnicas Computacionales en Ingeniería Mecánica* del Grado en Ingeniería Mecánica, con permiso del profesorado de dicha asignatura.

Este método ha evolucionado mucho en las últimas décadas desde su aparición, durante las décadas de los 40. En la Tabla 4.1 se recogen las contribuciones de ingenieros, matemáticos y físicos que han hecho posible el desarrollo y el estudio de dicha técnica.

	Matemáticos	Físicos	Ingenieros
1940	<p>Courant <i>Define polinomios lineales sobre regiones triangulares.</i></p> <p>Schoenberg <i>Teoría de los splines; Utilización de polinomios definidos a tramos para la aproximación e interpolación.</i></p>	<p>Prager y Synge <i>Desarrollo del método del hipervínculo, que proporciona una interpretación geométrica para los principio de mínimo de la teoría de elasticidad clásica.</i></p>	<p>Hernikoff <i>Propone que el comportamiento de una placa continua puede ser igual a un conjunto de elementos viga conectados entre sí en puntos discretos.</i></p> <p><i>El problema puede ser tratado de forma similar a las estructuras de barras</i></p> <p>McHenry y Newmark <i>Refinan esta idea.</i></p>
1950	<p>Polya, Hersch y Weisberger <i>Ideas similares a las de Courant para estimar límites de valores propios.</i></p>	<p>Synge <i>Utiliza funciones lineales definidas sobre región triangulada con un procedimiento variacional.</i></p>	<p>Langefors y Argyris <i>Reformulan el análisis de estructuras de una forma matricial adaptada para el cálculo eficiente por ordenador.</i></p>

1960	<p>Greenstadt</p> <p><i>Divide un dominio en "células", con una función diferencial cada una y aplica un principio variacional.</i></p>	<p>McMahon</p> <p><i>Resuelve problemas tridimensionales electrostáticos mediante elementos tetraédricos y funciones lineales.</i></p>	<p>Turner, Clough, Martin y Topp</p> <p><i>Modelado de estructuras bi y tridimensionales mediante el ensamblado de piezas similares.</i></p>
	<p>Fredrichs y White</p> <p><i>Elementos triangulares para el desarrollo de ecuaciones en diferencias a partir de principios variacionales</i></p>		<p>Clough</p> <p><i>"Elementos finitos"</i></p> <p>Melosh, Bessenling, Jones y Fraeijs de Veuneke</p> <p><i>Muestran que el MEF puede identificarse como una forma del método variacional de Ritz utilizando funciones definidas a tramos.</i></p> <p>Zienkiewicz y Cheung</p> <p><i>Muestran que el MEF es aplicable a todos los problemas de campos que pueden ser definidos en forma variacional.</i></p>

Tabla 4.1 Cronología del MEF

A principios de la década de los 50 empiezan a comercializarse los computadores digitales, esto hace que investigadores como Langefors y Argyris reformulen el análisis de estructuras a una forma matricial adaptada para el cálculo eficiente por ordenador.

Esto marca un gran cambio en el desarrollo del Método de los Elementos Finitos que empieza a desarrollarse a gran velocidad. Los ingenieros reconocen que con los computadores, los métodos matriciales y el concepto de elemento se les abre una nueva puerta para el cálculo y la investigación, siendo el resultado de esta unión una herramienta rápida, fiable y potente.

A partir de este momento el MEF se difunde más allá del análisis estructural a otros campos de aplicación. Algunos matemáticos empiezan a establecer los

fundamentos analíticos del método, cosa que les llevará a hacer análisis y pruebas rigurosas de convergencia, estabilidad y límites de error.

En la actualidad el MEF permite obtener una solución numérica, de forma fácil y eficaz, sobre un cuerpo o estructura sobre el cual definimos ciertas ecuaciones diferenciales que caracterizan su comportamiento, dividiéndolo en subdominios sin intersección entre ellos denominados "*elementos finitos*", definidos por los nodos que conecta. Todo esto posibilita la resolución y estudio de problemas complejos y problemas combinados que anteriormente eran tratados por separado.

Es importante tener en cuenta que la solución obtenida por MEL es sólo aproximada y resultado de la interpolación de datos a partir de los nodos la solución en el resto de puntos del elemento. Pese a que la solución no es la exacta, mediante una adecuada modelización de los problemas a analizar, el MEF converge a la solución exacta, es decir, tenderá a la solución exacta conforme refinemos la malla de elementos finitos utilizando elementos cada vez más pequeños. Debido a que la solución no es la exacta es necesario estimar el error que se introduce en los análisis del MEF.

En este trabajo se ha tenido en cuenta la precisión de los resultados y se han buscado desarrollar procedimientos automáticos de cálculo que proporcionen la precisión requerida. Se ha pretendido con ello obtener resultados rápidamente, automatizando el proceso, pero consiguiendo soluciones de suficiente precisión, pudiendo así dedicar mayor tiempo al análisis e interpretación de los resultados obtenidos.

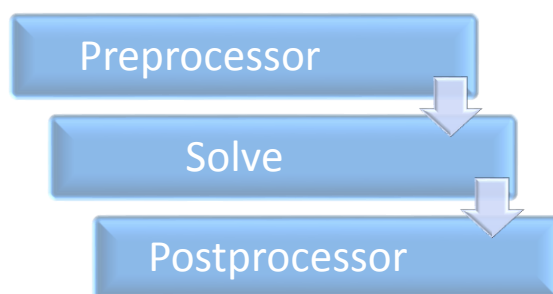
5. DESCRIPCIÓN DEL SOFTWARE ANSYS®

DESCRIPCIÓN DEL SOFTWARE ANSYS®

Para la realización de este trabajo se ha seleccionado el programa ANSYS® entre muchos otros también usados para análisis de elementos finitos. Este programa es muy usado en el ámbito ingenieril, tanto para el diseño de productos como para su estudio y sus posteriores mejoras. Dicho programa nos permite predecir cómo funcionará y reaccionará determinado producto en un entorno real mediante simulación.

Nosotros solo usaremos una pequeña parte de las funciones que puede desarrollar ANSYS®, ya que también se pueden estudiar problemas de transferencia de calor y fluidodinámica, acústica y electromagnetismo entre otros.

ANSYS® está dividido en tres bloques o módulos: pre-procesador, procesador y post-procesador. En el primer bloque encontraremos las herramientas necesarias para la creación de la geometría y el mallado. En el procesador analizaremos con el método de elementos finitos el comportamiento mediante la simulación. Y finalmente, con el post-procesador, podremos leer los resultados obtenidos del análisis y estudiarlos mediante tablas, gráficos, imágenes, etc.



En nuestro trabajo hemos creado una geometría para someterla a casos de carga y posteriormente estudiar los resultados. Para ello hemos seguido una determinada pauta, aplicable a cualquier otro análisis de un modelo mediante elementos finitos:

- Pre-procesador: Aquí crearemos la geometría deseada indicando las características generales de la pieza y mallándola de forma correcta.
 - ❖ Definir el tipo de elementos que se usará así como el material del modelo.
 - ❖ Definir geometría base mediante Keypoints, Líneas y Áreas.
 - ❖ Crear volumen a partir de la geometría 2D.

- ❖ Mellar Líneas, Áreas y Volúmenes con los tamaños pertinentes.

- Solución: Definiremos el “contorno” en el que se desarrollará el análisis y dejamos que al software calcule la solución de elementos finitos.
 - ❖ Aplicación de restricciones (translacional y rotacional)
 - ❖ Asignación de cargas.
 - ❖ Resolución del problema.

- Post-procesador: Estudio de los resultados obtenidos que se puede realizar de muchas maneras dependiendo de lo que interese. En nuestro caso será.
 - ❖ Visualización de los diagramas de tensiones resultantes de la aplicación de cargas.
 - ❖ Obtención del error.

A lo largo de este trabajo se explicará cómo seguir cada uno de los pasos mediante explicaciones e imágenes.

6. PROCEDIMIENTO DE MODELADO DE LA PIEZA EN ANSYS[®]

PROCEDIMIENTO A SEGUIR

A continuación explicaremos los pasos que debemos seguir para modelar nuestra pieza con el programa ANSYS®. Como ya sabemos será una pieza en tres dimensiones a la cual le aplicaremos tres casos de carga distintos.

El modelado constará de los siguientes pasos:

1. Definición de tipo de elemento y de materiales.
2. Definición del modelo geométrico.
3. Generación de la malla de elementos finitos.
4. Aplicación de las condiciones de contorno.
5. Resolución.
6. Obtención de los resultados.

Los pasos anteriores definen el proceso de modelado de cada una de las geometrías a analizar. Dado el gran número de geometrías a considerar en la realización de este trabajo, se desarrollarán dos pasos adicionales:

7. Generación de la macro para análisis automático.
8. Análisis de los resultados.

En primer lugar estudiaremos el problema planteado, es decir la geometría sobre la cual vamos a estudiar, de modo que podamos parametrizarla para facilitar la introducción de datos en el programa y la posterior creación de la macro. Ver Figura 6.1:

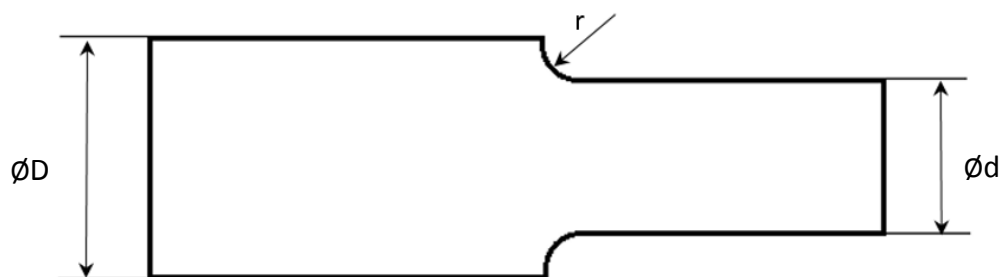


Figura 6.1 Concentrador de tensiones a estudiar

Como podemos observar, el modelo está definido mediante tres parámetros, el diámetro mayor D , el diámetro menor d , y por último el radio de curvatura de la entalla r .

En las gráficas sobre las que vamos a trabajar, los datos están introducidos a partir de las relaciones siguientes; diámetro mayor frente al diámetro menor (D/d), diámetro menor frente al radio (d/r). La creación de cada geometría a analizar usará estos dos parámetros y el diámetro mayor D .

Para generar la geometría en ANSYS® tendremos que distinguir 2 casos. El primer caso ocurrirá cuando el radio de la entalla no sea suficientemente grande como para salvar la diferencia de radios de ambos extremos o partes de la pieza y por tanto, aparecerá una pequeña superficie. Estaremos ante el caso $r + \frac{d}{2} < \frac{D}{2}$, ver Figura 6.2. En segundo lugar tenemos el caso en el cual el radio de la entalla será suficiente y se dará cuando $r + \frac{d}{2} \geq \frac{D}{2}$, ver Figura 6.3.

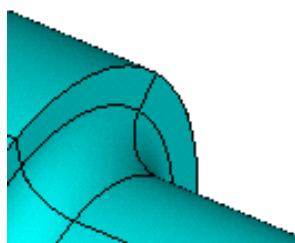


Figura 6.2 Caso 1

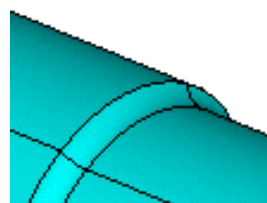


Figura 6.3 Caso 2

Una vez tengamos las relaciones sobre las cuales vamos a trabajar la pieza y los dos casos que se pueden dar en la geometría podemos empezar ejecutando el programa ANSYS®, mediante la aplicación ANSYS® Mechanical APDL Product Launcher, de modo que nos aparezca la Figura 6.4.

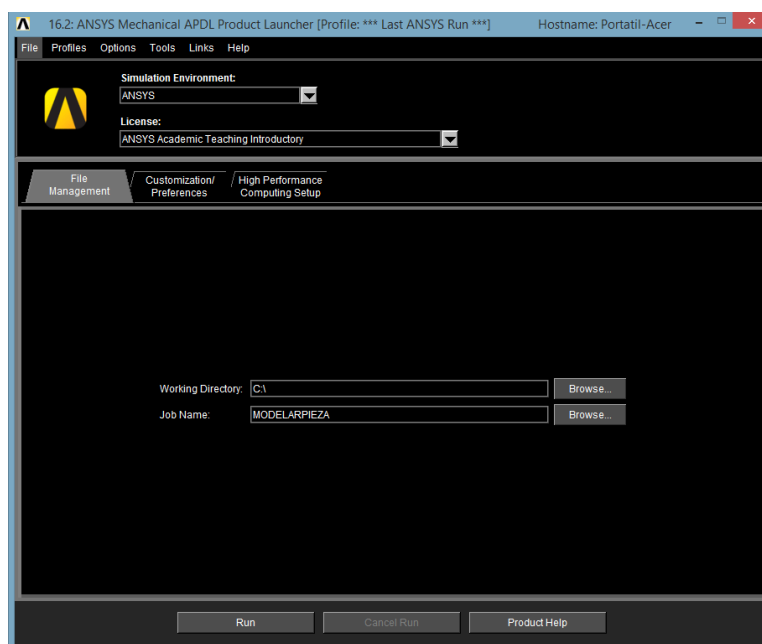


Figura 6.4 Ventana de ejecución ANSYS

En “Working Directory” seleccionaremos la carpeta en cual queremos que se guarden los archivos creados en ANSYS® y en “Job Name” introduciremos el nombre de nuestro archivo. A continuación podemos pasar a ejecutar el programa haciendo clic en el botón “Run”. Nos aparecerá la ventana principal del programa ANSYS sobre la que trabajaremos. Ver Figura 6.5.

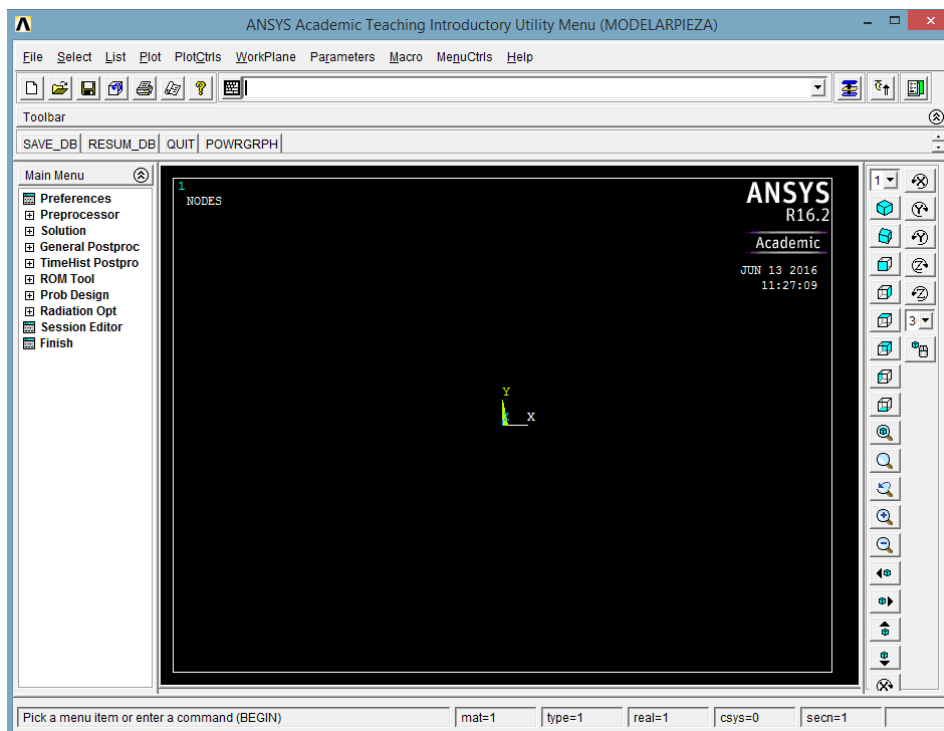


Figura 6.5 Pantalla principal ANSYS

6.1 Definición de tipos de elementos y de materiales.

Lo primero que haremos una vez ejecutado el programa, es definir las preferencias y el tipo de problema que se va a analizar, para ello iremos a **Main Menu > Preferences**. Nos aparecerá la Figura 6.6.

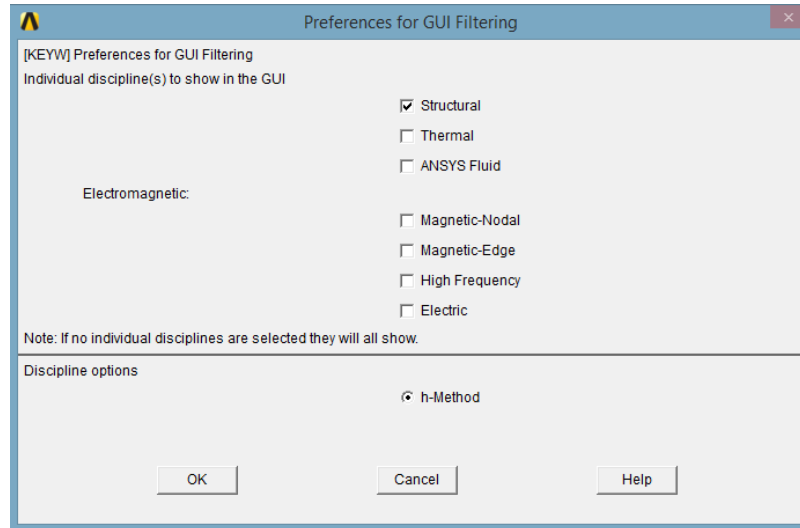


Figura 6.6 Ventana de preferencias

Seleccionamos la opción **Structural** y el método h-Method. Esto lo hacemos para filtrar la interfaz gráfica y que sólo se muestre lo que nos interesa. Una vez seleccionadas estas dos opciones hacemos clic en OK para que se cierre el cuadro de diálogo.

A continuación entramos en el procesador clicando el **Preprocessor**. Aquí nos aparecerán diversas opciones. En primer lugar debemos seleccionas el tipo de elemento finito que vamos a utilizar en nuestro análisis.

Seleccionamos **Element Type > Add/Edit/Delete**. Aparecerán las ventanas de la Figura 6.7.

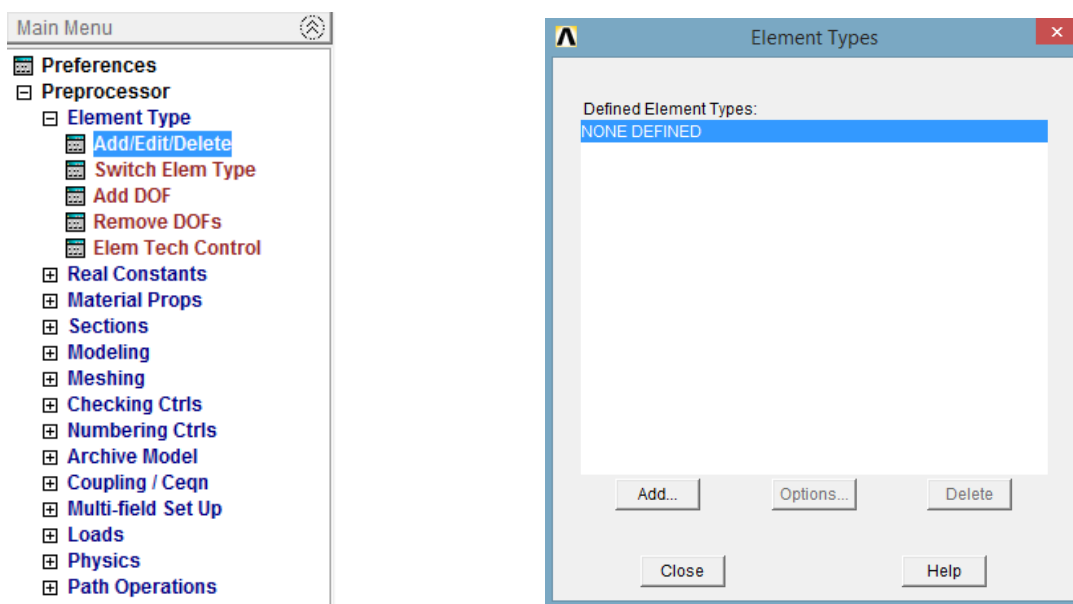


Figura 6.7 Cuadro de diálogo tipo de elemento

Clicamos en **Add** y seleccionamos en la Figura 6.8 el tipo de elemento mas adecuado para el análisis que vamos a realizar. En este caso será el elemento 20 node186, que se usará para definir el volumen.

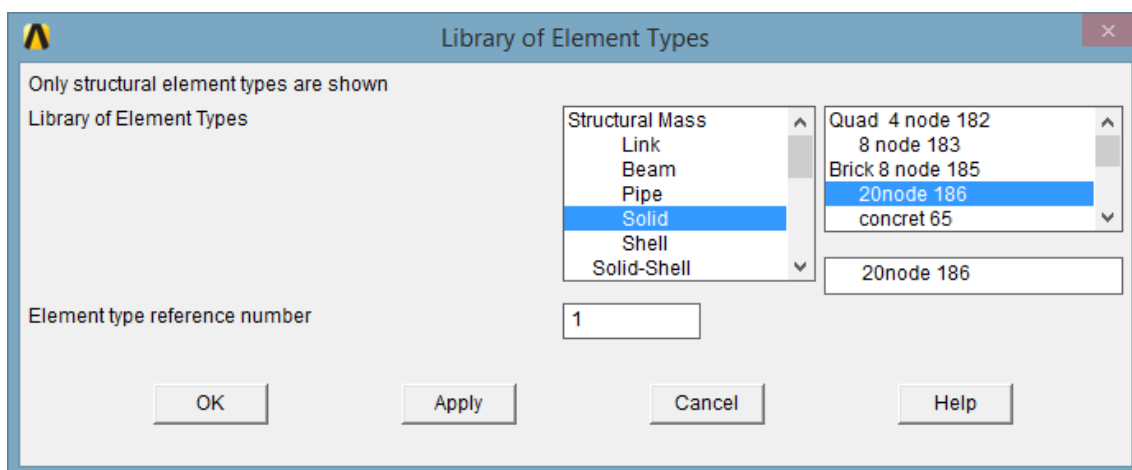


Figura 6.8 Cuadro de diálogo tipo de elemento (1)

Además, necesitaremos introducir otro tipo de elemento, con lo que volveremos a abrir la librería de tipos de elementos y añadiremos otra Structural Mass y 3D Mass 21. Utilizaremos este tipo de elemento porque además de los grados de libertad traslacionales, tiene también grados de libertad rotacionales que permitirán aplicar momentos para simular flexión y torsión. Ver Figura 6.9.

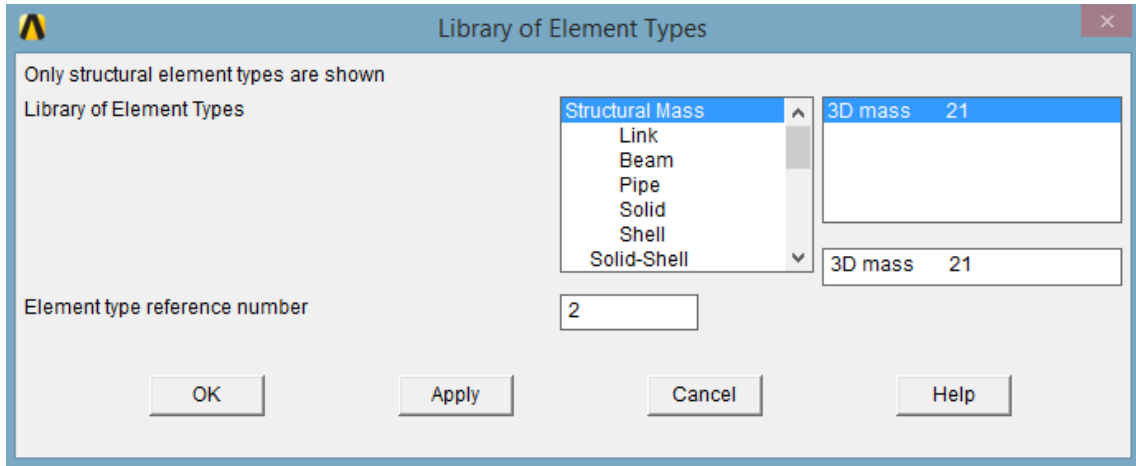


Figura 6.9 Cuadro de diálogo tipo de elemento (2)

A continuación en la ventana de la Figura 6.10 seleccionaremos la opción del menú principal **Preprocessor > Real Constants > Add/Edit/Delete**. Aparecerá la Figura 6.10 donde seleccionaremos la opción **Add**.

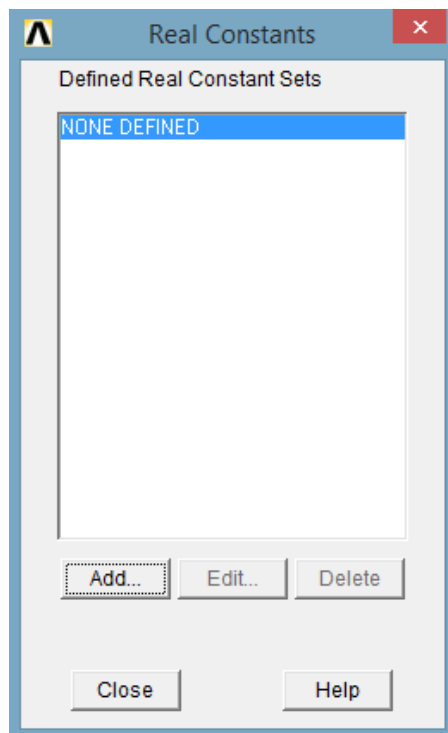


Figura 6.10 Cuadro de diálogo para la selección de Constantes (1)

Seguidamente, al pulsar Add, nos aparecerá la Figura 6.11, ventana en la que seleccionaremos el elemento 2, perteneciente al **Mass 21**.

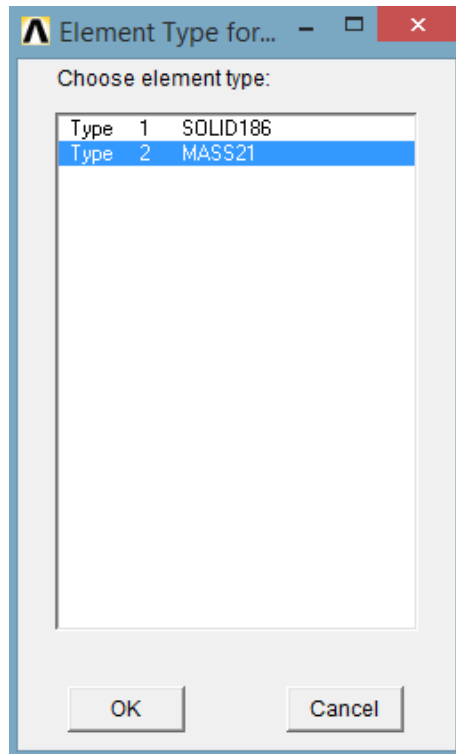


Figura 6.11 Cuadro de diálogo para la selección de Constantes (2)

Al hacer clic en **OK** tendremos la ventana siguiente, ver Figura 6.12, en la cual rellenaremos con un 1 la primera casilla y el resto 0 como se observa en la misma figura.

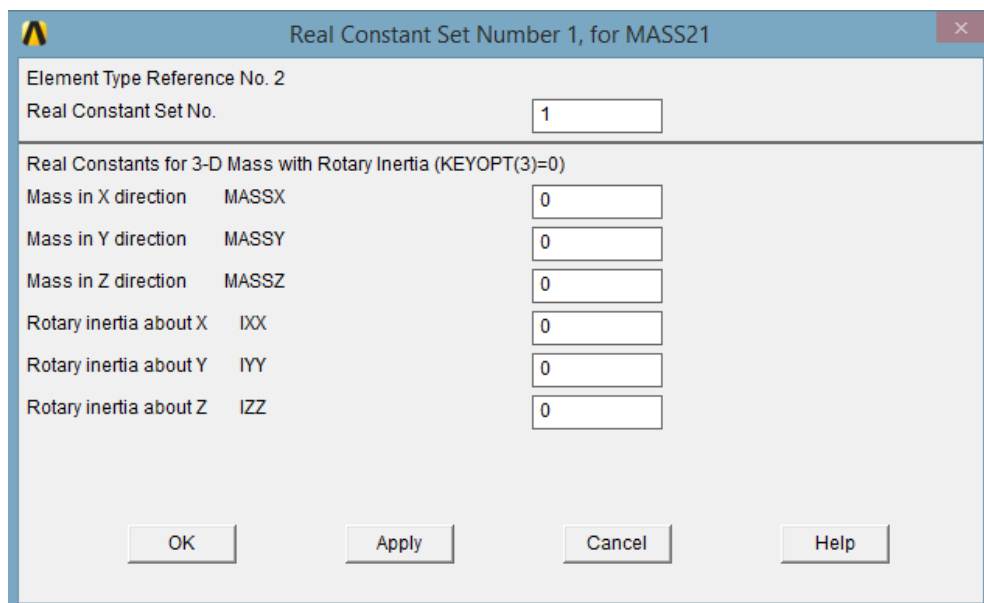


Figura 6.12 Ventana de selección de Real Constants de Mass 21

Tras esto, pasaremos a definir las propiedades del material, con lo cual seleccionaremos las opciones **Preprocessor > Material Props > Material Models**. Y seguiremos con las opciones **Structural > Lineal > Elastic > Isotropic**.

Nos aparecerá un cuadro de diálogo como el de la Figura 6.13, en el cual introduciremos los datos deseados, un módulo de Young = $2.1 \cdot 10^{11}$ Pa y un coeficiente de Poisson de 0.3.

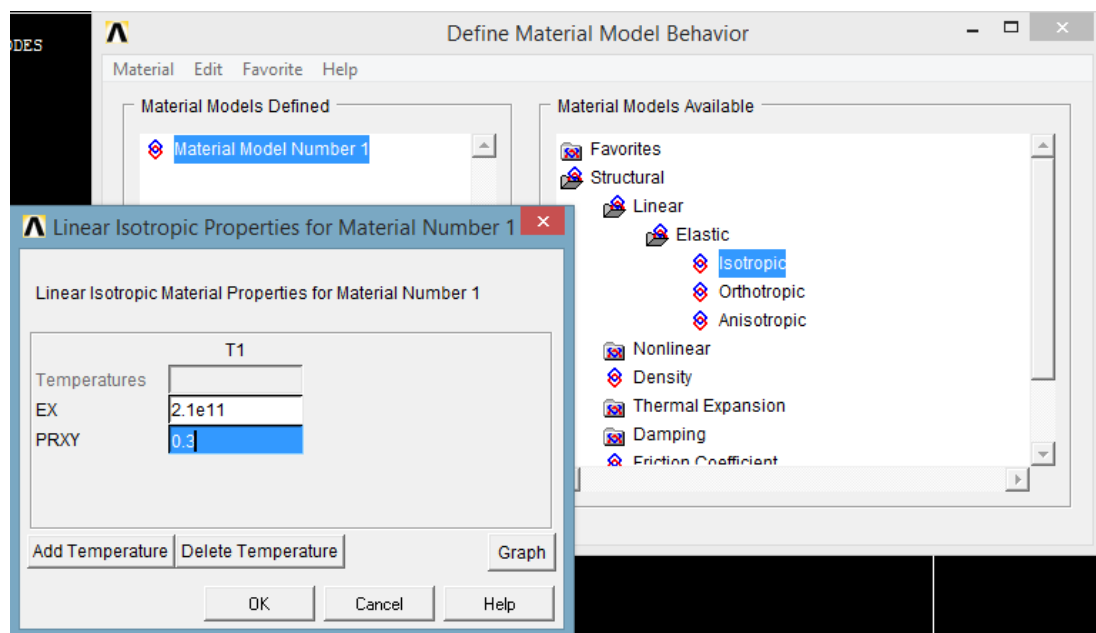


Figura 6.13 Ventana para definir las propiedades del material

6.2 Creación del modelo geométrico.

El modelo geométrico se definirá mediante puntos (Keypoints) que definiremos por sus coordenadas X e Y. Sus componentes irán definidas en relación a los parámetros D, d y r, tal y como se muestra en la Tabla 6.1.

KEYPOINT	CASO 1		CASO 2	
NUMERO	Corden. X	Corden. Y	Corden. X	Corden. Y
1	$1.67 \cdot D$	0	$1.67 \cdot D$	0
2	$1.67 \cdot D$	$d/2$	$1.67 \cdot D$	$d/2$
3	0	$d/2$	r	$d/2$
4	0	$D/2$	r	$D/2$
5	$-1.67 \cdot D$	$D/2$	$-1.67 \cdot D$	$D/2$
6	$-1.67 \cdot D$	0	$-1.67 \cdot D$	0
7	$2 \cdot r$	$d/2$	$2 \cdot r$	$d/2$
8	$-0.08 \cdot D$	$D/2$	$-0.08 \cdot D$	$D/2$
9	$2 \cdot r$	0	$2 \cdot r$	0
10	$-0.08 \cdot D$	0	$-0.08 \cdot D$	0

Tabla 6.1 Coordenadas de los Keypoints

En ambos casos elegiremos unos datos para modelar la pieza inicial, sobre la que trabajaremos y crearemos la macro. En el primer caso tenemos una relación de diámetros de 1.6, una relación entre radio menor y diámetro menor de 0.17 y un diámetro grande de 0.8 m. Y para el segundo caso $D/d = 1.1$, $r/d = 0.08$ y un diámetro $D = 0.55$ m. La tabla resultante sería la Tabla 6.2:

KEYPOINT	CASO 1		CASO 2	
DATOS	$D/d = 1.6 \quad r/d = 0.17 \quad D = 0.8$		$D/d = 1.1 \quad r/d = 0.08 \quad D = 0.55$	
NUMERO	Corden. X	Corden. Y	Corden. X	Corden. Y
1	1.336	0	0.9185	0
2	1.336	0.25	0.9185	0.25
3	0	0.25	0.04	0.25
4	0	0.4	0.04	0.275
5	-1.336	0.4	-0.9185	0.275
6	-1.336	0	-0.9185	0
7	0.17	0.25	0.08	0.25
8	-0.064	0.4	-0.044	0.275
9	0.17	0	0.08	0
10	-0.064	0	-0.044	0

Tabla 6.2 Coordenadas de los Keypoints con parámetros

Como podemos observar, en cada caso tenemos unas coordenadas distintas debido a la diferente geometría. Por tanto realizaremos la definición del modelo geométrico con los dos casos, cosa que quedará plasmada en la macro.

El paso siguiente será crear los Keypoints en el espacio de trabajo de ANSYS. Para ello elegiremos la opción **Preprocessor > Modeling > Create > In active CS** del menú principal y nos aparecerá la ventana que tenemos en la Figura 6.14. En ella introduciremos los Keypoints, numerándolos e indicando sus componentes X e Y.

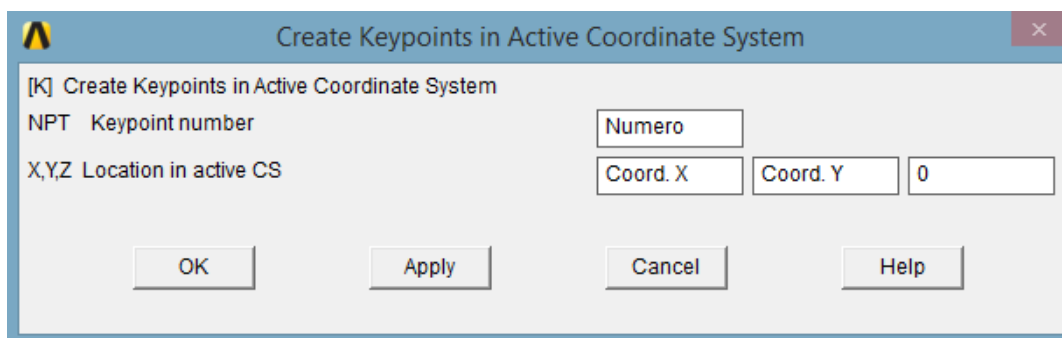


Figura 6.14 Posicionamiento de los Keypoints por coordenadas

Como vemos, el valor de la coordenada Z la dejaremos en cero o nula. Esto se debe a que como estamos ante una pieza cilíndrica, primero modelaremos una parte en dos dimensiones y después haremos una extrusión de esta alrededor del eje principal de la pieza.

Lo que nos quedará en nuestra pantalla de trabajo una vez introducidos las coordenadas será muy similar en ambos casos y como la Figura 6.15.



Figura 6.15 Posición de los Keypoints en la pantalla de trabajo

A continuación definiremos las líneas que unirán dichos Keypoint para crear distintas áreas. Para ello seleccionaremos **Modeling > Create > Lines > Straight Line** y nos aparecerá el cuadro de diálogo de la Figura 6.10.

En esta misma figura también podemos observar cómo quedará el modelo en nuestro espacio de trabajo. Ver Figura 6.16.

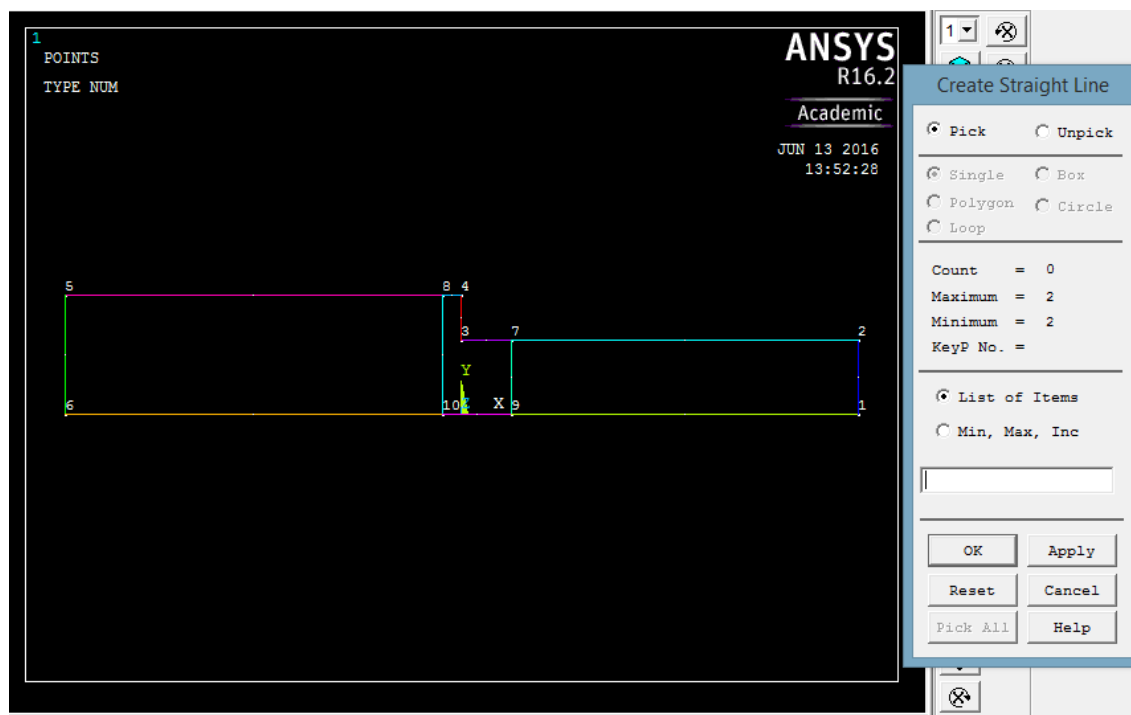


Figura 6.16 Creación de líneas en el modelo

Es interesante saber que hemos creado líneas entre los Keypoint 8-10 y 7-9 para generar tres áreas distintas en la misma pieza en dos dimensiones a fin de facilitar y mejorar el mallado posterior.

Hasta este momento tanto el primer como el segundo caso se desarrollan de manera prácticamente idéntica, siendo la única diferencia las coordenadas de los Keypoints y por tanto su posición final.

A partir de este momento se acabará de definir la geometría de modo distinto en ambos casos, debido a las diferencias en cuanto a la entalla se refiere, tal y como hemos explicado en el apartado de "Procedimiento Propuesto".

CASO 1

En este caso definiremos un arco de circunferencia que unirá las dos partes de la entalla con un radio igual al deseado.

Para esto iremos al menú principal **Preprocessor > Modeling > Create > Lines > Splines > Line Fillet** y seleccionaremos las dos líneas que deseamos unir mediante el arco, que en este caso serán las líneas 8 y 9. Al hacer clic en OK aparecerá la ventana de la Figura 6.17.

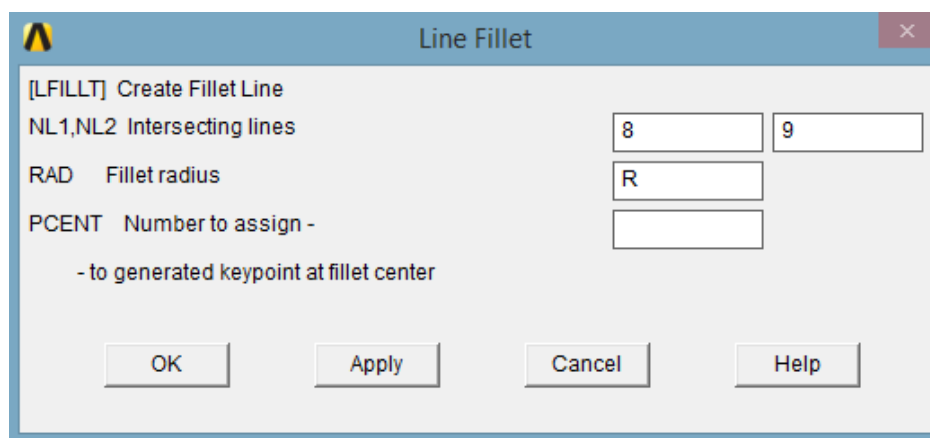


Figura 6.17 Creación de líneas en el modelo

En el valor de R colocaremos el valor del radio deseado. En nuestro caso 0.085.

Para terminar con la geometría, generaremos las áreas de la figura que tenemos definida a partir de las líneas generadas anteriormente y el nuevo arco de circunferencia que forma la entalla

Para la generación de las áreas iremos a **Preprocessor > Modeling > Create > Areas > Arbitrary > By lines**. Para cada área seleccionaremos las líneas que la conforman y pulsaremos OK. Finalmente obtendremos tres áreas que quedarán tal y como nos muestra la Figura 6.18.

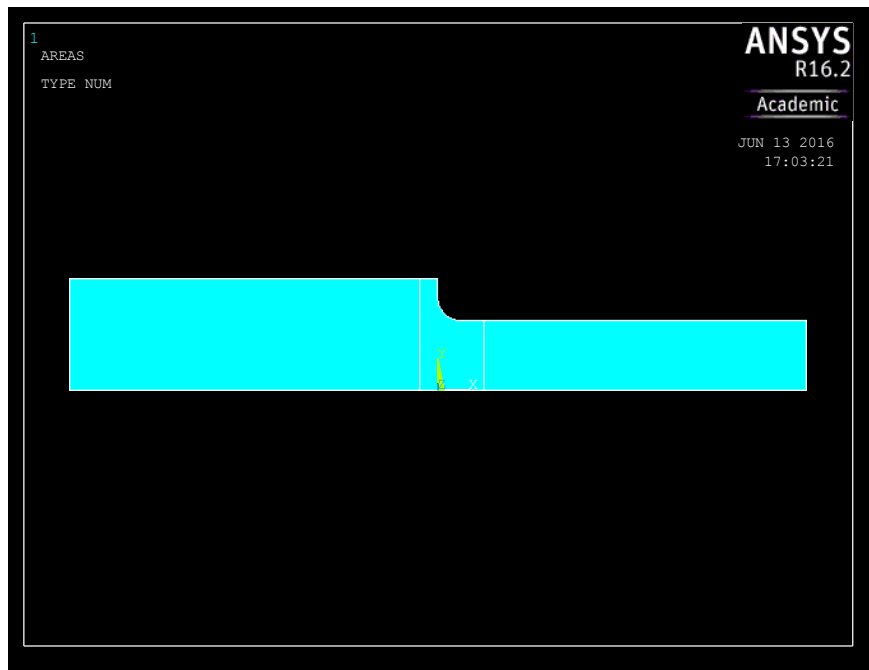


Figura 6.18 Pieza con las áreas definidas

CASO 2

En este segundo caso realizaremos la geometría de la entalla de distinta manera. Como ya sabemos, cuando hay una diferencia muy pequeña entre el diámetro mayor y el diámetro menor junto con un radio de entalla lo suficientemente elevado, ambas superficies de forma cilíndrica quedan unidas por este mismo arco.

Por tanto, para este caso crearemos un círculo que después intersecaremos con las áreas, dándonos lugar a la entalla deseada.

Primeramente creamos las áreas mediante a **Preprocessor > Modeling > Create > Areas > Arbitrary > By lines** a partir de las áreas de contorno al igual que en el caso anterior.

Seleccionamos la opción de **Preprocessor > Modeling > Create > Area > Circle > Solid Circle** y nos aparecerá un cuadro de diálogo como el de la Figura 6.19 en el que elegiremos la coordenada X a una distancia de R, en la coordenada Y un valor de $(d/2)+r$, y en el apartado Radius nuestro valor R (que en nuestro caso es de 0.04).

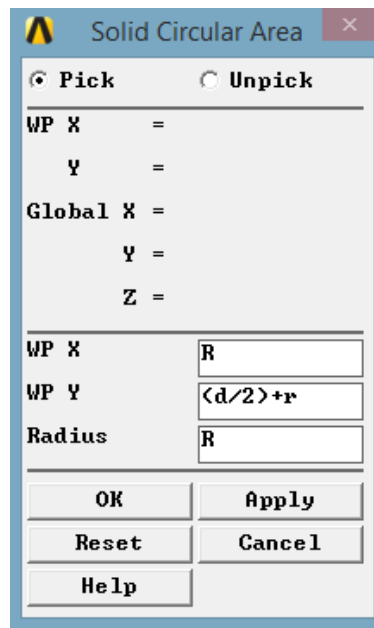


Figura 6.19 Cuadro de diálogo para crear un círculo

Una vez realizado todo esto el modelo se quedará en nuestra ventana de trabajo tal y como se muestra en la Figura 6.20.

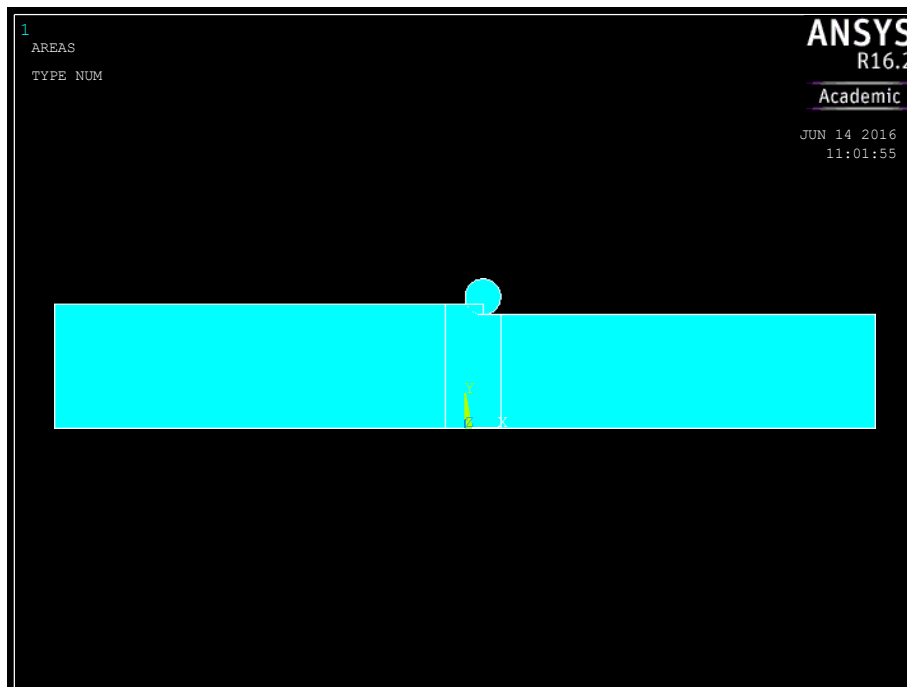


Figura 6.20 Pieza con las áreas y círculo definidos

Llegados a este punto tenemos que intersecar las áreas. Elegimos **Preprocessor > Modeling > Operate > Booleans > Subtract > Areas** del menú principal y nos aparecerá un cuadro de diálogo para seleccionar las áreas con las que deseamos operar. Primero pulsamos el área que se corta con el círculo. Pulsamos **OK**. Finalmente volvemos a pulsar en el área del círculo y volvemos a pulsar **OK**.

Las áreas definidas quedarán como muestra la Figura 6.21:

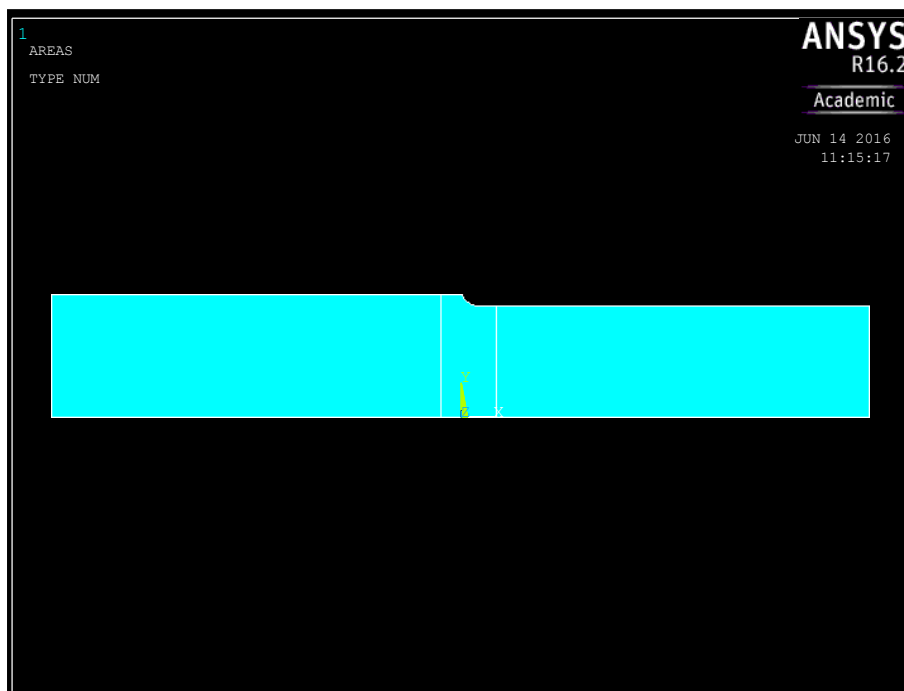


Figura 6.21 Áreas definitivas

Finalmente, para acabar de crear los modelos con las geometrías deseadas deberemos pasar de una figura en dos dimensiones a una en tres dimensiones, es decir, crear el volumen, sobre el cual trabajaremos y posteriormente estudiaremos.

Una vez tengamos las geometrías en dos dimensiones, se procederá de igual forma para ambos casos. Vamos a **Preprocessor > Modeling > Operate > Extrude > Areas > About Axis**, seleccionamos las áreas, que en ambos casos son tres, y hacemos clic en **OK**. Seguidamente nos pedirá que seleccionemos el eje de simetría mediante dos puntos, es aquí donde seleccionaremos la línea que tenemos sobre el eje X y nos une los dos Keypoints extremos y pulsamos **OK**.

Nos aparecerá la siguiente ventana de la Figura 6.22, en la que introduciremos el valor de 360º, ya que queremos una vuelta completa para poder crear un volumen. En la casilla de NSEG introduciremos el valor 4, que será el número de volúmenes que formará en el total de la vuelta completa.



Figura 6.22 Cuadro de diálogo para la creación de volúmenes

Una vez realizada esta acción de extrusión, en nuestra ventana de trabajo nos aparecerá la figura o modelo ya conformado como una pieza en tres dimensiones. El primer caso aparecerá de la forma mostrada en la Figura 6.23.

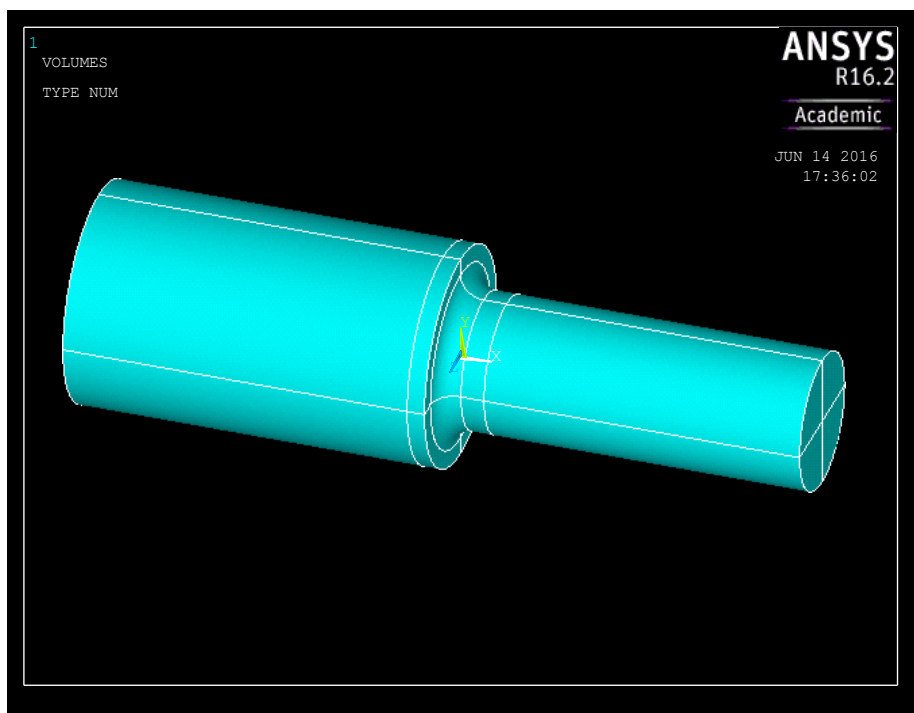


Figura 6.23 Volumen Caso 1

6.3 Generación de la malla de elementos finitos.

A continuación pasamos a crear la malla del modelo generado, que será necesaria para el cálculo mediante el Método de Elementos Finitos y la cual intentaremos ajustar al máximo a fin de que los resultados obtenidos tengan el menor error posible y se mantenga siempre dentro de los límites admisibles. Existen varias versiones de ANSYS®. Además de las versiones profesionales ANSYS® ha desarrollado también versiones para estudiantes y versiones educacionales que se usan frecuentemente en las universidades. En el desarrollo de este proyecto se está utilizando la versión de estudiante que, al igual que la versión educacional limita el tamaño de los análisis a realizar limitando el número de nodos y el número de elementos de los modelos a un valor máximo de 32000. Esto supondrá una limitación en este trabajo dado que obtener grandes precisiones exige usar elementos de pequeño tamaño, superándose fácilmente la limitación de 32000 elementos de la versión usada. Para garantizar una precisión suficiente de los resultados los análisis se tendrán que hacer de manera tal que la estimación de error en norma energética que realiza ANSYS® arroje siempre valores por debajo del 5%. Esto exigirá llevar un especial cuidado a la hora de definir los tamaños de elementos a utilizar en cada zona del componente analizado, que habrán de ser pequeños únicamente donde sea estrictamente necesario a fin de no superar los 32000 elementos con lo que el modelo 3D se mallará por partes. Esto significa que mallaremos por separado áreas, líneas y superficies a fin de conseguir el mejor mallado posible. Los tamaños que estableceremos dependerán siempre de la geometría de la pieza, es decir, estarán directamente relacionados con el tamaño D o R.

Tras establecer un tamaño automático de mallado, ANSYS® permite dar tamaños específicos a los elementos, por tanto empezaremos introduciendo un tamaño global para toda la malla y después le daremos un tamaño de malla específico a los elementos más relevantes de nuestras piezas.

De este modo, empezamos seleccionando **Preprocessor > Meshing > Mesh Tool**, y aparecerá el cuadro de diálogo de la Figura 6.24.

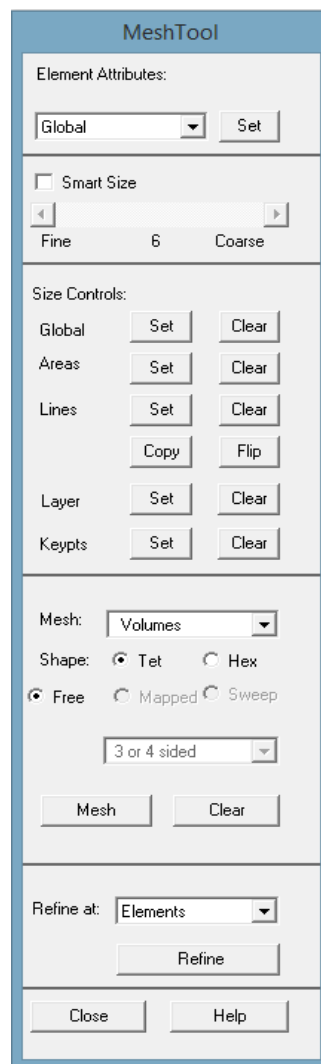


Figura 6.24 Cuadro de diálogo de Mesh Tool

En este mismo cuadro podemos observar que en el apartado “**Size controls**” tenemos las opciones; Global, Areas, Lines, Layer y Keypts. Será mediante estas opciones la forma en la que le daremos tamaños específicos a los elementos deseados.

Este procedimiento será igual en ambos casos. La única diferencia será que en cada caso daremos unos tamaños distintos, debido a las diferencias en la geometría, que harán que un tipo de mallado sea idóneo para un caso pero incorrecto o poco preciso para el otro.

En las siguientes figuras podemos ver las ventanas que nos aparecerán cuando seleccionemos las opciones **Global**, **Áreas** y **Lines** dentro de la ventana Mesh Tool, y donde introduciremos el valor del tamaño de malla. Ver Figuras 6.25, 6.26, 6.27, 6.28.

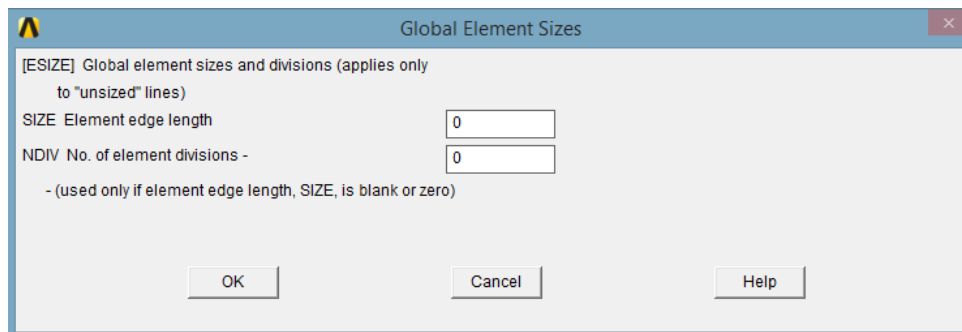


Figura 6.25 Ventana para el tamaño global

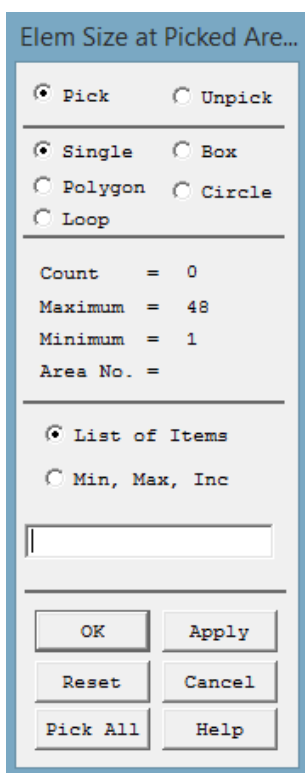


Figura 6.26 Ventana de selección de áreas y líneas

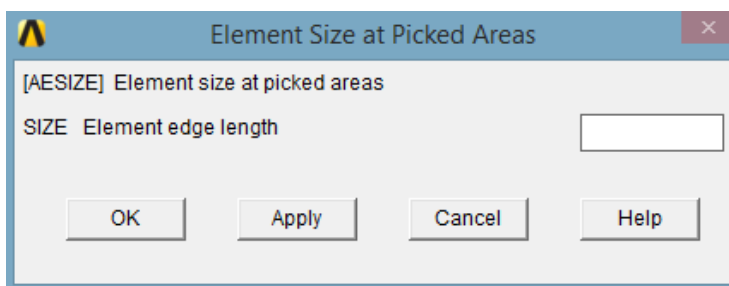


Figura 6.27 Cuadro de diálogo para el mallado de áreas (2)

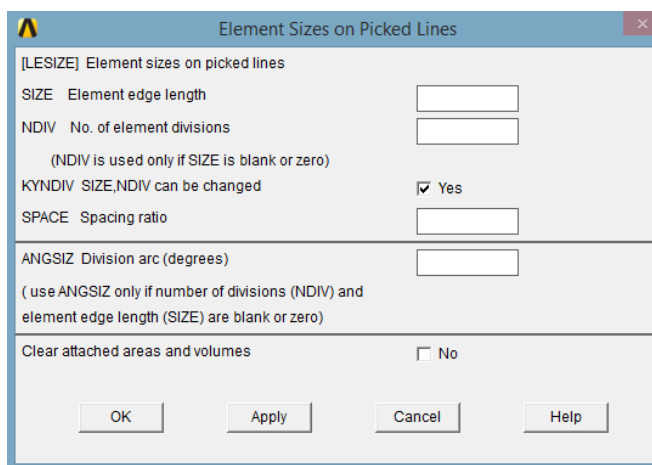


Figura 6.28 Cuadro de diálogo para el mallado de líneas

Como hemos dicho, cada caso tendrá un mallado a fin de conseguir la mayor fiabilidad y exactitud en el resultado. A continuación se detallarán los dos mallados:

CASO 1

El mallado de este caso, se basará en el mallado global comentado anteriormente y el mallado de las áreas y líneas indicadas a continuación en el esquema de la Figura 6.29:

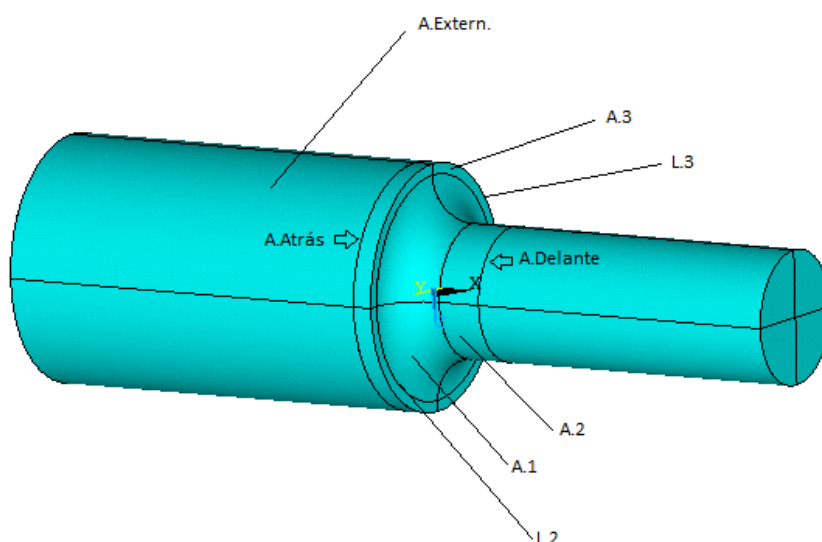


Figura 6.29 Esquema de mallado del Caso 1

Como podemos observar, las áreas están indicadas con una A y las líneas con una L. También se llevará a cabo el mallado del volumen central, donde se encuentra la entalla. En ANSYS® no se pueden mallar volúmenes pero entenderemos como mallar un volumen a la selección mediante “Box” de todas las áreas que lo componen, es decir, que se encuentran en él. Por tanto, lo mallaremos mediante la opción de áreas.

A continuación quedan recogidos los valores de tamaño de malla en cada caso. A excepción del tamaño global y el de las áreas externas, el tamaño de la malla siempre dependerá de la variable R, radio de la entalla, y de una constante que llamaremos KR. Dicha constante puede variar dependiendo de los valores de D/d, r/d y D, de modo que nunca se lleguen a exceder los 32000 nodos o elementos.

Global: $0.6 \cdot DM$

Área Delante: $0.7 \cdot R \cdot KR$

Area1: $0.25 \cdot R \cdot KR$

Área Atrás: $0.53 \cdot R \cdot KR$

Area2: $0.25 \cdot R \cdot KR$

Línea2: $0.53 \cdot R \cdot KR$

Area3: $0.53 \cdot R \cdot KR$

Línea3: $0.53 \cdot R \cdot KR$

Volúmen1: $0.7 \cdot R \cdot KR$

Áreas exteriores: $0.37 \cdot DM$

Una vez introducidos todos estos valores volveremos a seleccionar **Preprocessor > Meshing > Mesh Tool**, seleccionaremos la opción de Mesh: “Volumes” y haremos clic en **Mesh**. Seleccionaremos toda la pieza mediante la opción “Box” nombrada con anterioridad, le daremos a **OK** y tendremos la pieza perfectamente mallada con los tamaños deseados.

Finalmente el resultado que obtendremos será similar a la Figura 6.30:

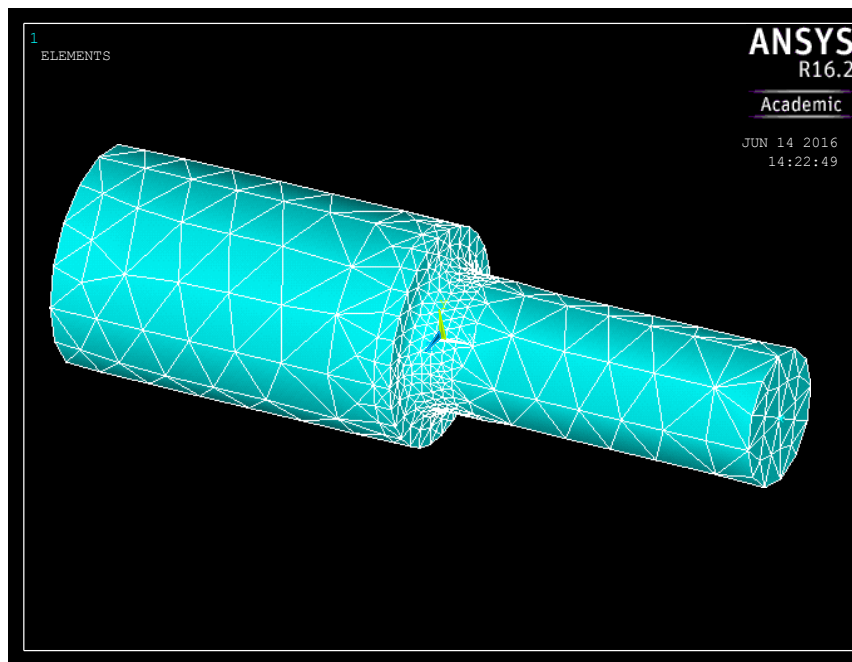


Figura 6.30 Resultado mallado Caso1

CASO 2

Para realizar el mallado del segundo modelo o geometría se procederá del mismo modo, únicamente cambiará el tamaño de malla y las áreas y líneas a mallar, indicadas en el esquema de la Figura 6.31:

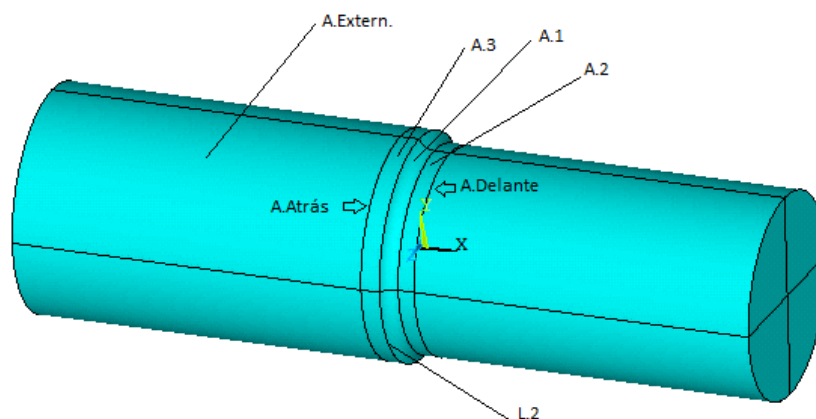


Figura 6.31 Esquema de mallado del Caso 2

Y, los datos que introduciremos en ANSYS® mediante los cuadros de diálogo de **Mesh Tool**, tal y como se ha explicado co anterioridad, serán:

Global: $0.3*DM$	Área Delante: $0.53*R*KR$
Area1: $0.2*R*KR$	Área Atrás: $0.53*R*KR$
Area2: $0.25*R*KR$	Línea2: $0.9*R*KR$
Area3: $0.9*R*KR$	Áreas exteriores: $0.45*DM$
Volúmen1: $1.1*R*KR$	

Una vez introducidos estos valores pasamos a mallar finalmente la pieza. Si lo hemos realizado correctamente y paso a paso nos aparecerá en nuestra pantalla de trabajo la Figura 6.32.

Si en alguna de las soluciones aparece el contorno con formas poco circulares, con tramos rectos que no hacen el contorno circular perfecto, debemos saber que eso es solo el aspecto de los elementos dado que ANSYS® para acelerar la representación gráfica, utiliza únicamente los nodos vértice de los elementos cuadráticos. Si se representasen los nodos usando el comando NPLOT, se observaría que los nodos de mitad de lado de la superficie también están situados sobre el contorno circular del componente, pese a en la representación de elementos parezca que no.

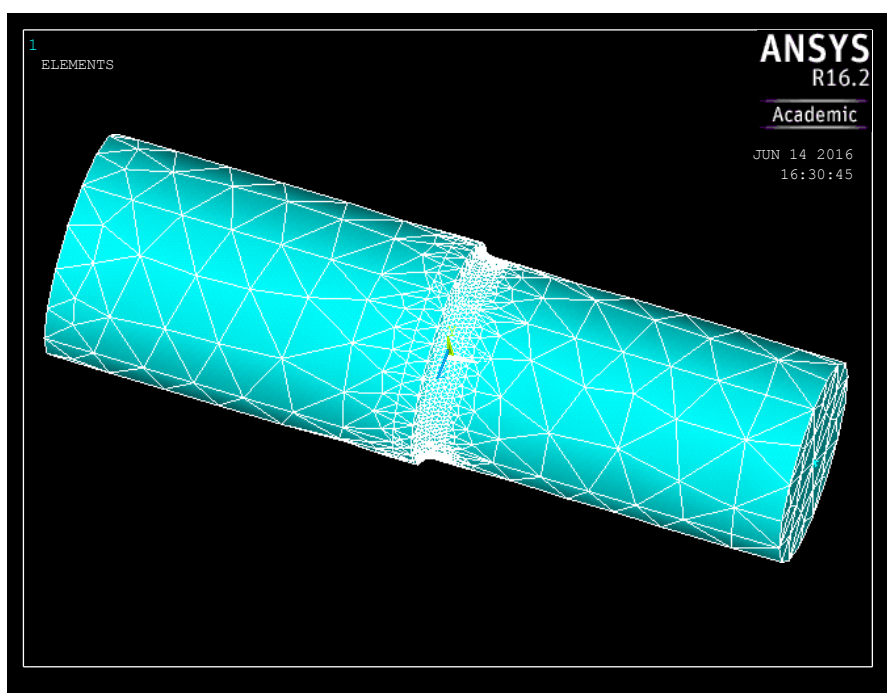


Figura 6.32 Resultado del mallado del Caso2

Podemos ver con mayor detalle el interior de la pieza a la altura del volumen centra en la Figura 6.33. Vemos que los elementos son menores en la parte interna con respecto a las áreas exteriores. Los elementos serán de menor tamaño sobretodo en la parte central y en el área externa de la entalla ya que es aquí donde se generaran las mayores tensiones debido a la entalla y es la parte que queremos estudiar. Aquí necesitamos obtener unos valores más exactos y fiables.

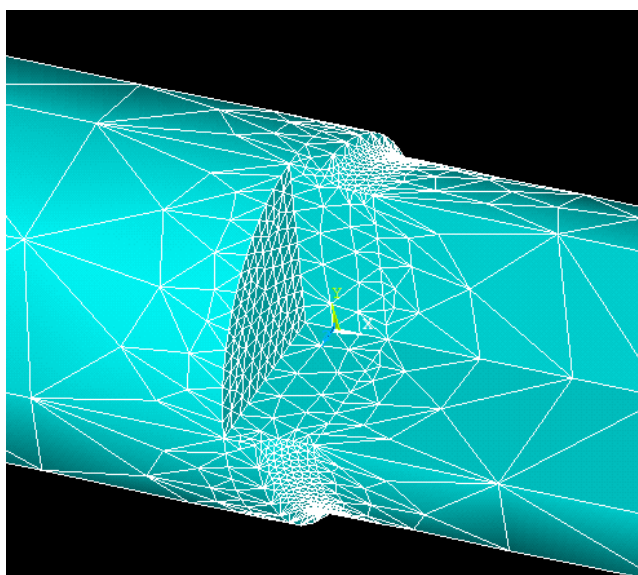


Figura 6.33 Interior del volumen central

6.4 Aplicación de las condiciones de contorno.

En este apartado aplicaremos a las piezas de ambos casos las condiciones de contorno en las cuales tienen que trabajar. Empezaremos estableciendo un desplazamiento nulo a todos los puntos del área del extremo de mayor diámetro (D) y finalizaremos con la aplicación de distintas cargas en el extremo opuesto y de menor diámetro (d) a fin de obtener los tres casos de carga que vamos a estudiar: axial, flector y torsor.

En primer lugar, seleccionaremos **Preprocessor > Loads > Define Loads > Apply > Structural > Displacement > On Areas**. Una vez abierto el cuadro de diálogo seleccionaremos el área deseada, que en nuestro caso estará compuesta por 4 áreas en total y corresponderá a la base mayor de la pieza. Pulsaremos **OK**. A continuación aparecerá la ventana de la Figura 6.34.

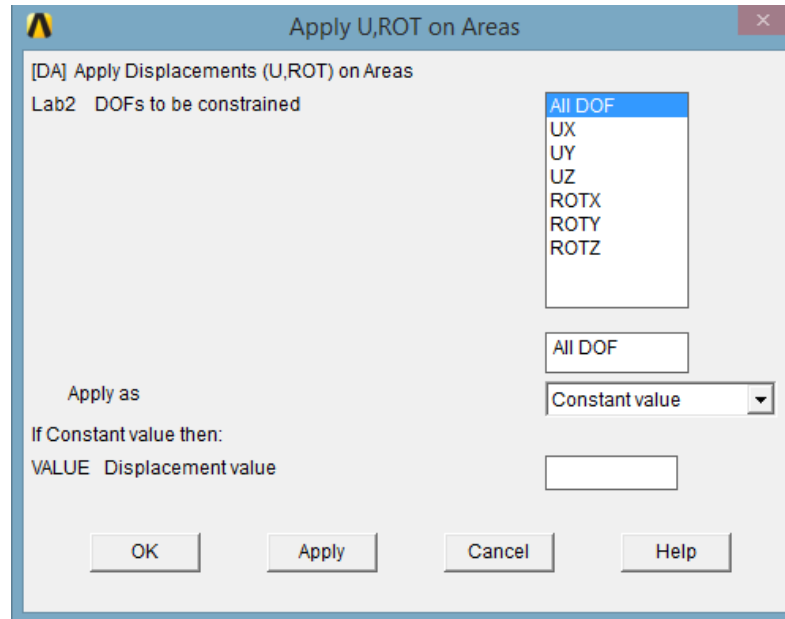


Figura 6.34 Ventana para aplicar las restricciones de desplazamiento

Seleccionaremos la opción **ALL DOF** de modo que quede restringido cualquier movimiento posible de éste área. Pulsamos **OK**.

Una vez hecho esto pasamos a la aplicación de las cargas. Para simplificar la aplicación de cargas en ANSYS® aplicamos la carga a un único punto, por tanto para evitar puntos singulares que nos conduzcan a error, crearemos una superficie rígida en la cara de aplicación de las cargas, es decir, englobará las cuatro áreas que forman la cara de la base menor de la pieza.

Para la creación de una superficie rígida es necesario definir un nodo master que será el situado en el centro de la sección y unos nodos esclavos, pertenecientes a esta misma sección y que se desplazarán en función del movimiento del nodo master. Para ello dentro de **Main Menu** seleccionaremos **Prerocessor > Coupling/Ceqn > Rigid Region**. Seleccionaremos el nodo master que será sobre el que aplicaremos la carga y pulsamos **OK**. Seguidamente deberemos seleccionar los nodos que formarán el área rígida y que corresponderán al resto de nodos de la base menor de la pieza. Volvemos a pulsar **OK**.

Para poder transmitir al resto del componente los momentos puntuales aplicados en el nodo máster del centro de la sección es necesario que este nodo tenga grados de libertad de rotación. Para ello mallaremos el keypoint donde está este nodo con un elemento tipo masa puntual.

Tras estos dos pasos, la restricción de movimientos de la superficie mayor y la creación de una superficie rígida en la cara menor, en nuestra ventana de trabajo tendremos la Figura 6.35.

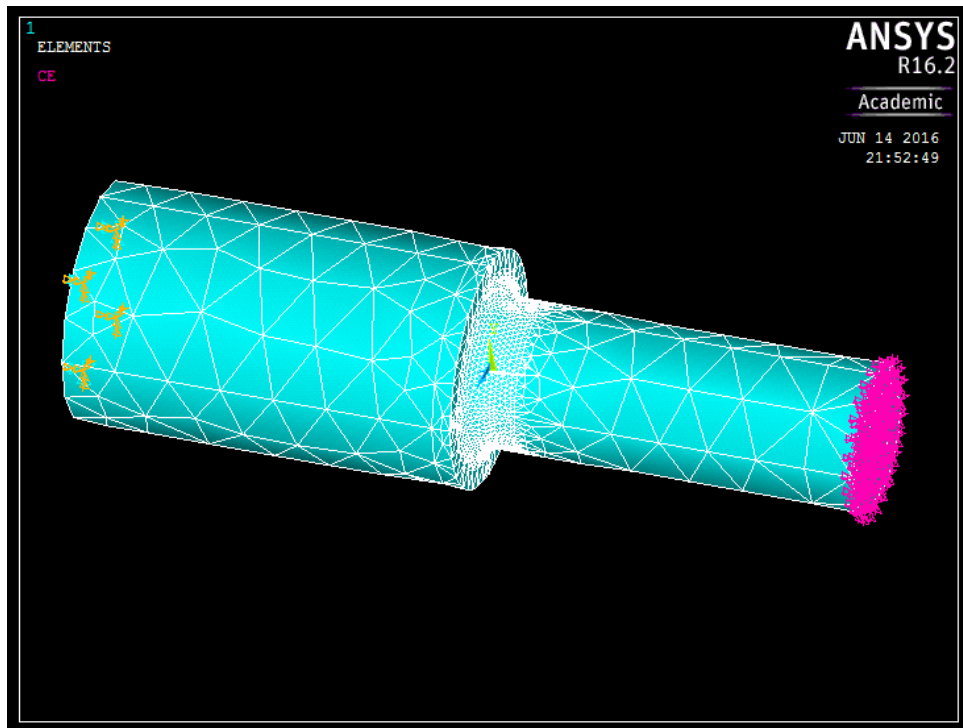


Figura 6.35 Condiciones de contorno. Caso 1

Lo que aparece indicado en amarillo son las restricciones de desplazamiento y la superficie con pequeñas líneas de color rosa es la superficie rígida.

A continuación, y por último en este apartado de las condiciones de contorno, debemos aplicar las cargas. Como hemos dicho con anterioridad, aplicaremos sobre un punto los tres tipos de carga que vamos a estudiar.

Para facilitar el proceso de resolución y a fin de automatizar el proceso para conseguir que sea más rápido, resolveremos mediante **LS files** (ficheros de casos de carga – load steps). Aplicaremos cada una de las cargas por separado y las guardaremos en archivos LS, así podrá calcular cada uno de los casos más rápidamente en el momento de la resolución.

A continuación seleccionaremos las opciones **Preprocessor > Loads > Define Loads > Apply > Structural > Force/Moment > On Keypoints**, seleccionaremos el punto central de la base donde aplicaremos la cargas y pulsamos **OK**. Seguidamente nos aparecerá la ventana que tenemos en la Figura 6.36, en la que indicaremos el tipo de carga que queremos introducir y el valor de esta. En este caso seleccionaremos carga axial (FX) y un valor de 100N.

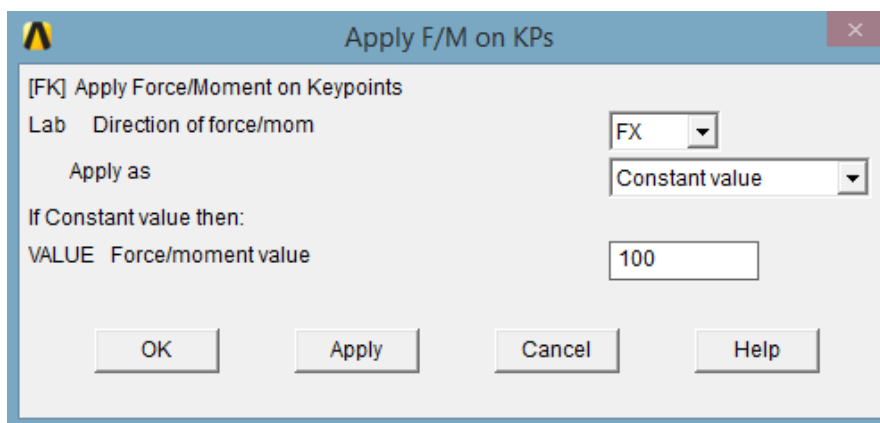


Figura 6.36 Ventana para introducir tipo de carga y valor

El siguiente paso es guardar esta fuerza en un archivo LS. Para ello, dentro de **Preprocessor > Loads > Loads Step Opts** seleccionaremos la herramienta **Write LS Files**. En la ventana de la Figura 6.37, indicaremos el número en el cual queremos guardar el presente caso de carga. La carga axial será guardada en el número 1, por tanto introduciremos dicho número en la casilla LSNUM y pulsaremos **OK**.

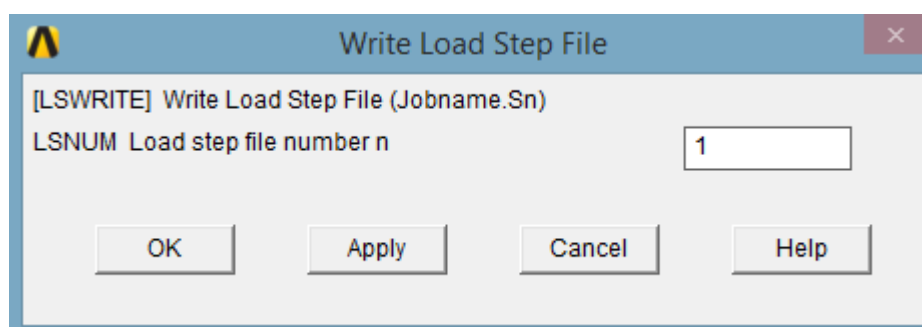


Figura 6.37 Cuadro de diálogo de Write LS Files

Ahora procederemos a eliminar la carga aplicada y lo haremos mediante la opción **Preprocessor > Loads > Define Loads > Delete > Structural > Force/Moment > On Keypoints**. Seleccionaremos el Keypoint donde esta aplicada e indicaremos en el cuadro de diálogo la carga que deseamos eliminar. Ver Figura 6.38.

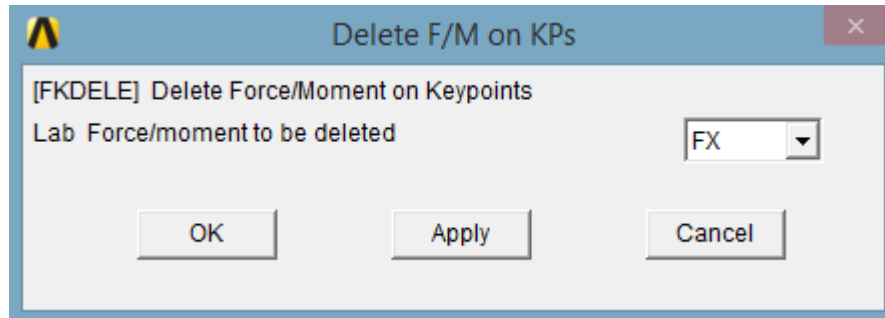


Figura 6.38 Cuadro de diálogo para eliminación de carga

Repetiremos estos pasos para los siguientes casos de carga. Para el momento flector seleccionaremos MY en la primera ventana, introduciremos un valor de 100N y lo nombraremos como el caso 2. En el tercer caso, para el momento torsor, seleccionaremos MX y será el número 3, también con un valor de 100N.

6.5 Resolución.

Una vez introducidas las condiciones de contorno en las cuales hemos introducido los tres casos de carga a estudiar, pasaremos al cálculo de la solución. Para ello seleccionaremos la herramienta **Solution > Solve > From LS Files** en el menú principal, Main Menu.

Nos aparecerá el cuadro de diálogo de la Figura 6.39, en la que tendremos tres casillas. En la primera, LSMIN, deberemos indicar desde qué archivo empezar, en LSMAX el archivo hasta el que debe calcular y en LSINC el amento que se produce. Por tanto introduciremos 1, 3, 1.

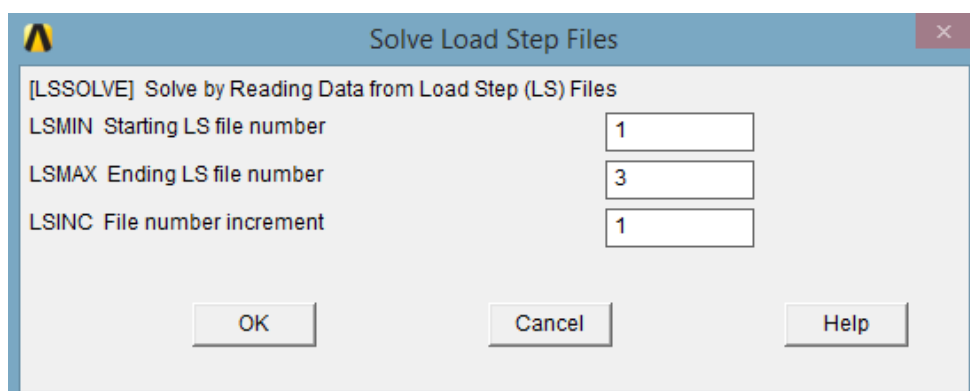


Figura 6.39 Resolución de los casos de carga

Seguidamente pulsamos **OK**, y se producirá la resolución de los casos de carga de los archivos LS indicados. El tiempo puede variar dependiendo el archivo y una vez finalizado nos aparecerá la siguiente ventana, que deberemos cerrar pulsando Close. Ver Figura 6.40.

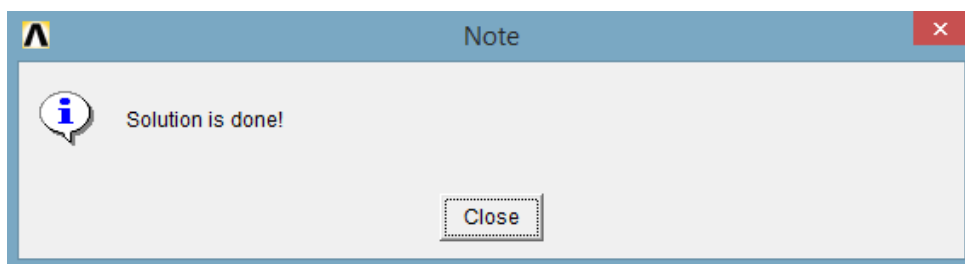


Figura 6.40 Aviso de que el cálculo ha terminado

6.6 Obtención de los resultados.

Una vez resueltos los tres casos de carga mediante el método de elementos finitos en ANSYS® podemos analizar los resultados con ayuda del postprocesador de este programa.

Para ello en primer lugar deberemos definir los casos de carga y numerarlos. Esto lo haremos abriendo la barra de herramientas de **General Postproc** e introduciendo en el cuadro de comandos de la parte superior: LCDEF,1,1 y pulsamos “Intro”, volvemos a introducir LCDEF,2,2 y pulsamos “Intro” de nuevo y por último repetimos introduciendo LCDEF,3,3.

Una vez hecho esto, el programa reconocerá cada caso de carga por su número, por tanto para estudiar uno de ellos únicamente deberemos introducir “LCDEF, “seguido del caso deseado y pulsar “Intro” para encontrarnos en dicho caso.

Es importante comprobar el error que hemos obtenido, en cada caso, con nuestra malla. Para ello deberemos desactivar primero el **POWERGRPH**, clicando sobre el recuadro de la barra superior con este mismo nombre. Ver Figura 6.41.

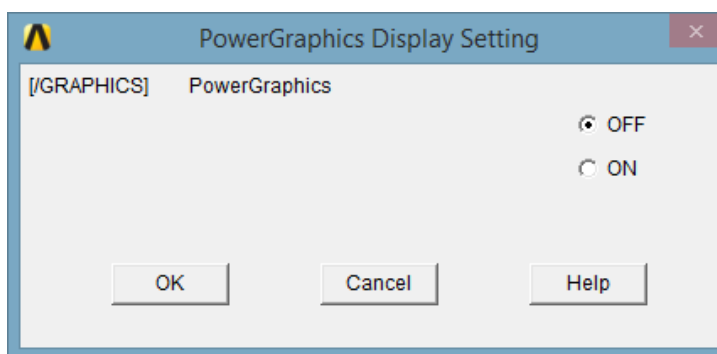


Figura 6.41 Ventana activ/desactiv PowerGraphics

Al mismo tiempo que nos encontramos con la barra de herramientas **General Postproc** abierta, escribiremos en la barra de comandos de la parte superior **PRERR** para obtener el valor en tanto por cien del error. Y nos aparecerá una ventana como la de la Figura 6.42.

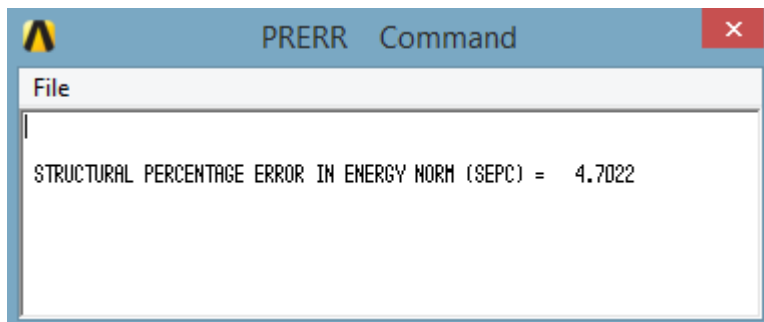


Figura 6.42 Cuadro PRERR con el porcentaje de error.

Los resultados deben tener el menor porcentaje de error posible para que los podamos dar por válidos. Si conseguimos porcentajes de error bajos, podremos afirmar que el tamaño de elemento es correcto. Si por el contrario, vemos que el porcentaje de error es elevado y no se encuentra dentro de los límites admisibles, deberemos realizar modificaciones en el tamaño de elemento hasta reducir el valor del error estimado hasta valores admisibles, por debajo del 5%..

Debido a que, como hemos comentado anteriormente, la versión con la que trabajamos tiene un máximo de 32.000 nodos los porcentajes no se pueden reducir hasta los mínimos que serían posibles con otras versiones. No obstante, intentaremos ajustar el máximo posible para cada uno de los casos.

Los resultados a analizar son las tensiones máximas mediante cuatro criterios, para ello, una vez dentro del caso de carga que nos interese, seleccionaremos en Main Menu **General Postproc > Plot Results > Contour Plot > Nodal Solution**. Nos aparecerá el recuadro de la Figura 6.43, en la que seleccionaremos Stress.

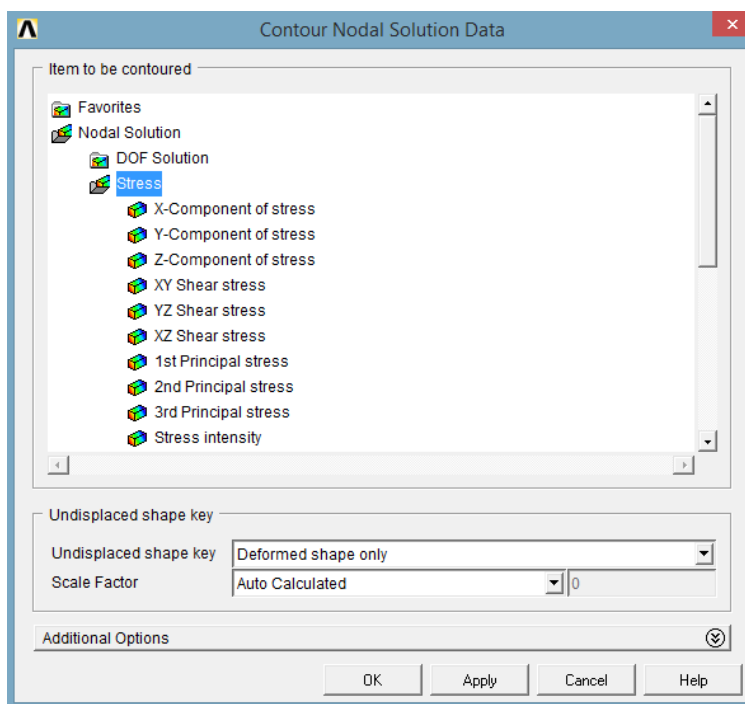


Figura 6.43 Ventana de selección de criterio para la solución de contorno en nodos

Aquí seleccionaremos uno por uno los criterios de análisis de las tensiones para cada una de las cargas. De este modo nos aparecerá el diagrama de colores indicando la distribución de las tensiones.

Los criterios que usaremos tanto para el axil como para el flector será; Von Mises, Tresca, Tensiones Principales y Tensiones en X. Que en la anterior ventana aparecen respectivamente como “*von Mises stress*”, “*Stress intensity*”, “*1st Principal stress*” y “*X-Component of stress*”.

El torsor los estudiaremos con los tres primeros criterios nombrados pero cambiando el último por Tensiones YZ, que aparecerá como “*YZ Shear stress*”.

A continuación tenemos las imágenes obtenidas tras la resolución y análisis de la pieza tipo caso 1 en la que nos hemos basado durante todo el documento. Las Figuras 6.44, 6.45, 6.46 y 6.47 pertenecen al axil, las Figuras 6.48, 6.49, 6.50 y 6.51 al flector, y por último las Figuras 6.52, 6.53, 6.54 y 6.55 corresponderán al torsor en los cuatro criterios seleccionados.

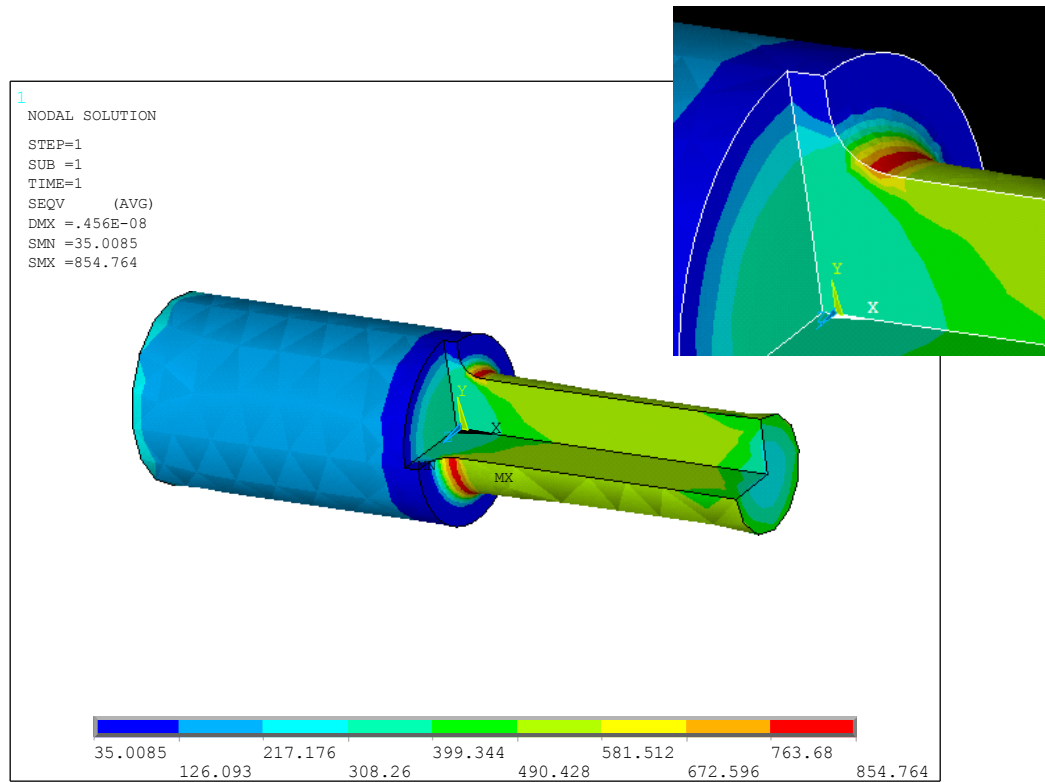


Figura 6.44 Campo de tensiones por el criterio de Von Mises para carga axial

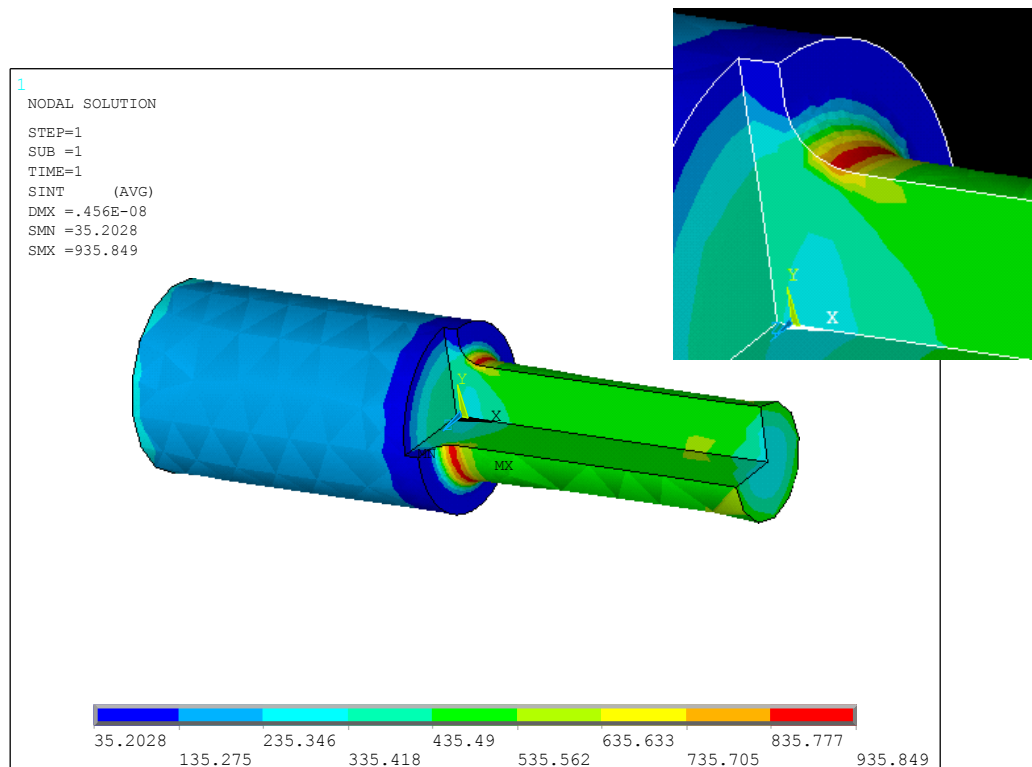


Figura 6.45 Campo de tensiones por el criterio de Tresca para carga axial

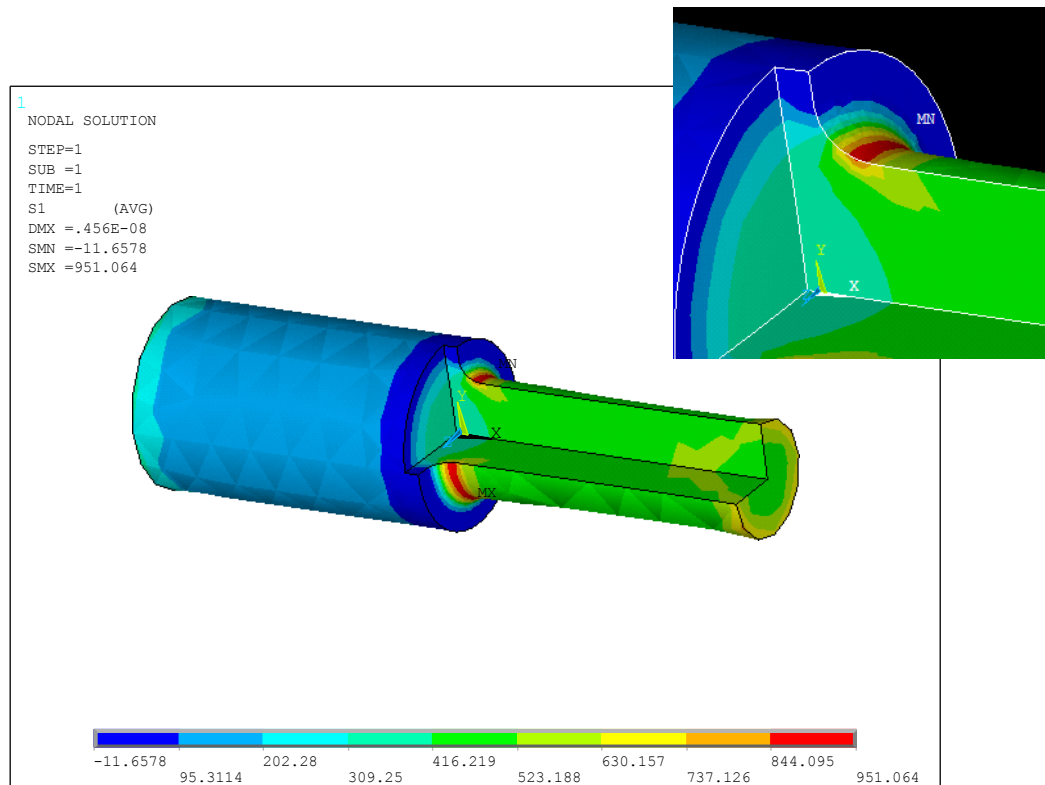


Figura 6.46 Campo de tensiones por el criterio de Tensiones Principales para carga axial

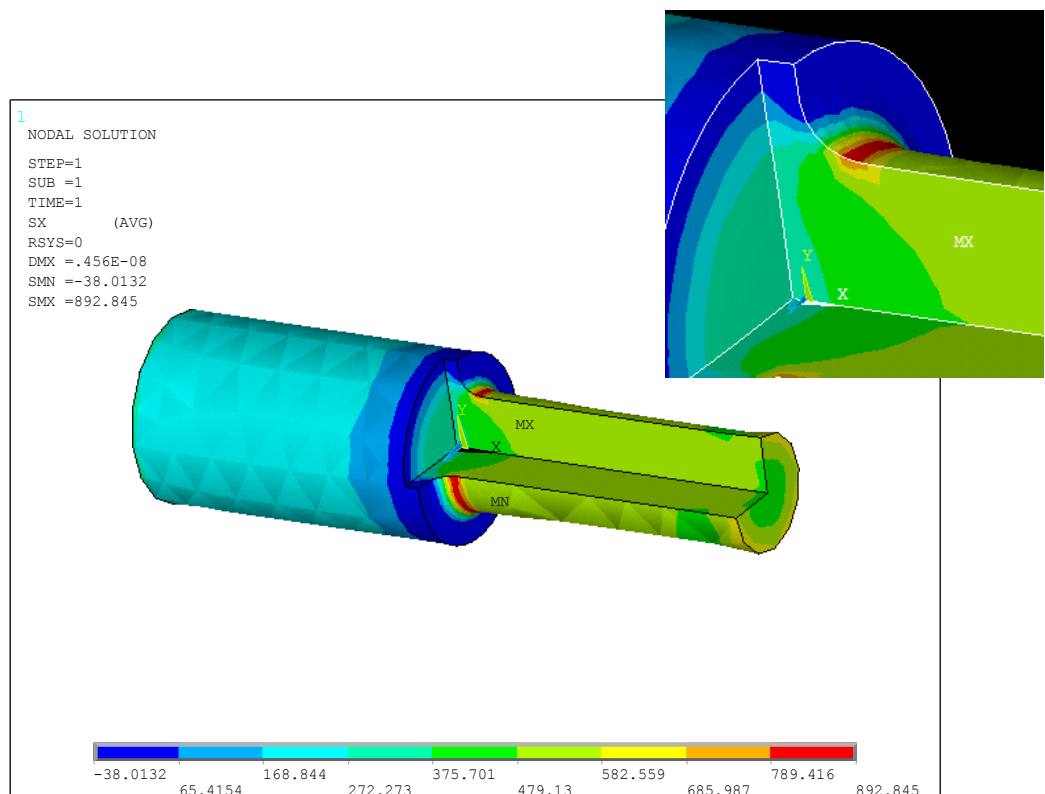


Figura 6.47 Campo de tensiones por el criterio de Tensiones en X para carga axial

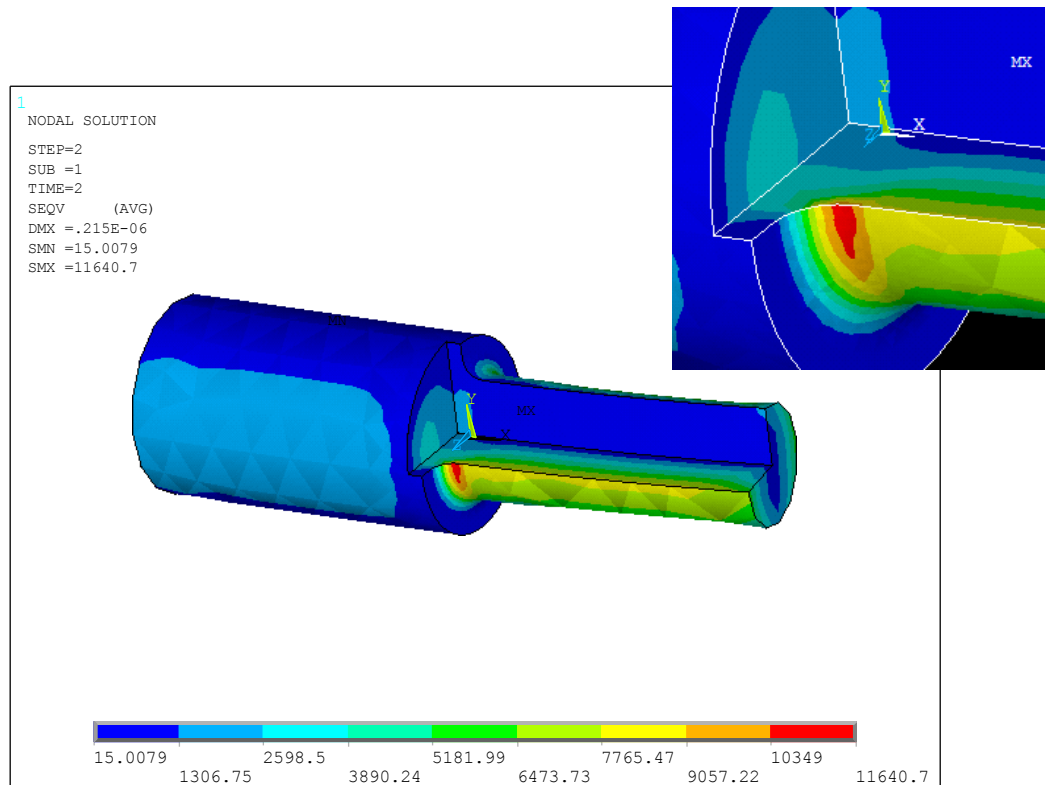


Figura 6.48 Campo de tensiones por el criterio de Von Mises para

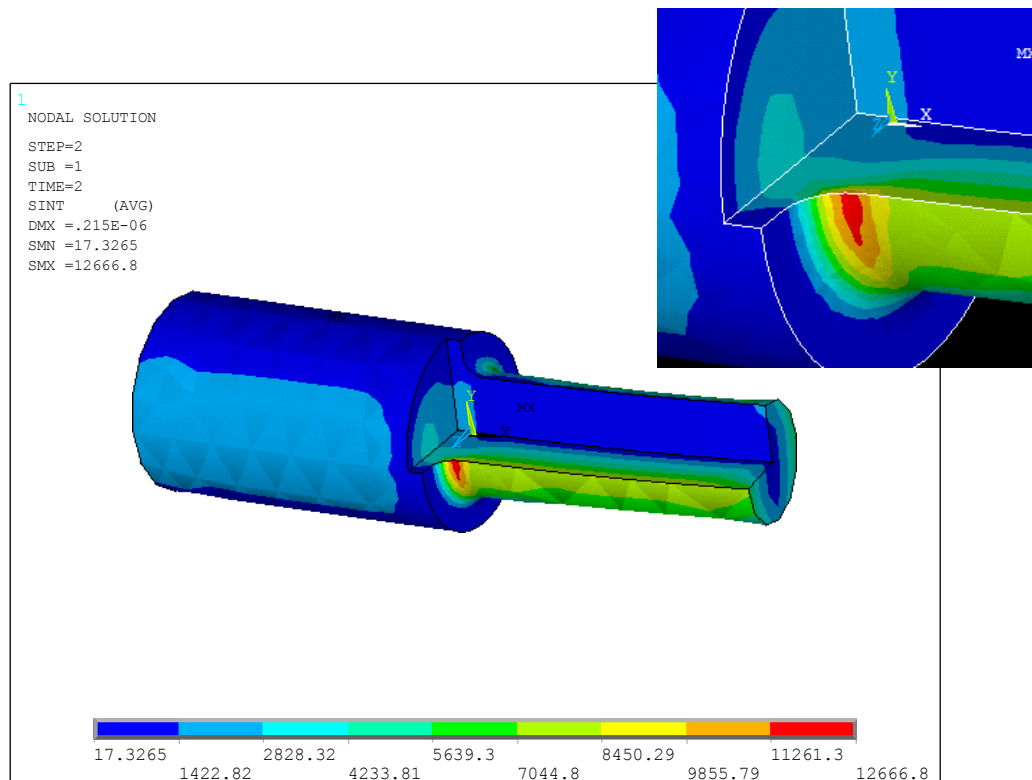


Figura 6.49 Campo de tensiones por el criterio de Tresca para flector

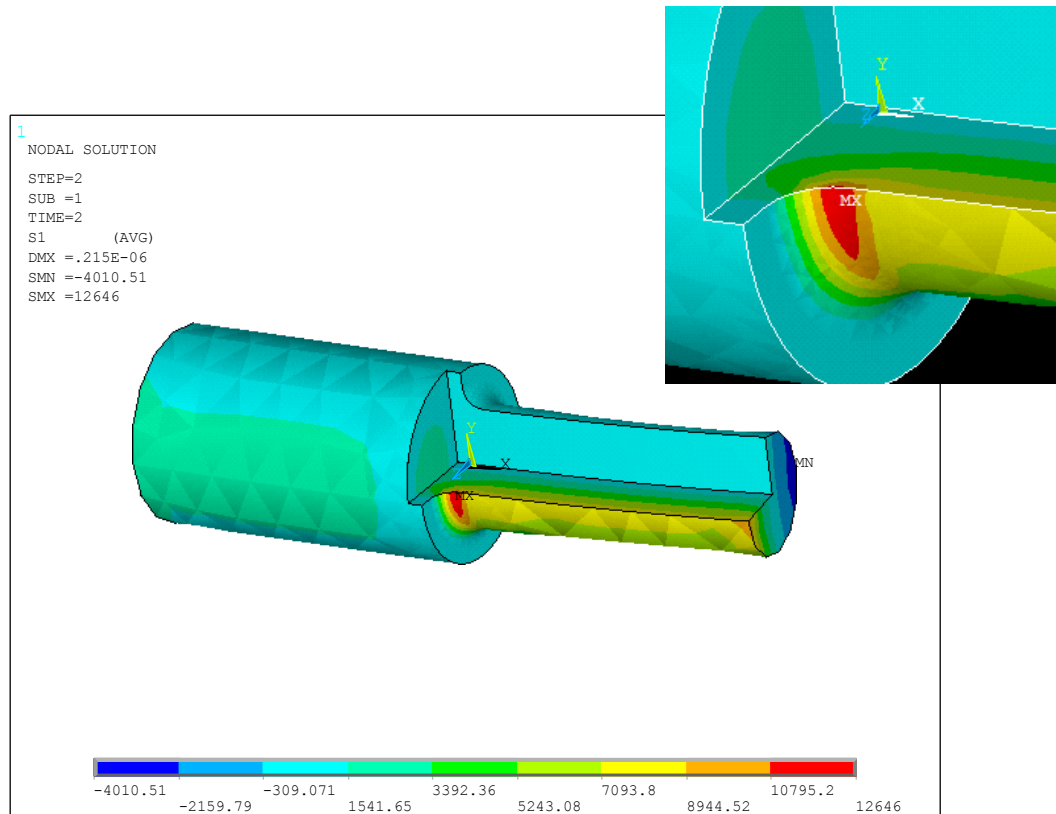


Figura 6.50 Campo de tensiones por el criterio de Tensiones Principales para flector

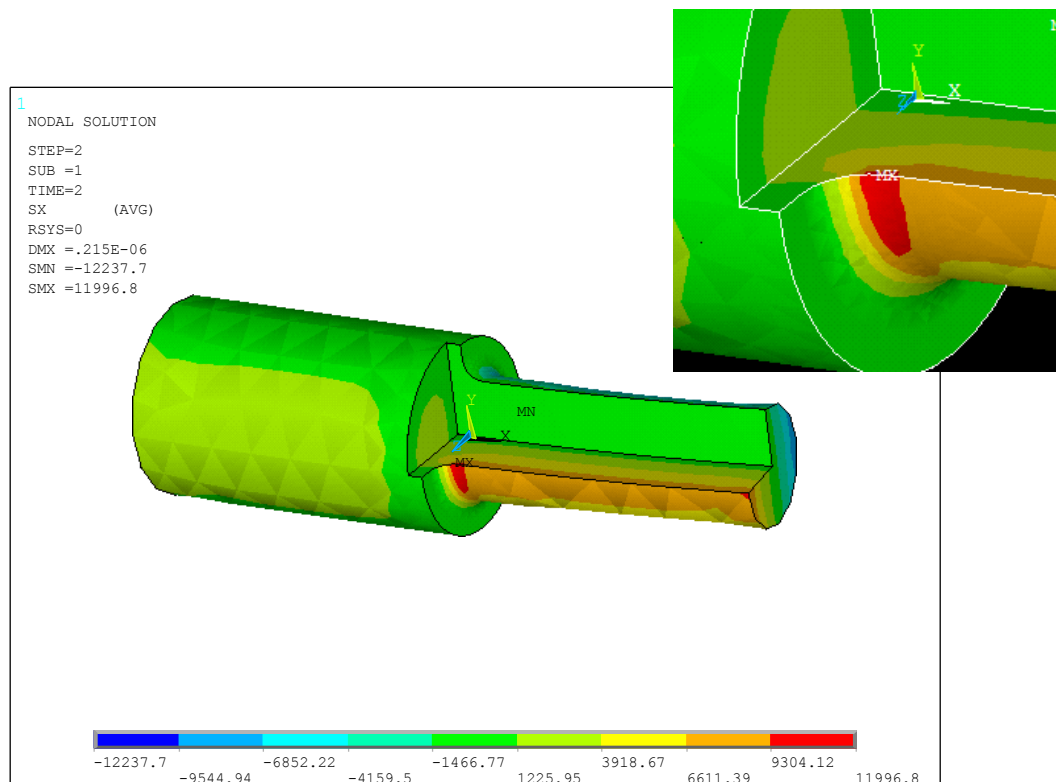


Figura 6.51 Campo de tensiones por el criterio de Tensiones en X para flector

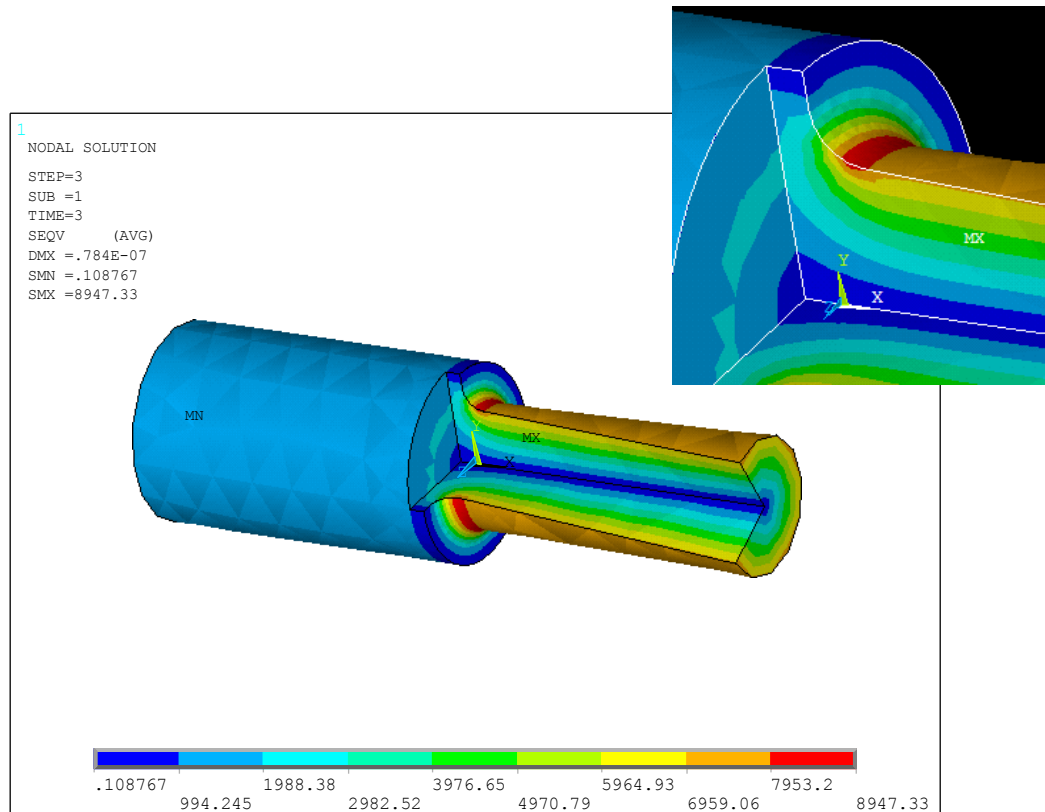


Figura 6.52 Campo de tensiones por el criterio de Von Mises para torsor

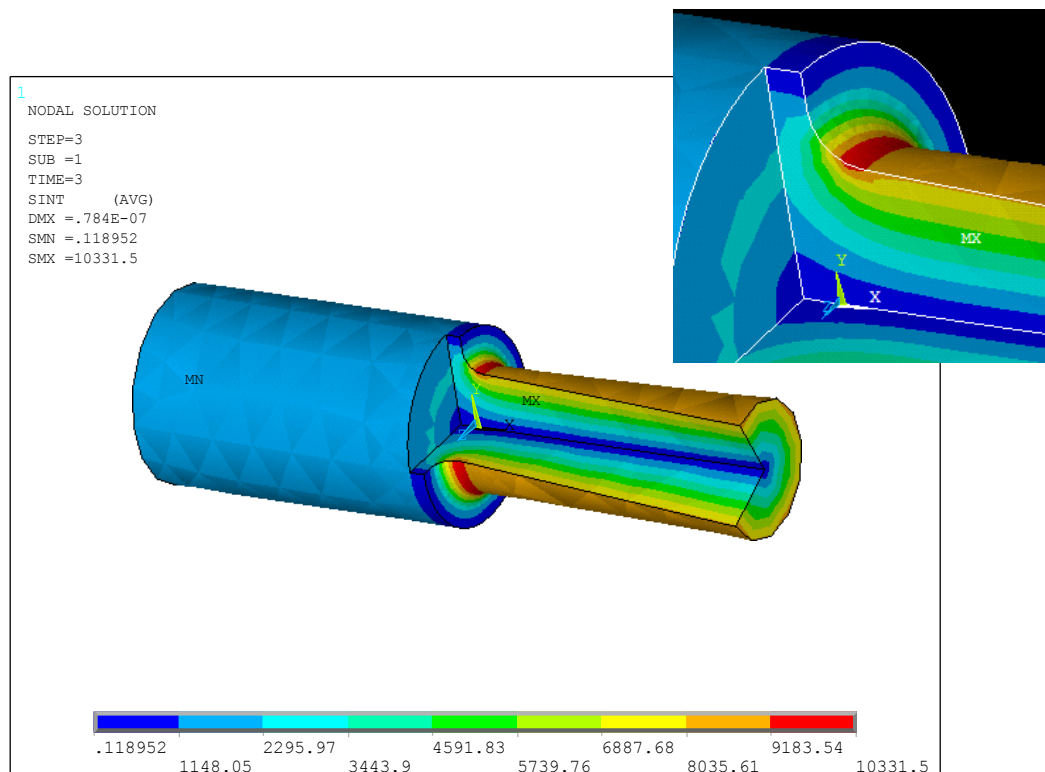


Figura 6.53 Campo de tensiones por el criterio de Tresca para torsor

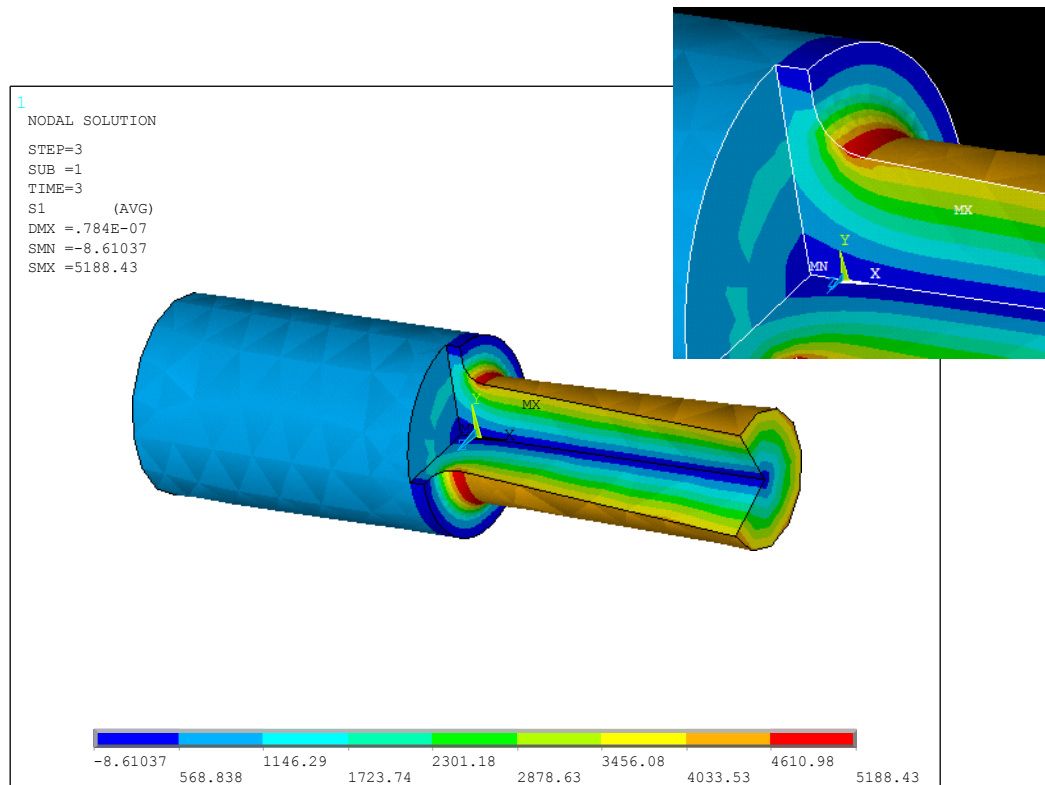


Figura 6.54 Campo de tensiones por el criterio de Tensiones Principales para torsor

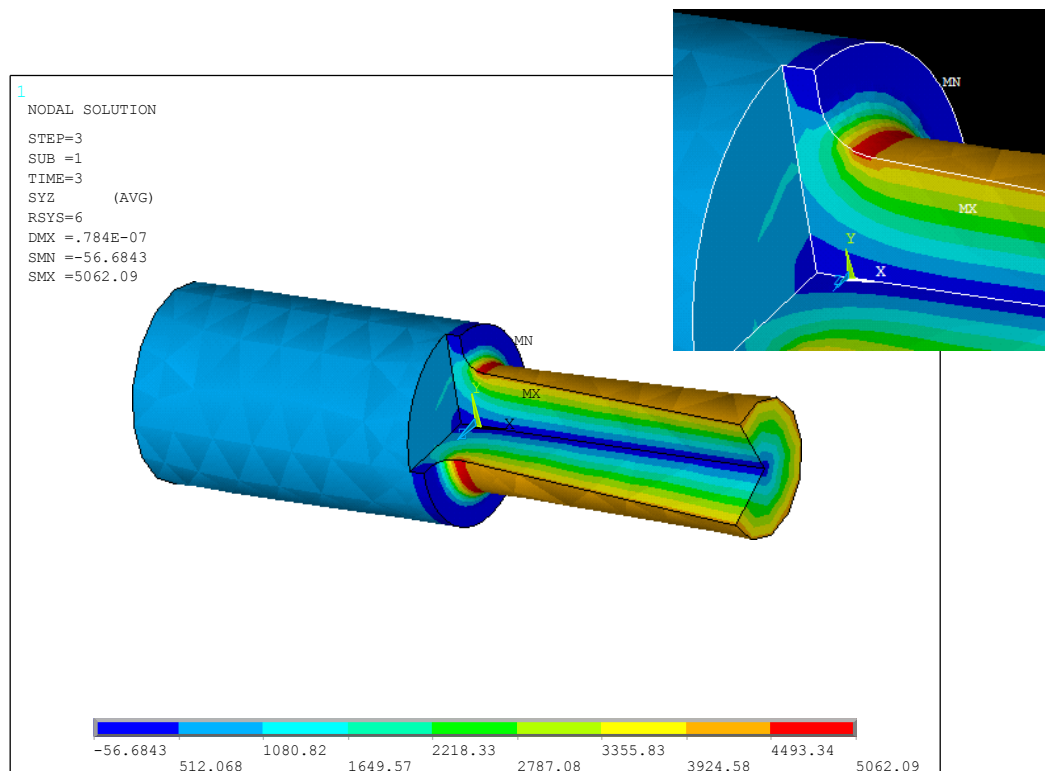


Figura 6.55 Campo de tensiones por el criterio de Tensiones YZ para torsor

Para guardar la imagen únicamente hemos seleccionado **PlotCtrls > Write Metafile > Invert White/Black** y elegido la carpeta donde queremos guardar.

Las imágenes de los análisis realizados en ANSYS® para la pieza inicial sobre la que trabajamos se encuentran en el CD adjunto a este trabajo.

6.7 Generación de la macro.

Para la resolución sistemática y fácil de todos los casos geométricos que se puedan dar en nuestro modelo y los tres casos de carga aplicados a estos, crearemos una macro, con la cual podremos obtener los resultados sin volver a repetir cada uno de los pasos descritos en apartados anteriores. Únicamente deberemos de basar unos parámetros que serán los que variaremos en función de geometría.

Como sabemos, las tablas sobre las que nos basamos y sobre las que haremos el estudio de la fiabilidad del método dependen de dos valores: D/d y r/d . Por tanto, la macro dependerá en primer lugar de estas relaciones.

Aunque los costes de tiempo de la creación de la macro sean elevados, una vez terminada podremos hacer un gran número de modelizaciones y análisis de forma rápida y sin errores ocasionados por el costoso proceso.

La macro será la siguiente:

```

1. DD=ARG1
2. RD=ARG2
3. D=ARG3
4. -- CÁLCULOS REALIZADOS PARA
   OBTENER EL RESTO DE VALORES--
5. MAG=100
6. DM=D/DD
7. R=DM*RD
8. VAL1=R+(DM/2)
9. VAL2=D/2
10. --EJECUCIÓN DEL PROBRAMA --
11. -- Condiciones para saber si es
    el Caso 1 o el Caso 2 --
12. *IF,VAL1,LT,VAL2,THEN
13. -- CASO 1 --
14. WPSTYLE,,,,,,,,,0
15. /NOPR
16. KEYW,PR_SET,1
17. KEYW,PR_STRUC,1
18. KEYW,PR_THERM,0
19. KEYW,PR_FLUID,0
20. KEYW,PR_ELMAG,0
21. KEYW,MAGNOD,0
22. KEYW,MAGEDG,0
23. KEYW,MAGHFE,0
24. KEYW,MAGELC,0
25. KEYW,PR_MULTI,0
26. /COM,Preferences for GUI filtering
    have been set to display:
27. /COM, Structural
28. /PREP7
29. --INTRODUCCIÓN CARACTERÍSTICAS
    DEL MATERIAL Y ELEMENTO--
30. ET,1,SOLID186
31. MPTEMP,,,,,,,,
32. MPTEMP,1,0
33. MPDATA,EX,1,,2.1e11
34. MPDATA,PRXY,1,,0.3
35. -- GENERACIÓN DE LA GEOMETRÍA --
36. K,1,1.67*D,0,,
37. K,2,1.67*D,DM/2,,
38. K,3,0,DM/2,,
39. K,4,0,D/2,,
40. K,5,-1.67*D,D/2,,
41. K,6,-1.67*D,0,,
42. K,7,2*R,DM/2,,
43. K,8,-0.08*D,D/2,,
44. K,9,2*R,0,,
45. K,10,-0.08*D,0,,
46. LSTR, 6, 10
47. LSTR, 10, 9
48. LSTR, 9, 1

```

- | | |
|---------------------------------------|-----------------------------|
| 49. LSTR, 5, 8 | 92. ESIZE,0.6*DM,0, |
| 50. LSTR, 8, 4 | 93. KR=2 |
| 51. LSTR, 5, 6 | 94. --VOLUMEN1 |
| 52. LSTR, 8, 10 | 95. FLST,2,8,5,ORDE,8 |
| 53. LSTR, 4, 3 | 96. FITEM,2,2 |
| 54. LSTR, 3, 7 | 97. FITEM,2,10 |
| 55. LSTR, 7, 2 | 98. FITEM,2,13 |
| 56. LSTR, 2, 1 | 99. FITEM,2,23 |
| 57. LSTR, 7, 9 | 100. FITEM,2,26 |
| 58. LFILLT,9,8,R, , | 101. FITEM,2,36 |
| 59. FLST,2,4,4 | 102. FITEM,2,39 |
| 60. FITEM,2,4 | 103. FITEM,2,48 |
| 61. FITEM,2,6 | 104. AESIZE,P51X,0.7*R*KR, |
| 62. FITEM,2,1 | 105. --AREA1 |
| 63. FITEM,2,7 | 106. FLST,2,4,5,ORDE,4 |
| 64. AL,P51X | 107. FITEM,2,10 |
| 65. FLST,2,7,4 | 108. FITEM,2,23 |
| 66. FITEM,2,5 | 109. FITEM,2,36 |
| 67. FITEM,2,8 | 110. FITEM,2,48 |
| 68. FITEM,2,13 | 111. AESIZE,P51X,0.25*R*KR, |
| 69. FITEM,2,9 | 112. --AREA2 |
| 70. FITEM,2,12 | 113. FLST,2,4,5,ORDE,4 |
| 71. FITEM,2,2 | 114. FITEM,2,11 |
| 72. FITEM,2,7 | 115. FITEM,2,24 |
| 73. AL,P51X | 116. FITEM,2,37 |
| 74. FLST,2,4,4 | 117. FITEM,2,49 |
| 75. FITEM,2,12 | 118. AESIZE,P51X,0.25*R*KR, |
| 76. FITEM,2,10 | 119. --AREA3 |
| 77. FITEM,2,11 | 120. FLST,2,4,5,ORDE,4 |
| 78. FITEM,2,3 | 121. FITEM,2,9 |
| 79. AL,P51X | 122. FITEM,2,22 |
| 80. FLST,2,3,5,ORDE,2 | 123. FITEM,2,35 |
| 81. FITEM,2,1 | 124. FITEM,2,47 |
| 82. FITEM,2,-3 | 125. AESIZE,P51X,0.53*R*KR, |
| 83. FLST,8,2,3 | 126. --AREAAtras |
| 84. FITEM,8,6 | 127. FLST,2,4,5,ORDE,4 |
| 85. FITEM,8,1 | 128. FITEM,2,44 |
| 86. VROTAT,P51X, , , , ,P51X, ,360,4, | 129. FITEM,2,5 |
| 87. GPLOT | 130. FITEM,2,18 |
| 88. --GENERACIÓN DEL MALLADO -- | 131. FITEM,2,31 |
| 89. ET,2,MASS21 | 132. AESIZE,P51X,0.53*R*KR, |
| 90. R,1, , , , , , | 133. --AREADelante |
| 91. KMESH, 1 | 134. FLST,2,4,5,ORDE,4 |

```

135. FITEM,2,12
136. FITEM,2,50
137. FITEM,2,25
138. FITEM,2,38
139. AESIZE,P51X,0.7*R*KR,
140. --LINEA3
141. FLST,5,4,5,ORDE,4
142. FITEM,5,67
143. FITEM,5,58
144. FITEM,5,24
145. FITEM,5,41
146. CM,_Y,LINE
147. LSEL, , , ,P51X
148. CM,_Y1,LINE
149. CMSEL,,_Y
150. LESIZE,_Y1,0.53*R*KR, , , , , ,1
151. --LINEA2
152. FLST,5,4,4,ORDE,4
153. FITEM,5,25
154. FITEM,5,42
155. FITEM,5,59
156. FITEM,5,68
157. CM,_Y,LINE
158. LSEL, , , ,P51X
159. CM,_Y1,LINE
160. CMSEL,,_Y
161. LESIZE,_Y1,0.53*R*KR, , , , , ,1
162. --AREAS EXT
163. FLST,2,16,5,ORDE,16
164. FITEM,2,15
165. FITEM,2,28
166. FITEM,2,41
167. FITEM,2,52
168. FITEM,2,14
169. FITEM,2,27
170. FITEM,2,40
171. FITEM,2,51
172. FITEM,2,6
173. FITEM,2,19
174. FITEM,2,32
175. FITEM,2,45
176. FITEM,2,4
177. FITEM,2,17
178. FITEM,2,30
179. FITEM,2,43
180. AESIZE,P51X,0.37*DM,
181. MSHAPE,1,3D
182. MSHKEY,0
183. FLST,5,12,6,ORDE,2
184. FITEM,5,1
185. FITEM,5,-12
186. CM,_Y,VOLU
187. VSEL, , , ,P51X
188. CM,_Y1,VOLU
189. CHKMSH,'VOLU'
190. CMSEL,S,_Y
191. VMESH,_Y1
192. CMDELE,_Y
193. CMDELE,_Y1
194. CMDELE,_Y2
195. --CONDICIONES DE CONTORNO--
196. FLST,2,4,5,ORDE,4
197. FITEM,2,6
198. FITEM,2,19
199. FITEM,2,32
200. FITEM,2,45
201. /GO
202. DA,P51X,ALL,
203. FLST,5,4,5,ORDE,4
204. FITEM,5,14
205. FITEM,5,27
206. FITEM,5,40
207. FITEM,5,51
208. ASEL,S,,,P51X
209. NSLA,S,1
210. NPLOT
211. CERIG,1,ALL,ALL
212. NSEL,ALL
213. ASEL,ALL
214. -- Aplicación de las cargas --
215. FLST,2,1,3,ORDE,1
216. FITEM,2,1
217. /GO
218. FK,P51X,FX,MAG
219. LSWRITE,1,
220. FLST,2,1,3,ORDE,1

```

221. FITEM,2,1	260. PLESOR, S,EQV, 0,1.0
222. FKDELE,P51X,ALL	261. /UI,COPY,SAVE,EMF,FULL,COLOR,RE VERSE,LANDSCAPE,NO,100
223. FLST,2,1,3,ORDE,1	262. PLESOL, S,INT, 0,1.0
224. FITEM,2,1	263. /UI,COPY,SAVE,EMF,FULL,COLOR,RE VERSE,LANDSCAPE,NO,100
225. /GO	264. PLESOL, S,1, 0,1.0
226. FK,P51X,MY,MAG	265. /UI,COPY,SAVE,EMF,FULL,COLOR,RE VERSE,LANDSCAPE,NO,100
227. LSWRITE,2,	266. PLESOL, S,X, 0,1.0
228. FLST,2,1,3,ORDE,1	267. /UI,COPY,SAVE,EMF,FULL,COLOR,RE VERSE,LANDSCAPE,NO,100
229. FITEM,2,1	268. LCASE,3,
230. FKDELE,P51X,ALL	269. PLESOL, S,EQV, 0,1.0
231. FLST,2,1,3,ORDE,1	270. /UI,COPY,SAVE,EMF,FULL,COLOR,RE VERSE,LANDSCAPE,NO,100
232. FITEM,2,1	271. PLESOL, S,INT, 0,1.0
233. /GO	272. /UI,COPY,SAVE,EMF,FULL,COLOR,RE VERSE,LANDSCAPE,NO,100
234. FK,P51X,MX,MAG	273. PLESOL, S,1, 0,1.0
235. LSWRITE,3,	274. /UI,COPY,SAVE,EMF,FULL,COLOR,RE VERSE,LANDSCAPE,NO,100
236. FLST,2,1,3,ORDE,1	275. RSYS,6
237. FITEM,2,1	276. PLESOL, S,YZ, 0,1.0
238. FKDELE,P51X,ALL	277. /UI,COPY,SAVE,EMF,FULL,COLOR,REV ERSE,LANDSCAPE,NO,100
239. FINISH	278. *ELSE
240. -- RESOLUCION PROBLEMA --	279. -- DE NO CUMPLIR CONDICIONES ANTERIORES CONTINUAR AQUÍ --
241. /SOL	280. /GRA,POWER
242. LSSOLVE,1,3,1,	281. /GST,ON
243. FINISH	282. /PLO,INFO,3
244. /POST1	283. /GRO,CURL,ON
245. LCDEF, 1,1	284. /CPLANE,1
246. LCDEF, 2,2	285. /RELOT,RESIZE
247. LCDEF, 3,3	286. WPSTYLE,,,,,,,,,0
248. LCASE,1,	287. /NOPR
249. /EFACET,1	288. KEYW,PR_SET,1
250. PLESOL, S,EQV, 0,1.0	289. KEYW,PR_STRUC,1
251. -- GUARDAR ARCHIVOS PARA SU ESTUDIO --	290. KEYW,PR_THERM,0
252. /UI,COPY,SAVE,EMF,FULL,COLOR,R EVERSE,LANDSCAPE,NO,100	291. KEYW,PR_FLUID,0
253. PLESOL, S,INT, 0,1.0	292. KEYW,PR_ELMAG,0
254. /UI,COPY,SAVE,EMF,FULL,COLOR,R EVERSE,LANDSCAPE,NO,100	293. KEYW,MAGNOD,0
255. PLESOL, S,1, 0,1.0	294. KEYW,MAGEDG,0
256. /UI,COPY,SAVE,EMF,FULL,COLOR,R EVERSE,LANDSCAPE,NO,100	
257. PLESOL, S,X, 0,1.0	
258. /UI,COPY,SAVE,EMF,FULL,COLOR,R EVERSE,LANDSCAPE,NO,100	
259. LCASE,2,	

295. KEYW,MAGHFE,0	338. FITEM,2,6
296. KEYW,MAGELC,0	339. FITEM,2,9
297. KEYW,PR_MULT,0	340. FITEM,2,12
298. /COM,Preferences for GUI filtering have been set to display:	341. FITEM,2,2
299. /COM, Structural	342. AL,P51X
300. /PREP7	343. FLST,2,4,4
301. ET,1,SOLID186	344. FITEM,2,12
302. MPTEMP,,,,,,,,	345. FITEM,2,7
303. MPTEMP,1,0	346. FITEM,2,10
304. MPDATA,EX,1,,2.1E11	347. FITEM,2,3
305. MPDATA,PRXY,1,,0.3	348. AL,P51X
306. -- GENERACIÓN DE LA GEOMETRÍA	349. CYL4,R,(DM/2)+R,R
307. K,1,1.67*D,0,,	350. ASBA,2,4
308. K,2,1.67*D,DM/2,,	351. FLST,2,3,5,ORDE,3
309. K,3,R,DM/2,,	352. FITEM,2,1
310. K,4,R,D/2,,	353. FITEM,2,3
311. K,5,-1.67*D,D/2,,	354. FITEM,2,5
312. K,6,-1.67*D,0,,	355. FLST,8,2,3
313. K,7,2*R,DM/2,,	356. FITEM,8,6
314. K,8,-0.08*D,D/2,,	357. FITEM,8,1
315. K,9,2*R,0,,	358. VROTAT,P51X,,,,,P51X,,360,4,
316. K,10,-0.08*D,0,,	359. GPLOT
317. LSTR, 6, 10	360. -- GENERACIÓN DEL MALLADO --
318. LSTR, 10, 9	361. ET,2,MASS21
319. LSTR, 9, 1	362. R,1,,,,,
320. LSTR, 5, 8	363. KMESH, 1
321. LSTR, 8, 4	364. ESIZE,0.3*DM,0,
322. LSTR, 3, 7	365. KR=1.3
323. LSTR, 7, 2	366. --VOLUMEN1
324. LSTR, 5, 6	367. FLST,2,8,5,ORDE,8
325. LSTR, 4, 3	368. FITEM,2,5
326. LSTR, 2, 1	369. FITEM,2,13
327. LSTR, 8, 10	370. FITEM,2,15
328. LSTR, 7, 9	371. FITEM,2,25
329. FLST,2,4,4	372. FITEM,2,27
330. FITEM,2,8	373. FITEM,2,37
331. FITEM,2,4	374. FITEM,2,39
332. FITEM,2,1	375. FITEM,2,47
333. FITEM,2,11	376. AESIZE,P51X,1.1*R,
334. AL,P51X	377. --AREA1
335. FLST,2,6,4	378. FLST,2,4,5,ORDE,4
336. FITEM,2,11	379. FITEM,2,13
337. FITEM,2,5	380. FITEM,2,25
382. FITEM,2,47	381. FITEM,2,37
	425. FITEM,2,9

383. AESIZE,P51X,0.25*R*KR,	426. FITEM,2,-10
384. --AREA2	427. FITEM,2,21
385. FLST,2,4,5,ORDE,4	428. FITEM,2,-22
386. FITEM,2,12	429. FITEM,2,33
387. FITEM,2,24	430. FITEM,2,-34
388. FITEM,2,36	431. FITEM,2,44
389. FITEM,2,46	432. FITEM,2,-45
390. AESIZE,P51X,0.25*R*KR,	433. FITEM,2,2
391. --AREA3	434. FITEM,2,6
392. FLST,2,4,5,ORDE,4	435. FITEM,2,16
393. FITEM,2,14	436. FITEM,2,18
394. FITEM,2,26	437. FITEM,2,28
395. FITEM,2,48	438. FITEM,2,30
396. FITEM,2,38	439. FITEM,2,40
397. AESIZE,P51X,0.9*R*KR,	440. FITEM,2,42
398. --AREAAtras	441. AESIZE,P51X,0.45*DM,
399. FLST,2,4,5,ORDE,4	442. MSHAPE,1,3D
400. FITEM,2,41	443. MSHKEY,0
401. FITEM,2,4	444. FLST,5,12,6,ORDE,2
402. FITEM,2,29	445. FITEM,5,1
403. FITEM,2,17	446. FITEM,5,-12
404. AESIZE,P51X,0.52941*R*KR,	447. CM,_Y,VOLU
405. --AREADelante	448. VSEL,, , ,P51X
406. FLST,2,4,5,ORDE,4	449. CM,_Y1,VOLU
407. FITEM,2,8	450. CHKMSH,'VOLU'
408. FITEM,2,43	451. CMSEL,S,_Y
409. FITEM,2,20	452. VMESH,_Y1
410. FITEM,2,32	453. CMDELE,_Y
411. AESIZE,P51X,0.52941*R*KR,	454. CMDELE,_Y1
412. --LINEA2	455. CMDELE,_Y2
413. FLST,5,4,4,ORDE,4	456. -- CONDICIONES DE CONTORNO --
414. FITEM,5,27	457. FLST,2,4,5,ORDE,4
415. FITEM,5,42	458. FITEM,2,2
416. FITEM,5,57	459. FITEM,2,16
417. FITEM,5,63	460. FITEM,2,28
418. CM,_Y,LINE	461. FITEM,2,40
419. LSEL, , , ,P51X	462. /GO
420. CM,_Y1,LINE	463. DA,P51X,ALL,
421. CMSEL,,_Y	464. FLST,5,4,5,ORDE,4
422. LESIZE,_Y1,0.9*R*KR, , , , , ,1	465. FITEM,5,9
423. --AREAS EXT	466. FITEM,5,21
424. FLST,2,16,5,ORDE,16	467. FITEM,5,33

```

468. FITEM,5,44
469. ASEL,S,,,P51X
470. NSLA,S,1
471. NPLOT
472. CERIG,1,ALL,ALL
473. NSEL,ALL
474. ASEL,ALL
475. -- Aplicación de cargas --
476. FLST,2,1,3,ORDE,1
477. FITEM,2,1
478. /GO
479. FK,P51X,FX,MAG
480. LSWRITE,1,
481. FLST,2,1,3,ORDE,1
482. FITEM,2,1
483. FKDELE,P51X,ALL
484. FLST,2,1,3,ORDE,1
485. FITEM,2,1
486. /GO
487. FK,P51X,MY,MAG
488. LSWRITE,2,
489. FLST,2,1,3,ORDE,1
490. FITEM,2,1
491. FKDELE,P51X,ALL
492. FLST,2,1,3,ORDE,1
493. FITEM,2,1
494. /GO
495. FK,P51X,MX,MAG
496. LSWRITE,3,
497. FLST,2,1,3,ORDE,1
498. FITEM,2,1
499. FKDELE,P51X,ALL
500. FINISH
501. -- RESOLUCION DEL PROBLEMA
502. /SOL
503. LSSOLVE,1,3,1,
504. FINISH
505. /POST1
506. LCDEF, 1,1
507. LCDEF, 2,2
508. LCDEF, 3,3
509. LCASE,1
510. /EFACET,1
511. PLESOL, S,EQV, 0,1.0
512. --GUARDAR ARCHIVOS PARA SU
ESTUDIO
513. /UI,COPY,SAVE,EMF,FULL,COLOR,R
EVERSE,LANDSCAPE,NO,100
514. PLESOL, S,INT, 0,1.0
515. /UI,COPY,SAVE,EMF,FULL,COLOR,R
EVERSE,LANDSCAPE,NO,100
516. PLESOL, S,1, 0,1.0
517. /UI,COPY,SAVE,EMF,FULL,COLOR,R
EVERSE,LANDSCAPE,NO,100
518. PLESOL, S,X, 0,1.0
519. /UI,COPY,SAVE,EMF,FULL,COLOR,R
EVERSE,LANDSCAPE,NO,100
520. LCASE,2,
521. PLESOL, S,EQV, 0,1.0
522. /UI,COPY,SAVE,EMF,FULL,COLOR,R
EVERSE,LANDSCAPE,NO,100
523. PLESOL, S,INT, 0,1.0
524. /UI,COPY,SAVE,EMF,FULL,COLOR,R
EVERSE,LANDSCAPE,NO,100
525. PLESOL, S,1, 0,1.0
526. /UI,COPY,SAVE,EMF,FULL,COLOR,R
EVERSE,LANDSCAPE,NO,100
527. PLESOL, S,X, 0,1.0
528. /UI,COPY,SAVE,EMF,FULL,COLOR,R
EVERSE,LANDSCAPE,NO,100
529. LCASE,3,
530. PLESOL, S,EQV, 0,1.0
531. /UI,COPY,SAVE,EMF,FULL,COLOR,R
EVERSE,LANDSCAPE,NO,100
532. PLESOL, S,INT, 0,1.0
533. /UI,COPY,SAVE,EMF,FULL,COLOR,R
EVERSE,LANDSCAPE,NO,100
534. PLESOL, S,1, 0,1.0
535. /UI,COPY,SAVE,EMF,FULL,COLOR,R
EVERSE,LANDSCAPE,NO,100
536. RSYS,6
537. PLESOL, S,YZ, 0,1.0
538. /UI,COPY,SAVE,EMF,FULL,COLOR,R
EVERSE,LANDSCAPE,NO,100
539. *ENDIF
540. FINISH

```

Para la ejecución de la macro únicamente tenemos que entrar a ANSYS® Mechanical APDL Product Launcher y escribir en la barra superior de comandos el nombre de la macro seguida de las tres variables necesarias para la ejecución de esta. Quedará de la siguiente manera: MACRO, dato1, dato2, dato3.

Los datos que vamos a introducir serán respectivamente D/d, r/d y D. La macro les asignará el nombre de una variable, que será, también respectivamente DD, RD, D, tal y como vemos en los tres primeros comandos de la macro transcrita en este mismo apartado.

A continuación se realizarán una serie de cálculos para obtener el resto de valores necesarios en el análisis y se usa un comando condicional del modo *IF para diferencias entre las geometrías del Caso1 y el Caso 2, de modo que el programa siga con la parte de la macro idónea para el tipo de geometría introducida.

Por último, cabe destacar que tanto la posición de los Keypoints como el valor del tamaño de malla estarán en función de los valores D y R de la geometría, para adaptar todo el proceso a las proporciones de la pieza que se esté modelando. Además podemos observar que la malla también dependerá del valor KR, comentado anteriormente y que aparece sombreado en la macro, el cual variaremos a fin de no superar el límite de nodos admitidos.

6.8 Resultados del análisis

Con la macro hemos podido obtener los datos de tensión máxima en las entallas de cada una de las geometrías. A continuación se procederá a calcular la tensión nominal a partir de las ecuaciones siguientes:

FUERZA AXIAL	MOMENTO FLECTOR	TORSOR
$\frac{4 \cdot P}{\pi \cdot d^2}$	$\frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3}$	$\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3}$

Aplicando dichas ecuaciones obtendremos la tensión nominal máxima que posteriormente compararemos con la obtenida mediante ANSYS® a fin de obtener el valor del concentrador de tensiones K_t . En nuestro caso, como sabemos, en ambos casos hemos elegido unos datos para modelar la pieza inicial. Por tanto, con un valor de diámetro mayor de 0.8m, una relación de diámetros (D/d) de 1.6 y una relación r/d igual a 0.17 obtendremos, como resultado de aplicar las ecuaciones, los resultados de la Tabla 6.3.

Para los tres casos de carga hemos aplicado un valor de 100. En el caso axial un valor de 100N y en los casos de flector y torsor un valor de 100N·m. Ver Tabla:

	FUERZA AXIAL	MOMENTO FLECTOR	TORSOR
TENSIÓN NOMINAL	509.295818	8148.73309	4074.36654

Tabla 6.3 Valores de cálculo de la Tensión nominal para $d=0.5$

Por otro lado, mediante ANSYS hemos obtenido los resultados recogidos en la Tabla 6.4, con los criterios deseados para cada uno de los casos.

CRITERIO	FUERZA AXIAL	MOMENTO FLECTOR	TORSOR
VON MISES	854.764	11640.7	8947.33
TRESCA	935.849	12666.8	10331.5
TENSIONES PRINCIPALES	951.064	12646	5188.43
TENSIONES SX	892.845	11996.8	-
TENSIONES SYZ	-	-	5062.09

Tabla 6.4 Valores de tensión máxima obtenidos en ANSYS para la geometría propuesta

Una vez obtenidos los valores de tensión nominal resultantes de la aplicación de las fórmulas teóricas para cada uno de los casos de carga y los valores del análisis en ANSYS®, el valor del concentrador de esfuerzos (K_t) será el cociente entre el resultado de tensión máxima, en ANSYS®, y el valor de tensión nominal.

A continuación pasaremos a analizar todas las piezas mediante ANSYS® e introduciremos los datos obtenidos en una hoja de cálculo en el software Microsoft Excel. Una vez realizadas las tablas de valores podremos graficar a fin de comparar con las gráficas de las que partimos inicialmente y sobre las cuales queremos estudiar.

Debemos tener en cuenta que dichas gráficas están realizadas basándose en determinados datos y valores de relaciones geométricas, de modo que realizaremos las tablas y los análisis en ANSYS® basándonos en dichos valores, facilitando así el ajuste de rectas y la posterior visualización y comparación

Los datos de relación r/d serán los mismos para los tres casos de cargas, siendo 0.3, 0.25, 0.2, 0.15, 0.1, 0.05, 0.03. En cuanto a los valores de relación D/d variarán dependiendo del caso de carga. En la carga axial analizaremos los datos 1.5, 1.1, 1.05, 1.02, para el momento flector los mismo que los anteriores pero incluyendo un valor de 3. Finalmente para el torsor ejecutaremos el programa con los valores D/d de 2, 1.33, 1.2, 1.09. Para todos los análisis cogeremos un valor de D igual a 0.8m.

Tras un análisis exhaustivo de los resultados obtenidos y tras realizar cada una de las gráficas, se observa que dependiendo del caso de cargas estudiado, los datos son más exactos y adecuados con uno u otro criterio.

En el caso de la carga axial se cogerán los datos obtenidos en el criterio de tensiones en la dirección X. Esto es debido a que si nosotros aplicamos una fuerza axial sobre un eje, las máximas tensiones que encontraremos en dicho eje serán aquellas que siguen la misma dirección en la que se ha aplicado la fuerza, siendo esta, en nuestro caso, la dirección X. En el caso del flector, también nos basaremos en los datos obtenidos por dicho criterio. Esto se debe a que cuando nosotros hacemos fuerza para hacer flectar una pieza, las mayores tensiones se producen en la parte superior o inferior pero también siguen la dirección X.

Por otra parte, en el caso del torsor, los valores de tensión máxima nos vendrán dados mediante el criterio de tangenciales en YZ. Cuando aplicamos un torsor a una pieza, las tensiones máximas se concentran en la entalla siguiendo el mismo movimiento que hacemos nosotros para aplicar dicho torsor. Esto significa que para valorar las tensiones máximas producidas en este tercer caso de carga será necesario fijarnos y estudiar el plano YZ, donde estarán contenidos los mayores valores de tensión.

A continuación tenemos las Tablas 6.5, 6.6, 6.7 donde se recogen los valores del concentrador de tensiones obtenidos para cada caso de carga y en el criterio correspondiente:

SX	AXIAL				
	D/d	1,5	1,1	1,05	1,02
r/d					
	0.3	1.50370834	1.33226792	1.2953631	1.16186025
	0.25	1.55981994	1.3443981	1.2953631	1.18707995
	0.2	1.64405436	1.40717595	1.3473794	1.18900284
	0.15	1.79976183	1.43522077	1.3764672	1.23982392
	0.1	2.00735689	1.5873507	1.4950847	1.34277057
	0.05	2.52354791	1.84748911	1.7070295	1.52601927
	0.03	2.89513093	2.10127995	2.0305158	1.7280668

Tabla 6.5 Valores de K_t obtenidos mediante tensiones SX para una carga axial.

SX	FLECTOR					
	D/d	3	1,5	1,1	1,05	1,02
r/d						
	0.3	1.29409974	1.2644785	1.28002127	1.2940173	1.15990563
	0.25	1.35442577	1.3152876	1.33162364	1.33220626	1.18106415
	0.2	1.42995431	1.4216761	1.41668976	1.34997422	1.23016878
	0.15	1.55741268	1.4980454	1.48004088	1.3869908	1.2835269
	0.1	1.79328438	1.6817267	1.58535292	1.46626491	1.37227711
	0.05	2.25340158	2.1131311	1.88797303	1.73036576	1.48502309
	0.03	2.69287083	2.4301387	2.1200553	1.91513605	1.64399855

Tabla 6.6 Valores de K_t obtenidos mediante tensiones SX para momento flector

SYZ	TORSOR				
	D/d	2	1,33	1,2	1,09
r/d					
	0.3	1.17509514	1.1362307	1.11856405	1.09743199
	0.25	1.19597291	1.1387732	1.13431856	1.11437826
	0.2	1.24932469	1.1993105	1.1856836	1.15986847
	0.15	1.31491989	1.2613562	1.22813582	1.17498271
	0.1	1.4220859	1.4278882	1.35636516	1.24149468
	0.05	1.66170145	1.647723	1.54004943	1.34498104
	0.03	1.94627948	1.8332148	1.71861406	1,43640394

Tabla 6.7 Valores de K_t obtenidos mediante tensiones SYZ para Torsor

6.9 Estudio de los resultados obtenidos

Una vez obtenidos los resultados del concentrador de esfuerzos K_t graficaremos mediante el software de Microsoft Excel y los compararemos con las curvas de las gráficas teóricas que podemos encontrar en prontuarios. Los resultados obtenidos con los criterios escogidos son los mostrados en las Figuras 6.56, 6.57, 6.58.

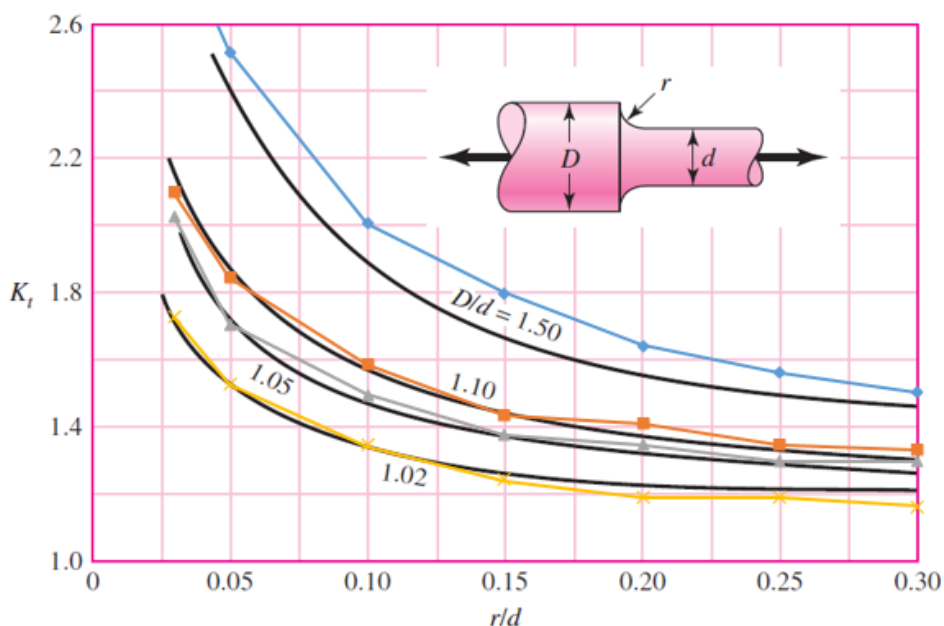


Figura 6.56 Gráfica de la curva K_t . Criterio de tensiones SX aplicado a carga axial

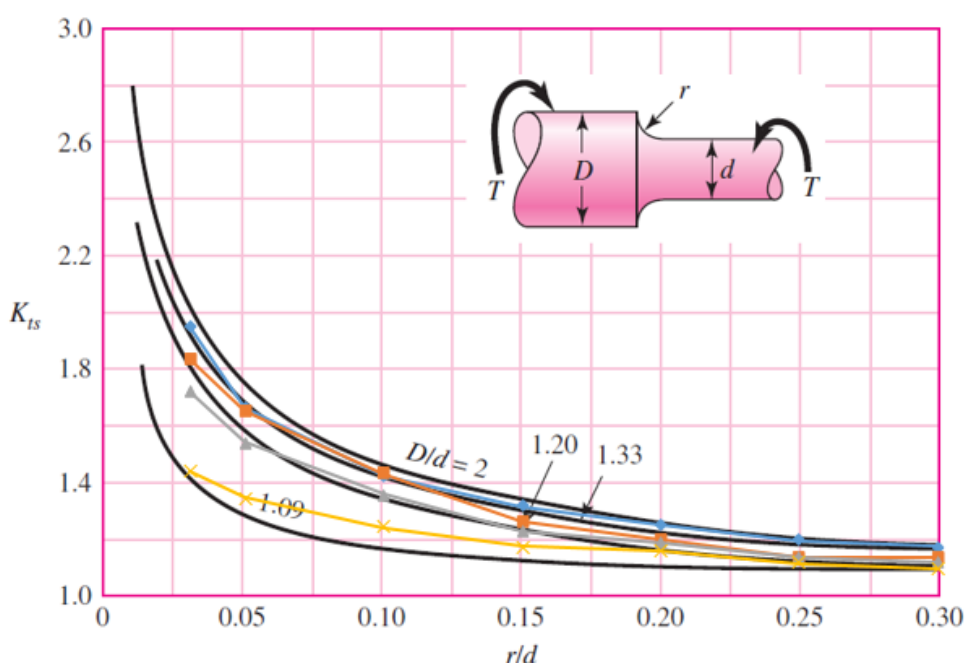


Figura 6.57 Gráfica de la curva K_t . Criterio de tensiones SX aplicado momento flector

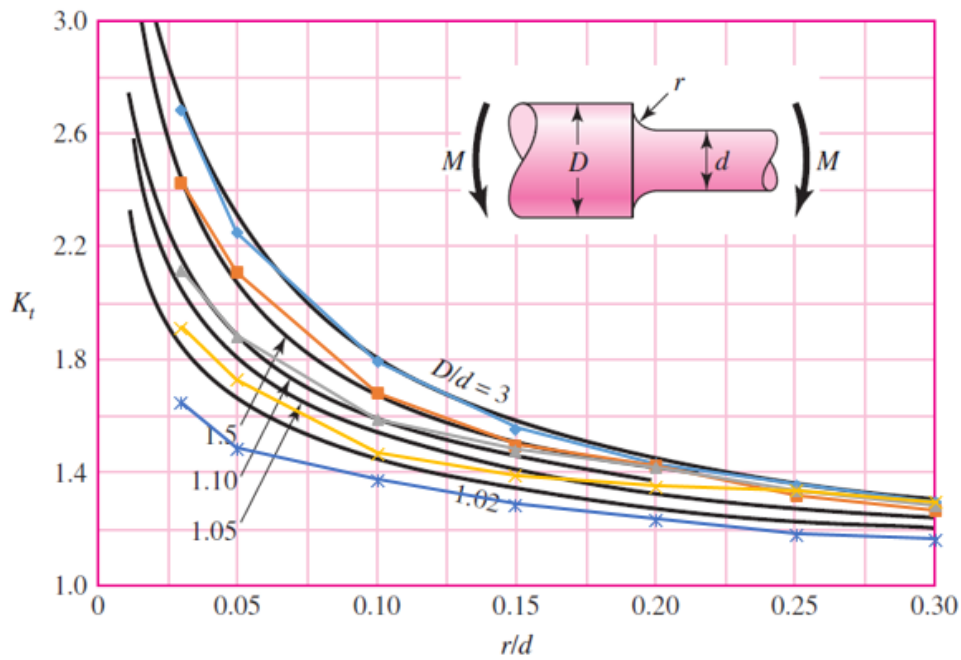


Figura 6.58 Gráfica de la curva K_t . Criterio de tensiones SYZ aplicado Torsor

Las gráficas obtenidas mediante el método de los elementos finitos se ajustan razonablemente bien a las curvas de concentración de tensiones obtenidas experimentalmente, por lo que puede considerarse que el procedimiento planteado es adecuado. La versión educacional de ANSYS® utilizada para la realización de este trabajo impone una importante limitación sobre la precisión de los resultados. Aunque se considera que un 5% de error estimado en norma energética es un valor de error máximo razonable, sería conveniente realizar los análisis con la versión sin restricciones de ANSYS a fin de poder obtener gráficas aún más precisas.

7. OBTENCIÓN DE LA SUPERFICIE

Para finalizar, una vez obtenidos los resultados mediante ANSYS® procederemos a realizar el estudio de la superficie creada a partir de los resultados K_t obtenidos y contenidos en las tablas anteriormente mostradas. Esto lo realizaremos mediante el programa OCTAVE 4.0.2.

En primer lugar abriremos una pestaña dentro de la ventana **Editor** en la cual introduciremos los datos que tenemos para cada uno de los casos y a partir de los cuales se harán los cálculos.

Para cada caso introduciremos la matriz columna rd (relación r/d), la matriz fila Dd (relación D/d) y la matriz de valores K_t .

A continuación se muestra la función que hemos generado en OCTAVE para obtener la superficie polinómica de ajuste a los datos obtenidos mediante el MEF.

```
function a=coeficientes2(rd,Dd,Kt)
close all
rd2=rd*ones(1,size(Kt,2));
Dd2=ones(size(Kt,1),1)*Dd;
rd2=reshape(rd2,[],1);
Dd2=reshape(Dd2,[],1);
Kt1=reshape(Kt,[],1);
X=rd2;
Y=Dd2;
Kt2=Kt1;

P=Polinomio(X,Y);
M=P'*P;
B=P'*Kt2;
a=M\B;
Z=P*a;

R=sum((Z-Kt1).^2)/(Kt1.^2)
plot3(rd2,Dd2,(Kt1),'*');
hold on

x=min(rd):(max(rd)-min(rd))/20:max(rd);
y=min(Dd):(max(Dd)-min(Dd))/20:max(Dd);
[x,y]=meshgrid(x',y');
x2=reshape(x,[],1);
y2=reshape(y,[],1);

Z=Polinomio(x2,y2)*a;
ZZ=reshape(Z,size(x,1),[]);
surf(x,y,(ZZ));
```

Tras ejecutar el programa nos responderá con un valor residuo R y una matriz de columna a , donde tendremos los coeficientes del polinomio de ajuste que corresponde a la siguiente expresión:

$$K_t\left(\frac{r}{d}, \frac{D}{d}\right) = a_0 + a_1 \frac{r}{d} + a_2 \frac{d}{D} + a_3 \left(\frac{r}{d}\right)^2 + a_4 \frac{r}{d} \frac{d}{D} + a_5 \left(\frac{D}{d}\right)^2 \quad [7.1]$$

Por tanto, tras introducir los datos del axial y ejecutar el programa obtendremos la representación de la superficie de la Figura 7.1. En esta figura los asteriscos representan los valores de K_t obtenidos mediante el MEF a los que debe ajustarse la superficie.

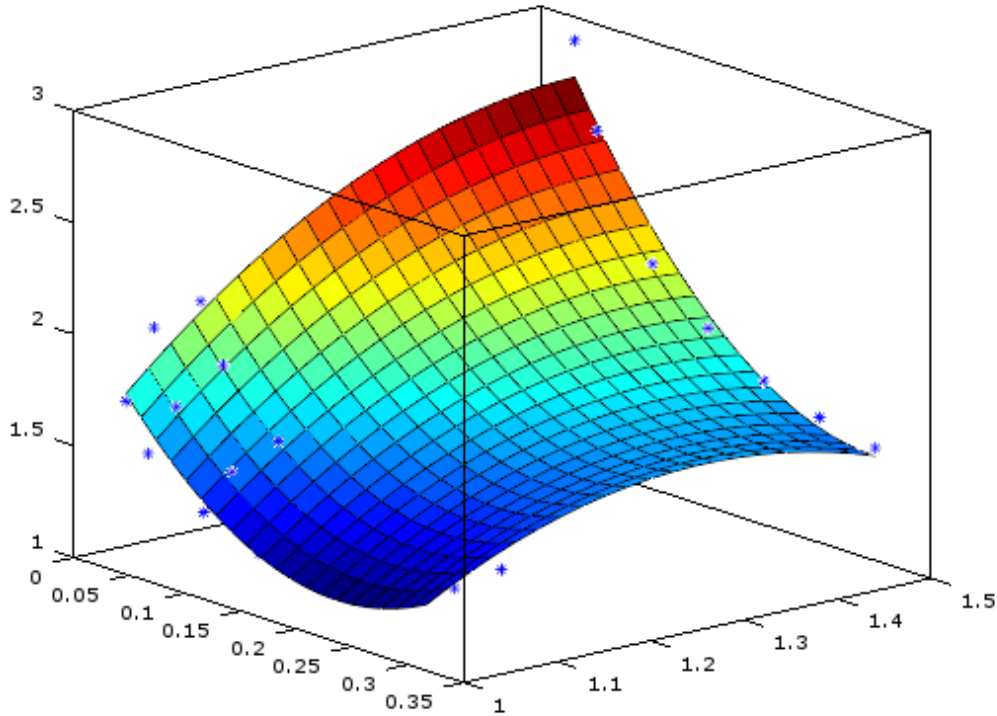


Figura 7.1 Superficie axial. Ecución [7.1]

También obtendremos un valor de residuo R igual a 0.05357 y una matriz columna a con los valores de los coeficientes del polinomio de ajuste:

$$a = \begin{bmatrix} -6.406120 \\ -1.663426 \\ 12.311688 \\ 17.207367 \\ -5.798417 \\ -4.015193 \end{bmatrix}$$

Tras los resultados obtenidos podemos observar que la superficie no se ajusta lo suficiente a los resultados ya que el valor de residuo puede considerarse elevado. Por tanto, deberá de estudiarse la forma más correcta para obtener los coeficientes.

A continuación buscaremos los coeficientes de la ecuación usando la inversa del valor rd , dejando los otros valores como en la función de OCTAVE inicial. La forma de la ecuación responderá a la siguiente expresión que sigue estando basada en una expresión polinómicas:

$$K_t \left(\frac{r}{d}, \frac{D}{d} \right) = a_0 + a_1 \left(\frac{r}{d} \right)^{-1} + a_2 \log \left(\frac{d}{D} \right) + a_3 \left[\left(\frac{r}{d} \right)^{-1} \right]^2 + a_4 \left(\frac{r}{d} \right)^{-1} \log \left(\frac{d}{D} \right) + a_5 \left[\log \left(\frac{D}{d} \right) \right]^2 \quad [7.1]$$

Modificaremos la función inicial introducida en OCTAVE:

```
function a=coeficientes2(rd,Dd,Kt)
close all
rd2=rd*ones(1,size(Kt,2));
Dd2=ones(size(Kt,1),1)*Dd;
rd2=reshape(rd2,[],1);
Dd2=reshape(Dd2,[],1);
Kt1=reshape(Kt,[],1);
X=(rd2).^ -1;
Y=log(Dd2);
Kt2=Kt1;

P=Polinomio(X,Y);
M=P'*P;
B=P'*Kt2;
a=M\B;
Z=P*a;

R=sum((Z-Kt1).^2)/(Kt1.^2)
plot3(rd2,Dd2,(Kt1),'*');
hold on

x=min(rd):(max(rd)-min(rd))/20:max(rd);
y=min(Dd):(max(Dd)-min(Dd))/20:max(Dd);
[x,y]=meshgrid(x',y');
x2=reshape(x,[],1);
y2=reshape(y,[],1);

Z=Polinomio((x2).^ -1,log(y2))*a;
ZZ=reshape(Z,size(x,1),[]);
surf(x,y,(ZZ));
```

Como respuesta obtenemos un valor de R igual a 0.0214, inferior al obtenido anteriormente. La matriz a obtenida constará de los valores siguientes:

$$a = \begin{bmatrix} 0.97936 \\ 0.03690 \\ 2.85368 \\ -0.00049 \\ 0.06793 \\ -4.77879 \end{bmatrix}$$

La representación de la superficie obtenida será la mostrada en la Figura 7.2:

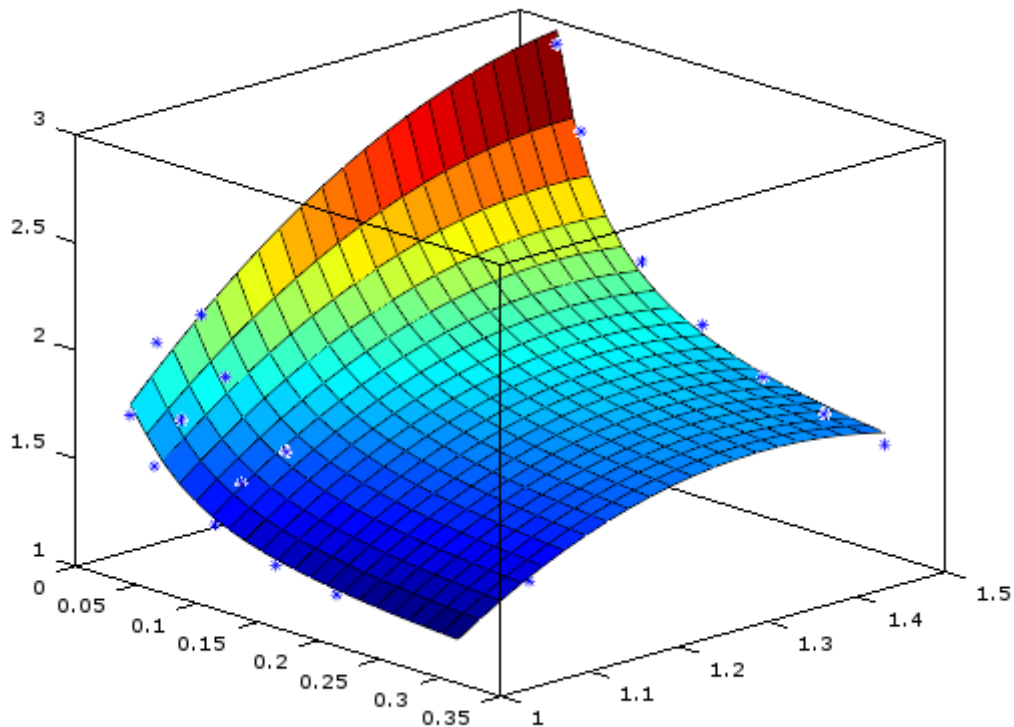


Figura 7.2 Superficie axil. Ecuación [7.2]

Tras varias pruebas a fin de conseguir una notable reducción del valor del residuo R, se ha optado por la ecuación 7.3. Como podemos observar, en dicha ecuación cogemos la inversa tanto del valor rd como del valor Dd, siendo dicha ecuación de la forma:

$$K_t \left(\frac{r}{d}, \frac{D}{d} \right) = a_0 + a_1 \left(\frac{r}{d} \right)^{-1} + a_2 \left(\frac{d}{D} \right)^{-1} + a_3 \left[\left(\frac{r}{d} \right)^{-1} \right]^2 + a_4 \left(\frac{r}{d} \right)^{-1} \left(\frac{d}{D} \right)^{-1} + a_5 \left[\left(\frac{D}{d} \right)^{-1} \right]^2 \quad [7.3]$$

La función introducida en OCTAVE será:

```
function a=coeficientes2(rd,Dd,Kt)
close all
rd2=rd*ones(1,size(Kt,2));
Dd2=ones(size(Kt,1),1)*Dd;
rd2=reshape(rd2,[],1);
Dd2=reshape(Dd2,[],1);
Kt1=reshape(Kt,[],1);
X=(rd2).^ -1;
Y=(Dd2).^ -1;
Kt2=Kt1;

P=Polinomio(X,Y);
M=P'*P;
B=P'*Kt2;
a=M \ B;
Z=P*a;
```

```
R=sum((Z-Kt1).^2)/(Kt1.^2)
plot3(rd2,Dd2,(Kt1),'*');
hold on

x=min(rd):(max(rd)-min(rd))/20:max(rd);
y=min(Dd):(max(Dd)-min(Dd))/20:max(Dd);
[x,y]=meshgrid(x',y');
x2=reshape(x,[],1);
y2=reshape(y,[],1);

Z=Polinomio((x2).^(-1), (y2).^(-1),) * a;
ZZ=reshape(Z,size(x,1),[]);
surf(x,y,(ZZ));
```

Como respuesta obtenemos un valor de R igual a 0.01917, inferior al obtenido anteriormente. La matriz a obtenida constará de los valores siguientes:

$$a = \begin{bmatrix} -1.52705 \\ 0.12071 \\ 7.93554 \\ -0.00049 \\ -0.08453 \\ -5.42640 \end{bmatrix}$$

La superficie obtenida con la nueva ecuación será la de la Figura 7.3.

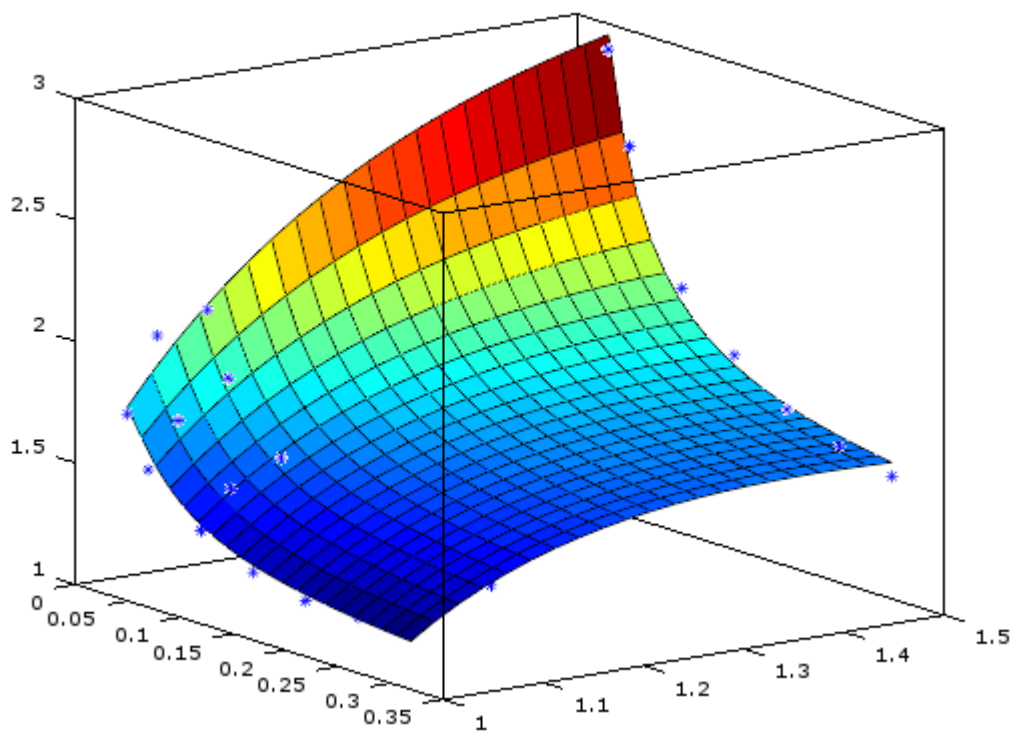


Figura 7.3 Superficie axil. Ecuación [7.3]

Por último pasamos a obtener las ecuaciones de cálculo del concentrador de tensiones K_t para los tres casos con la última ecuación estudiada 7.3.

En el caso de carga axial, como hemos dicho, se ha obtenido un valor de R igual a 0.01917 y con los datos de la matriz a tenemos la ecuación siguiente:

$$K_t \left(\frac{r}{d}, \frac{D}{d} \right) = -1.52705 + 0.12071 \left(\frac{r}{d} \right)^{-1} + 7.93554 \left(\frac{d}{D} \right)^{-1} - 0.00049 \left[\left(\frac{r}{d} \right)^{-1} \right]^2 - 0.08453 \left(\frac{r}{d} \right)^{-1} \left(\frac{d}{D} \right)^{-1} - 5.42640 \left[\left(\frac{D}{d} \right)^{-1} \right]^2$$

Ahora procederemos a obtener las ecuaciones para los dos siguientes casos, momento flector y torsor mediante una función polinómica similar. Los pasos a seguir serán los mismos que en el caso axial: introduciremos los datos mediante matrices y ejecutaremos la función.

Momento flector

En el caso del momento flector obtendremos un valor de R igual a 0.07922 y la superficie representada, Figura 7.4, y la ecuación resultante serán las siguientes:

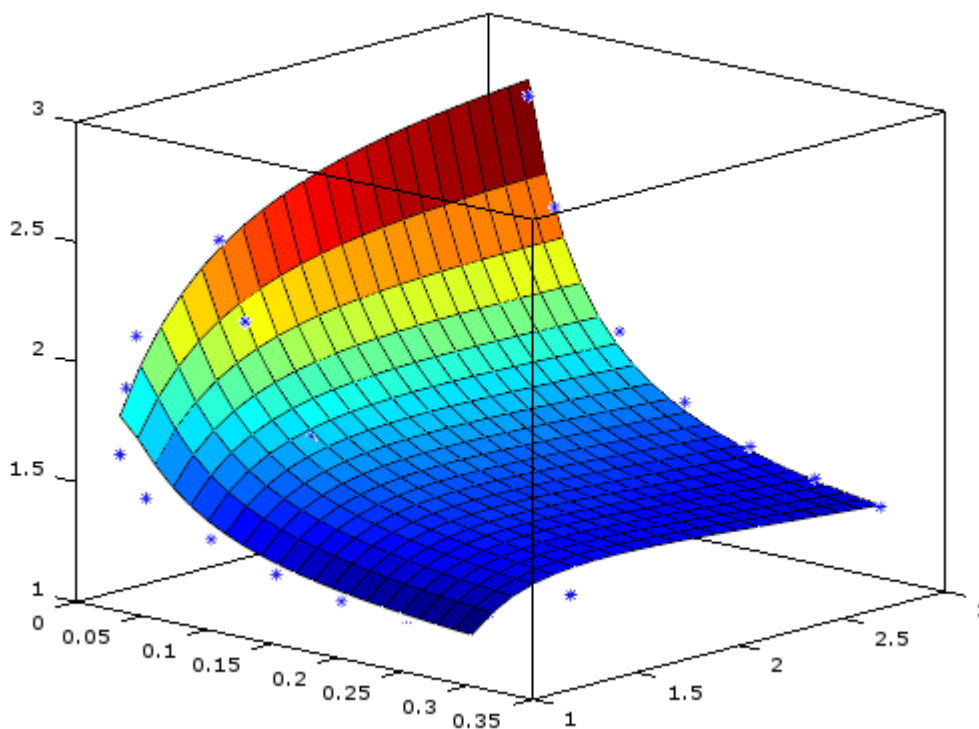


Figura 7.4 Superficie momento flector. Ecuación [7.3]

Ecuación obtenida:

$$K_t \left(\frac{r}{d}, \frac{D}{d} \right) = 0.06787 + 0.0866 \left(\frac{r}{d} \right)^{-1} + 1.5704 \left(\frac{d}{D} \right)^{-1} - 0.0006 \left[\left(\frac{r}{d} \right)^{-1} \right]^2 - 0.04435 \left(\frac{r}{d} \right)^{-1} \left(\frac{d}{D} \right)^{-1} - 1.19539 \left[\left(\frac{D}{d} \right)^{-1} \right]^2$$

Torsor

Por último, en el caso del momento flector obtendremos un valor de R igual a 0.0224 y la superficie representada, Figura 7.5, y la ecuación resultante serán las siguientes:

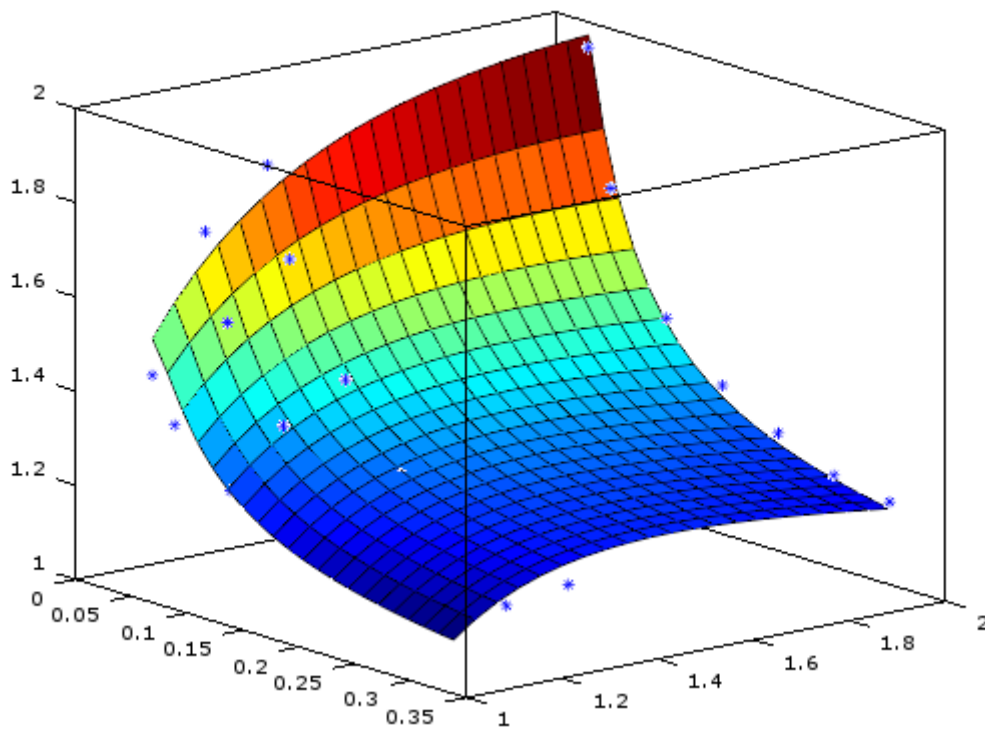


Figura 7.5 Superficie torsor. Ecuación [7.3]

Ecuación obtenida:

$$K_t \left(\frac{r}{d}, \frac{D}{d} \right) = 0.22774 + 0.0581 \left(\frac{r}{d} \right)^{-1} + 2.5184 \left(\frac{d}{D} \right)^{-1} - 0.0004 \left[\left(\frac{r}{d} \right)^{-1} \right]^2 - 0.0293 \left(\frac{r}{d} \right)^{-1} \left(\frac{d}{D} \right)^{-1} - 1.8651 \left[\left(\frac{D}{d} \right)^{-1} \right]^2$$

A continuación compararemos los puntos obtenidos mediante el cálculo de la superficie con el programa OCTAVE y los puntos obtenidos en ANSYS®. Esto lo haremos de forma gráfica de nuevo mediante el software Microsoft Excel.

Los valores obtenidos mediante la aplicación de la ecuación de la superficie los representaremos mediante líneas totalmente continuas mientras que los puntos obtenidos mediante ANSYS® vendrán representados mediante los rombos, cuadrados triángulos y pequeñas cruces que podemos observar.

Las gráficas de comparación serán las de las Figuras 7.6, 7.7, 7.8.

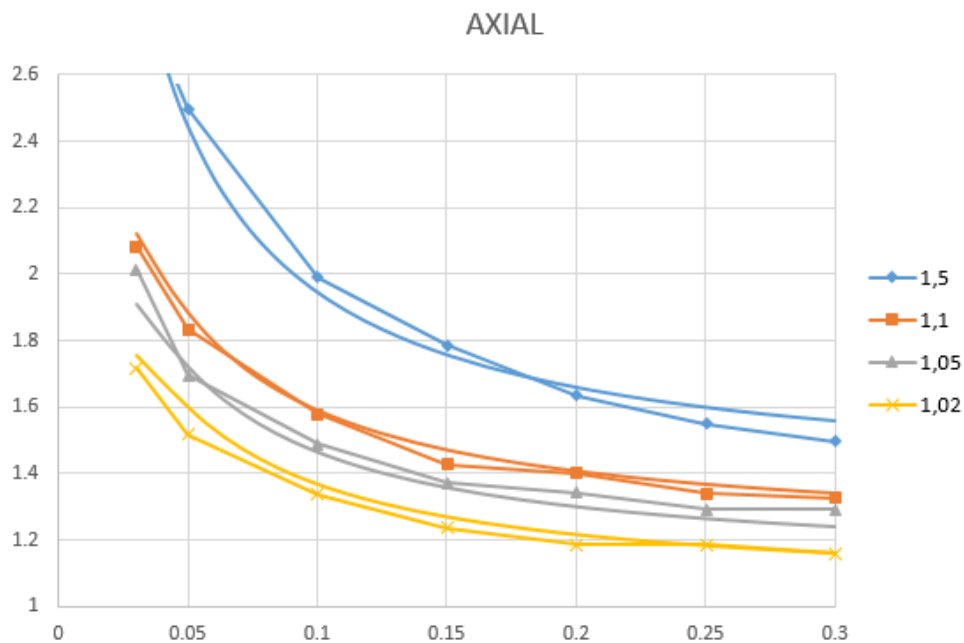


Figura 7.6 Representación gráfica de la ecuación. Carga axial

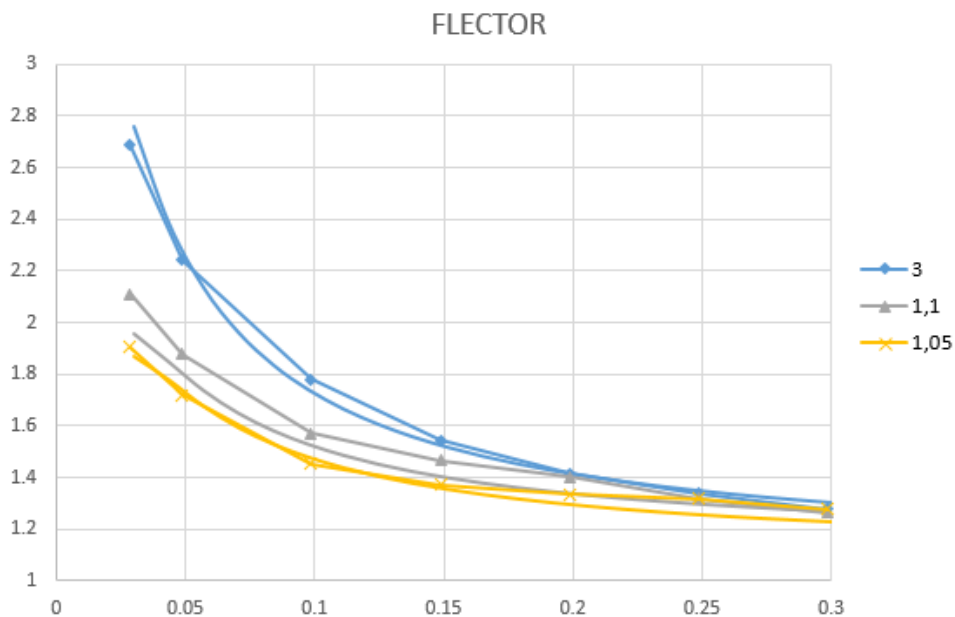


Figura 7.7 Representación gráfica de la ecuación. Flector

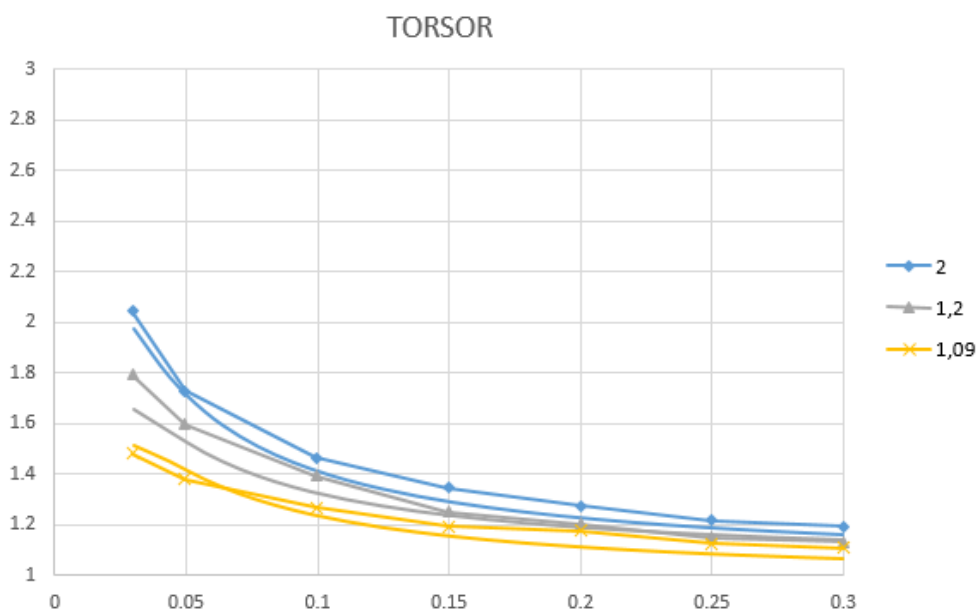


Figura 7.8 Representación gráfica de la ecuación. Torsor

En las dos últimas gráficas se han eliminado los valores de 1.5 y 1.02 en el caso del momento flector y el valor de 1.33 en el caso del torsor. Esto se ha hecho para facilitar la visualización del resto de valores.

Para finalizar con el estudio de las superficies obtendremos el coeficiente de correlación. Dicho coeficiente es una medida de la relación lineal que nos ayudará a comparar la variable de Kt. Podremos obtener el grado de relación que existe entre el valor de Kt obtenido mediante el análisis en ANSYS® el valor real que se puede extraer de la superficie obtenida con el programa OCTAVE. El coeficiente se determinará mediante la siguiente función:

$$r_{xy} = \frac{n \sum x_i y_i - \sum x \sum y}{\sqrt{n \sum x_i^2 - (\sum x_i)^2} \cdot \sqrt{n \sum y_i^2 - (\sum y_i)^2}} \quad [7.1]$$

Usaremos de nuevo el software Microsoft Excel para poder calcular de una forma más cómoda y rápida. Los valores de x_i que vamos a coger son los extraídos tras la aplicación de la ecuación de superficie y los valores y_i serán los obtenidos en ANSYS®, los cuales tenemos en el apartado 6.8 de resultados. El formato del documento Excel para el cálculo será el siguiente:

X*Y	SUM X	SUM Y	X^2	Y^2	SUM X*Y	(SUMX)2	(SUMY)2
1.36393293	37.4611478	37.4611	1.38084859	1.34722449	51.5659661	1403.3376	1403.33401
1.42033743			1.4303512	1.41039376			
1.53304633			1.56081218	1.50577441		SUM X^2	SUM Y^2
1.69743009			1.72901432	1.66642281		51.6070869	51.5659131
2.0065632			2.02232831	1.990921			
2.84433437			2.76125171	2.92991689			
3.84039867			3.78800381	3.89351824			
1.34347918			1.2910202	1.39806976			
1.37142456			1.2968044	1.45033849			
1.4828275			1.43834568	1.52868496		n=7	
1.62450065			1.59101946	1.65868641			
1.97534054			2.03886471	1.91379556		COEFICIENTE DE CORRELACIÓN :	0.98610273
2.65332835			2.71499108	2.59306609			
3.25102313			3.3606765	3.14494756			
1.27370888			1.25118553	1.29663769			
1.31467521			1.2866786	1.343281			
1.40954066			1.4058456	1.41324544			
1.51834431			1.50831759	1.52843769			
1.79569184			1.83972645	1.75271121			
2.35150147			2.37175225	2.33142361			
2.84963397			2.95363429	2.74929561			

$$r_{xy} = \frac{\sum x_i y_i - n \bar{x} \bar{y}}{(n-1) s_x s_y} = \frac{n \sum x_i y_i - \sum x_i \sum y_i}{\sqrt{n \sum x_i^2 - (\sum x_i)^2} \sqrt{n \sum y_i^2 - (\sum y_i)^2}}$$

Tras aplicar la ecuación [6.1] a cada uno de los casos para los valores estudiados y representados en gráficas, los resultados obtenidos son los recogidos en la Tabla 7.1.

AXIAL	FLECTOR	TORSOR
0.9937	0.9749	0.9861

Tabla 7.1 Resultados coeficiente de correlación

Cuando los resultados están próximos a 1, como en nuestro caso, se dice que la correlación es positiva perfecta. Esto significa que las variables tienen una dependencia total una de la otra, cuando una aumenta la otra también lo hace en proporción constante.

La hoja Excel en la que hemos realizado las gráficas y donde se recogen todos los datos obtenidos con ANSYS® y el posterior cálculo del concentrador de esfuerzos K_t se encuentra en el CD que acompaña a este trabajo. El Excel usado para el cálculo del coeficiente de correlación también se encuentra en dicho CD.

8. PLANOS

En este proyecto no se han incluido planos debido a sus características particulares, ya que todo se desarrolla a partir de programas de ordenador y basándose de un modelo geométrico definido con anterioridad.

9. CONCLUSIONES

En este trabajo se ha buscado una solución alternativa para el cálculo del concentrador de tensiones. Los valores K_t para una gran cantidad de geometrías las podemos encontrarlos en gráficas, en prontuarios. Dichas gráficas se han realizado de forma experimental y además, por lo que en ocasiones, los datos extraídos de ellas pueden ser poco exactos. Todo esto conlleva errores e imprecisiones en el diseño.

Por tanto, hemos procedido al cálculo y obtención de una ecuación que nos facilitará la obtención de nuestro concentrador de tensiones con únicamente introducir los datos geométricos de la pieza.

En nuestro procedimiento hemos modelado en primer lugar la pieza en el programa ANSYS® y creando una Macro para automatizar el trabajo. Con los datos obtenidos y mediante el programa OCTAVE se ha creado una superficie de comportamiento a partir de los datos obtenidos en ANSYS®. Finalmente, hemos comparado los resultados obtenidos en ANSYS® con los datos de superficie obtenidos con el segundo programa mediante gráficas y hemos comprobado que el coeficiente de correlación es muy cercano a 1.

Al igual que los resultados obtenidos experimentalmente por Peterson que podemos encontrar en los prontuarios de concentradores de tensión los resultados de K_t obtenidos mediante el Método de los elementos finitos no son los exactos dado que están afectados del denominado error de discretización. Este error es intrínseco al método y está asociado al tamaño de los elementos usados en el modelo de elementos finitos. A diferencia de lo que ocurre en los ensayos experimentales en el método de los elementos finitos resulta muy sencillo estimar con precisión y reducir este error hasta tener el nivel deseado por el analista. Basta para ello reducir el tamaño de los elementos finitos puesto que los desarrollos matemáticos realizados sobre el método de los elementos finitos muestran que el método converge a la solución exacta a medida que se refina la malla. En este trabajo habría sido conveniente forzar que los resultados se obtuviesen con errores de discretización muy bajos incluso inferiores al 1% en norma energética. Sin embargo la versión educacional de ANSYS® usada en este trabajo impone un máximo de 32000 elementos en los modelos, por lo que solamente ha sido posible forzar que en todos los análisis el error de discretización en norma energética sea inferior al 5%. En cualquier caso aun cuando se podrían obtener resultados con más precisión utilizando otras versiones de ANSYS®, se considera que el procedimiento de cálculo desarrollado es válido y este error es aceptable, proporcionando valores precisos de K_t para el componente estudiado.

Finalmente, podemos concluir que hemos obtenido una ecuación que resulta muy útil para obtener de manera sencilla el valor K_t sin necesidad de acudir a gráficas, lo que facilita enormemente la automatización de los procedimientos de diseño de este tipo de componentes estructurales.

10. BIBLIOGRAFÍA

- ❖ *Engineering analysis using ANSYS software* (2006). Nakasone, Y; Yoshimoto, S; Stolarski, T.A. Oxford etc.: Elsevier/Butterworth-Heinemann.
- ❖ *Mecánica de materiales* (2010). Beer, Ferdinand P. | Johnston, E. Russell; DeWolf, John T.; Mazurek, David F.
- ❖ *Peterson's. Stress Concentration Factors.* |Walter D.Pilkey, Deborah F. Pilkey. |3ª ed.
- ❖ *Diseño en ingeniería mecánica* (2002). Shigley Joseph Edward; Mischke, Charles R. | Mexico etc. : McGraw-Hill/Interamericana, | 6ª ed.
- ❖ *El método de elementos finitos aplicados al análisis estructural* (2001). Vázquez, Manuel; López, Eloisa. Madrid: Noela, D.L.
- ❖ Sandra I. Robles y Néstor F. Ortega. *Diseño de concentradores de tensiones en elementos mecánicos, mediante las tensiones y desplazamientos superficiales.* Artículo de la Asociación Argentina de Mecánica Computacional, 2013. Mecánica Computacional Vol. XXXII, págs. 3639-3650.
- ❖ Apuntes de la asignatura “Técnicas Computacionales”. Universidad Politècnica de València, curso 2015-2016.
- ❖ Prácticas de la asignatura “Técnicas Computacionales”. Universidad Politècnica de València, curso 2015-2016.

II. PRESUPUESTO

En este presupuesto se mostrarán los gastos económicos producidos por el presente trabajo a lo largo de su desarrollo. También quedará recogidos en este presupuesto las horas trabajadas por el ingeniero y lo que cobrará finalmente por su trabajo realizado.

Se considerarán las licencias y los programas usados para el análisis y la obtención de datos así como los programas secundarios para el procesamiento de la información.

La licencia de ANSYS® costará un total de 5.000€, valor que puede variar dependiendo de las nuevas ofertas o nuevas versiones del mismo programa. Se ha asumido el coste de la licencia de uso del software comercial de ANSYS® que se usaría en un entorno empresarial. Por otra parte, el software OCTAVE tendrá un coste cero, debido a que es un software libre y se presenta como alternativa a MATLAB. Finalmente incluiremos el paquete de Microsoft Office 2013, ya que será necesaria la utilización de la herramienta Excel para el procesamiento de los datos así la herramienta Word para la posterior redacción.

Bloque 1: Licencias y programas

Ref.	Concepto	Definición	Cantidad	Precio	Subtotal
1.1	ANSYS® 16.2	Licencia de Ansys®	1	5.500,0 €	5.500,0 €
1.2	OCTAVE 4.0.2	Programa Octave 4.0.2	1	0 €	0 €
1.3	Microsoft Office 2013	Paquete Microsoft Office 2013	1	229,9 €	229,9 €
Total Bloque 1:					5.729,9 €

Bloque 2: Materiales

Ref.	Concepto	Definición	Cantidad	Precio	Subtotal
2.1	Ordenador Personal	Ordenador portátil Hacer modelo Z5WAH. Inter Core i7.	1	499,0 €	499,0 €
2.2	Ratón	Ratón inalámbrico Trust wireless mouse	1	9,5 €	9,5 €
Total Bloque 2:					508,5 €

Bloque 3: Otros

Ref.	Concepto	Definición	Cantidad	Precio	Subtotal
3.1	Horas de trabajo	Horas de trabajo del Ingeniero (20h/semana)	500	21,5 €	10.750,0 €
3.2	Impresión	Costes de impresión del proyecto	1	55,0 €	55,0 €
Total Bloque 1:					10.805,0 €

Como podemos observar el ingeniero cobrará 21,50€/hora, por tanto tras finalizar su trabajo recibirá un total de 3.000€ debido a las 500 horas dedicadas a la realización del presente proyecto. Dichas horas serán las empleadas por el ingeniero para el planteamiento del problema a estudiar y el estudio de los libros y software, pasando por el ajuste de superficies y finalmente la redacción.

Por tanto calculamos el coste total del proyecto:

COSTE BLOQUES		
1	Licencias y programas	5.729,9 €
2	Materiales	508,5 €
3	Otros	10.805,0 €
TOTAL		17.043,4 €
IVA (21%) sobre el total		3.579,1 €
PRESUPUESTO TOTAL		20.622,5 €

Finalmente obtenemos que el presupuesto final del proyecto es de **VEINTE MIL SEISCIENTOS VEINTIDOS EUROS CON CINCUENTA CENTIMOS**

III. PLIEGO DE CONDICIONES

En este apartado del proyecto procederemos a hacer un estudio del marco sobre el que se ha desarrollado nuestro trabajo. Primero basando las prescripciones técnicas particulares donde nos basaremos en los equipos y en los materiales usados y finalmente haremos referencia a las condiciones generales, más específicamente a las condiciones económicas.

1. Pliego de Condiciones Técnicas Particulares:

- *Condiciones de materiales y equipos.*

Aquí incluiremos todas las unidades utilizadas y sus especificaciones. A lo largo de la realización del presente proyecto se ha usado como material únicamente un ordenador portátil con ratón inalámbrico cuyas especificaciones técnicas son las siguientes:

Ordenador Portátil:	
Modelo	Acer Aspire E15
Procesador	Intel® Core i7-4510U 2.0GHz with Turbo Boost up to 3.1Ghz
Sistema operativo	Sistema operativo de 64 bits, procesador x64
Memoria RAM	4GB DDR3
Almacenamiento disco	500GB HDD
Tarjeta gráfica	Intel HD Graphics 4400 200MHz
Pantalla	LED retroiluminada LCD Glare. 15,6 pulgadas. 1366 x 768 HD

Ratón inalámbrico:	
Modelo	Trust Wireless mouse
Características	
-	Óptico
-	Inalámbrico
-	Micro receptor USB
-	1 pila AAA
-	Cobert. inalámbrica: 8m(2.4GHz)

- *Condiciones de ejecución.*

Aquí deberemos incluir las especificaciones sobre cómo llevar a cabo la ejecución del proyecto así como los lugares donde se ha realizado el desarrollo del proyecto al completo.

Ha habido dos lugares principales de trabajo, los cuales cumplían correctamente con el Real Decreto 486/1997, de 14 de abril BOE nº97, 23 de abril.

Además del Real Decreto 488/1997, de 14 de abril, sobre disposiciones mínimas de seguridad y salud relativas al trabajo con equipos que incluyen pantallas de visualización. BOE nº 97 23/04/1997. En el anexo *Disposiciones mínimas* de este último podemos encontrar las exigencias que se establecen para un puesto de trabajo óptimo en cuanto al equipo, el entorno y las interconexiones ordenador/persona:

- **Equipo:** Pantalla, teclado, mesa de trabajo, asiento de trabajo
- **Entorno:** Espacio, iluminación, reflejos y deslumbramientos, ruido, calor, emisiones y humedad.
- **Interconexiones ordenador/persona.**

Por otra parte, en cuanto a la forma de ejecución del trabajo completo, deberemos de llevar a cabo un control sobre la ejecución. De este modo las tareas estarán repartidas en pequeños bloques, siendo el total de horas empleadas para realización del trabajo 500 horas. Los bloques se corresponderán a cada una de las tareas que se han ido desempeñando en orden hasta conseguir el resultado final que se deseaba en el trabajo.

Las horas estarán organizadas tal y como se muestra en la tabla:

TAREA A REALIZAR:	HORAS DEDICADAS:
Estudio del problema	5
Planteamiento de los objetivos	6
Estudio del software ANSYS	15
Creación de la geometría y el mallado	120
Aplicación cargas	5
Obtención de resultados	170
Análisis de resultados en Excel	30
Estudio del software OCTAVE	4
Obtención de la superficie ajustada	5
Redacción de la memoria	140
TOTAL HORAS	500 horas

La realización de las tareas dentro de su margen de horas dedicadas a cada una asegurará que el trabajo quede realizado dentro de las horas previstas. No siendo así puede causar problemas y retrasos a la hora de su entrega y presentación. No obstante las horas pueden variar dependiendo de los problemas surgidos y la rectificación de resultados no válidos en algún caso concreto

2. Pliego de Condiciones Generales:

- *Condiciones de económicas.*

La memoria del proyecto incluirá un presupuesto donde se verán reflejados cada uno de los costes que se derivan de la realización de todo el proyecto. Dicho presupuesto recoge el coste de las licencias de los programas utilizados para el análisis y el posterior estudio de los valores obtenidos. Podemos observar que el coste de la licencia del programa OCTAVE es cero.

Además se especifica el número de horas totales que el ingeniero ha dedicado a la realización y posterior redacción de la memoria del proyecto, así como el coste de cada una que será de 21.5€/hora. Esto hace un total de 10.750€.

Puesto que el trabajo está prefijado para una duración de 500 horas, el tiempo que se exceda por parte del ingeniero no le será retribuido, quedando exentas las actividades de impresión.