



---

**Universidad de Valladolid**



**ESCUELA DE INGENIERÍAS  
INDUSTRIALES**

**UNIVERSIDAD DE VALLADOLID**  
**ESCUELA DE INGENIERIAS INDUSTRIALES**

**Grado en Ingeniería Mecánica**

**Simulación en CATIA V5 de problemas de  
fallo estático en elementos de máquinas**

**Autor: de la Hoz Jiménez, Miguel**

**Tutor: del Val Puente, Lara**

**Departamento:  
CMeIM**

**Valladolid, Julio 2017.**

---



## **RESUMEN**

El siguiente trabajo trata de ser un apoyo docente para los alumnos del Grado de Ingeniería Mecánica en la asignatura Diseño de Máquinas. Muchas de las universidades de prestigio pertenecientes al ámbito de la EEES (Espacio Europeo Educación Superior) incluyen en la guía docente de las asignaturas correspondientes al diseño de máquinas, prácticas de laboratorio con software para la resolución y una mejor comprensión de los problemas tratados en clase.

En este trabajo se han simulado con Catia V5 varios ejercicios de examen de la asignatura Diseño de Máquinas relacionados con el comportamiento mecánico a fallo estático de elementos de máquina, que aportarían una carga experimental a la asignatura. Para que los futuros alumnos puedan trabajar fácilmente con estas simulaciones, este trabajo incluye además una pequeña guía con una explicación de los comandos específicos usados.

## **PALABRAS CLAVE**

Fallo estático, diseño de elementos de máquinas, simulación, Catia V5

## **ABSTRACT**

The following essay aims to act as a teaching support for those studying the Degree of Mechanical Engineering; more specifically, for those enrolled in the subject Design of Machines. Many of the prestigious universities that belong to the EHEA (European Higher Education Area) include in their teaching guides related to the subject Design of Machines, lab assignments with software to solve and better understand the problems treated in class.

To this essay's purpose, I have simulated with Catia v5 those test exercises of the Design of Machines subject that relate to the mechanical behavior at static failure of machine elements; and which could add valuable inputs to the experimental side of the subject. To ease future student's work with these simulations, this essay does also include a short guide explaining the specific commands used.

## **KEY WORDS**

Static error, machine elements design, simulation, Catia V5

---



## ÍNDICE GENERAL

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN .....	1
1.1. OBJETIVOS .....	2
1.2. ORGANIZACIÓN DE LA MEMORIA .....	3
CAPÍTULO 2. DISEÑO ESTÁTICO .....	5
2.1 TIPOS DE MATERIALES .....	5
2.2. DISEÑO ESTÁTICO: CRITERIOS DE FALLO .....	7
2.2.1 TEORIAS DE FALLO DE UN MATERIAL .....	7
2.2.1.1 TEORÍA DEL ESFUERZO NORMAL MÁXIMO (ENM).....	7
2.2.1.2 TEORÍA DE MAXIMA TENSION DE CIZALLADURA O CORTANTE MÁXIMO.....	9
2.2.1.3 TEORÍA DE ENERGÍA DE DISTORSIÓN O VON MISES.....	10
2.2.1.4 TEORÍA DE LA FRICCIÓN INTERNA O COULOMB MOHR.....	14
2.2.2 COMPARACIÓN DE TEORÍAS DE FALLO PARA MATERIALES DÚCTILES. ....	15
2.3 CONCENTRACIÓN DE TENSIONES .....	17
CAPÍTULO 3. MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS Y CATIA .....	19
3.1 MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS .....	19
3.2. CATIA V5 .....	21
3.2.1 PART.....	22
3.2.2 PRODUCT .....	23
3.2.3 DRAWING .....	24
3.3 MÓDULO FEM CATIA V5 .....	24
3.3.1. DEFINICIÓN DE ALGUNAS BARRAS DE HERRAMIENTAS PARA ANÁLISIS ESTÁTICO. .26	
A) BARRA DE HERRAMIENTAS "RESTRAINS" .....	26
B) BARRA DE HERRAMIENTAS "LOADS".....	28
C) BARRA DE HERRAMIENTAS "IMAGE".....	30
D) BARRA DE HERRAMIENTAS "ANALYSIS TOOLS" .....	33
E) BARRA DE HERRAMIENTAS "COMPUTE".....	36
F) BARRA DE HERRAMIENTAS "ANALYSIS RESULTS".....	36
CAPITULO 4. ANÁLISIS REALIZADO .....	39
4.1. PIEZA 1 .....	39

---

4.2. PIEZA 2 .....	57
4.3. PIEZA 3 .....	66
4.4. PIEZA 4.....	75
CAPÍTULO 5. CONCLUSIONES Y LINEAS FUTURAS.....	85
5.1 CONCLUSIONES.....	85
5.2. LINEAS FUTURAS .....	85
BIBLIOGRAFÍA .....	87
ANEXO I: ANÁLISIS REALIZADO POR CATIA V5 .....	89

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Apartado guía docente Universidad de Cantabria año 2016-2017.....	1
Figura 1.2 Apartado guía docente Universidad de Cantabria año 2017-2018.....	2
Figura 2.1 Probeta normalizada para ensayo de tracción.....	5
Figura 2.2 Diagrama tensión-deformación para a) dúctiles y b) frágiles.....	6
Figura 2.3 Teoría de esfuerzo normal máximo en tres dimensiones.....	8
Figura 2.4 Teoría de fallo del esfuerzo normal máximo bidimensional.....	8
Figura 2.5 Teoría esfuerzo cortante máximo en dos dimensiones.....	9
Figura 2.6 Descomposición de tensiones principales.....	11
Figura 2.7 Teoría de Von Mises en tres dimensiones.....	12
Figura 2.8 Teoría de la distorsión en dos dimensiones.....	13
Figura 2.9 Teoría de Coulomb-Mohr.....	14
Figura 2.10 Teoría de Coulomb-Morh Modificada.....	14
Figura 2.11 Comparación Esfuerzo cortante máximo y Von Mises.....	15
Figura 2.12 Ejemplo de concentración de tensiones y tabla para obtener kt.....	17
Figura 3.1 Pieza dividida en elementos.....	19
Figura 3.2 Pieza dividida en elementos separados.....	20
Figura 3.3 Pieza dividida en nodos.....	21
Figura 3.4. Logotipo CATIA V5.....	21
Figura 3.5 Ejemplo módulo Part Desing.....	22
Figura 3.6 Ejemplo módulo Product.....	23
Figura 3.7 Ejemplo módulo Drawing.....	24
Figura 3.8 Opciones para restringir giros o desplazamientos.....	27
Figura 3.9 Ventana donde dar magnitud y sentido a la fuerza.....	29
Figura 3.10 Ventana donde dar magnitud y sentido a la aceleración.....	30
Figura 3.11 Ejemplo de barra deformada.....	31
Figura 3.12 Ejemplo de barra con tensiones de Von Mises.....	31
Figura 3.13 Ejemplo de barra con desplazamientos.....	32
Figura 3.14 Ejemplo de barra con máximas tensiones.....	32
Figura 3.15 Ejemplo barra con estimación de error.....	33
Figura 3.16 Ventana para simulación.....	33
Figura 3.17 Ejemplo barra cortada por plano.....	34
Figura 3.18 Ejemplo barra afectada por factor de deformación.....	34
Figura 3.19 Ejemplo barra con máximo y mínimo de tensión de Von Mises.....	35
Figura 3.20 Ventana de información de análisis activo.....	35
Figura 3.21 Ejemplo documento ofrece CATIA del análisis.....	37
Figura 3.22 Ejemplo elección de material.....	38
Figura 4.1 Pieza 1.....	39
Figura 4.2 Propiedades del material.....	40
Figura 4.3 Descripción pieza a analizar.....	41
Figura 4.4 Introducción al cálculo estático.....	41
Figura 4.5 Condiciones de contorno.....	42
Figura 4.6 Aplicación de fuerza concentrada.....	42
Figura 4.7 Tamaño de malla para análisis por defecto.....	43
Figura 4.8 Tiempo y memoria que ocupa el análisis y confirmación para la ejecución.....	44
Figura 4.9 Deformación de la pieza.....	44
Figura 4.10 Resumen de número de nodos y elementos.....	45

---

Figura 4.11	Máxima y mínima tensión de Von Mises.....	45
Figura 4.12	Máxima y mínima tensión de Von Mises.....	46
Figura 4.13	Máximo y mínimo desplazamiento.....	46
Figura 4.14	Máximo y mínimo esfuerzos principales .....	47
Figura 4.15	Máxima y mínima concentración de esfuerzos cortantes.....	47
Figura 4.16	Máximo y mínimo de concentración de esfuerzo principales en valor absoluto.....	48
Figura 4.17	Máximo y mínimo de tensor de tensiones.....	48
Figura 4.18	Máximo y mínimo de margen de error cometido.....	49
Figura 4.19	Error global cometido.....	49
Figura 4.20	Ventana para elegir el máximo error a cometer.....	50
Figura 4.21	Nueva ventana para elección de tamaño de malla y número de iteraciones.....	50
Figura 4.22	Deformación de la pieza.....	51
Figura 4.23	Amplificación de deformación de la pieza.....	51
Figura 4.24	Resumen de número de nodos y elementos.....	52
Figura 4.25	Máxima y mínima tensión de Von Mises.....	52
Figura 4.26	Máximo y mínimo desplazamientos.....	53
Figura 4.27	Máximos y mínimos esfuerzos principales.....	53
Figura 4.28	Máximo y mínimo de concentración esfuerzo cortante.....	54
Figura 4.29	Máximo y mínimo de concentración de esfuerzo principales en valor absoluto.....	54
Figura 4.30	Máximo y mínimo de tensor de tensiones.....	55
Figura 4.31	Máximo y mínimo de margen de error cometido.....	55
Figura 4.32	Error global cometido.....	56
Figura 4.33	Pieza 2.....	57
Figura 4.34	Descripción pieza a analizar.....	57
Figura 4.35	Introducción al cálculo estático.....	58
Figura 4.36	Condiciones de contorno.....	58
Figura 4.37	Aplicación de fuerzas.....	59
Figura 4.38	Tiempo y memoria que ocupa el análisis.....	59
Figura 4.39	Fijación del máximo error posible a cometer.....	60
Figura 4.40	Resumen de número de nodos y elementos.....	60
Figura 4.41	Deformación de la pieza.....	61
Figura 4.42	Máxima y mínima tensión de Von Mises.....	61
Figura 4.43	Máximo y mínimo desplazamiento.....	62
Figura 4.44	Máximo y mínimo esfuerzos principales.....	62
Figura 4.45	Máximo y mínimo esfuerzos cortantes.....	63
Figura 4.46	Máximo y mínimo concentración de esfuerzos principales en valor absoluto.....	63
Figura 4.47	Máximo y mínimo esfuerzos del tensor de tensiones.....	64
Figura 4.48	Máximo y mínimo error de energía.....	64
Figura 4.49	Error global cometido.....	65
Figura 4.50	Pieza 3.....	66
Figura 4.51	Descripción de la pieza a analizar.....	66
Figura 4.52	Introducción al cálculo estático.....	67
Figura 4.53	Condiciones de contorno.....	67
Figura 4.54	Aplicación de fuerza (cortante).....	68
Figura 4.55	Aplicación de fuerza (axial).....	68
Figura 4.56	Aplicación de momento torsor.....	69

Figura 4.57 Tiempo y memoria que ocupa el análisis.....	69
Figura 4.58 Fijación del máximo error posible.....	70
Figura 4.59 Deformación de la pieza.....	70
Figura 4.60 Resumen de número de nodos elementos.....	71
Figura 4.61 Máximo y mínimo tensión de Von Mises.....	71
Figura 4.62 Máximo y mínimo desplazamientos.....	72
Figura 4.63 Máximo y mínimo esfuerzos principales.....	72
Figura 4.64 Máximo y mínimo esfuerzos cortantes.....	73
Figura 4.65 Máximo y mínimo concentración de esfuerzos principales en valor absoluto.....	73
Figura 4.66 Máximo y mínimo del tensor de tensiones.....	74
Figura 4.67 Máximo y mínimo error de energía.....	74
Figura 4.68 Error global cometido.....	75
Figura 4.69 Pieza 4.....	75
Figura 4.70 Descripción de la pieza a analizar.....	76
Figura 4.71 Condiciones de contorno.....	76
Figura 4.72 Aplicación de fuerzas.....	77
Figura 4.73 Tiempo y memoria que ocupa el análisis.....	77
Figura 4.74 Fijación del máximo error posible.....	78
Figura 4.75 Deformación de la pieza.....	78
Figura 4.76 Resumen de numero de nodos y elementos.....	79
Figura 4.77 Máxima y mínima tensión de Von Mises.....	79
Figura 4.78 Máximo y mínimo desplazamiento.....	80
Figura 4.79 Máximo y mínimo esfuerzos principales.....	80
Figura 4.80 Máximo y mínimo esfuerzo cortante.....	81
Figura 4.81 Máximo y mínimo concentración de esfuerzo principales en valor absoluto.....	81
Figura 4.82 Máximo y mínimo del tensor de tensiones.....	82
Figura 4.83 Máximo y mínimo error de energía.....	82
Figura 4.84 Error global cometido.....	83

---



## CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN

Este proyecto se realiza con el objetivo de ser un apoyo didáctico tanto para los alumnos en la parte de problemas de la asignatura Diseño de Máquinas, de tercer curso del grado de Ingeniería Mecánica, como para estudiantes de primer curso de Máster en Ingeniería Industrial, en base a la asignatura de Tecnología de Máquinas.

La idea surgió gracias a la duda de un compañero, quien no veía muy claro en las piezas de los ejercicios tratados en clase dónde se producía la concentración de tensiones, así como los máximos desplazamientos y deformaciones.

Así se decidió trabajar e investigar si en otras universidades adscritas al ámbito de la EEES [1], en los planes de estudios o guías docentes de las asignaturas que engloban el Diseño de Máquinas, tenían prácticas con algún software para completar las clases de teoría y los problemas.

En el EEES, el mayor objetivo es la equiparación de todos los grados universitarios en los diferentes estados pertenecientes a la Unión Europea (UE). Esto es muy ventajoso tanto para alumnos como para profesores a la hora de buscar trabajo fuera del país donde se ha estudiado. En el caso que atañe a este proyecto, el estudio se ha centrado en las escuelas donde se imparte el grado de ingeniería mecánica.

Tras un análisis de las diferentes guías docentes se observó que muchas de las universidades españolas como la Universidad de Cantabria [2], la Universidad Autónoma de Barcelona [3], la Escuela Técnica Superior de Ingeniería perteneciente a la Universidad de Huelva [4], la Universidad de Sevilla [5], y muchas más, sí que incorporan software de simulación. Es por eso que, se plantea este proyecto como apoyo docente para los alumnos de la EII de Valladolid, como complemento al trabajo teórico de la asignatura Diseño de Máquinas. Quién sabe si en un futuro se podrán asociar laboratorios y clases prácticas, basados en la utilización de algún programa comercial, o también de libre acceso, para la resolución y complementación de los ejercicios tratados en las citadas asignaturas. Algunos de los programas con los que se puede llevar a cabo esta simulación de los problemas de fallo estático de elementos de máquinas son Catia [6], Nastran [7], Abaqus [8], Solidworks [9] o Ansys [10].

Por ejemplo en la figura 1.1 y 1.2 se puede ver cómo en la Universidad de Cantabria incluye prácticas con algunos de estos software.

9. SOFTWARE				
PROGRAMA / APLICACIÓN	CENTRO	PLANTA	SALA	HORARIO
COSMOS/M, CYPE INGENIEROS				

Figura 1.1 Apartado guía docente Universidad de Cantabria año 2016-2017 [2]

9. SOFTWARE				
PROGRAMA / APLICACIÓN	CENTRO	PLANTA	SALA	HORARIO
NASTRAN/PATRAN	E.T.S.I.I.T.	-4 Esc A	S4-60	

*Figura 1.2 Apartado guía docente universidad de Cantabria año 2017-2018 [2]*

El estudio que se va a realizar, trata del comportamiento mecánico de las piezas para predecir e intentar evitar el fallo o rotura cuando están en servicio, es decir, en su funcionamiento habitual, bajo condiciones de carga estática. Este análisis depende del material empleado para la construcción de la pieza, de si existe concentración de esfuerzos, y de las condiciones de carga soportada, principalmente. Así mediante los criterios de fallo resumidos en el capítulo 2 se podrá decir si la pieza falla o no.

Tomando como base el diseño estático se van a realizar simulaciones que permitan ver qué zona o zonas de las piezas están más cargadas, soportan un mayor esfuerzo, y por tanto ver qué partes de las piezas son las más propensas a fallar.

## 1.1. OBJETIVOS

Uno de los objetivos de este trabajo es ser un apoyo docente, para todos los alumnos que cursen la asignatura Diseño de Máquinas, a la hora de tener una base experimental para la resolución de los ejercicios propuestos en clase.

También trata de ser una pequeña guía del software utilizado, Catia V5, para que cualquier usuario, sin conocimientos previos de dicho programa, pueda realizar un análisis de piezas de elementos de máquinas y así comprobar si la pieza analizada resiste al estado de cargas sometido o por el contrario se producirá un fallo.

Otro de los objetivos es la interpretación de las piezas, ya que la forma de visualizar el elemento analizado permite localizar rápidamente, por su gama de colores, la zona que sufre mayor carga o mayor concentración de tensiones, la cual será la zona más propensa donde se produzca un fallo, por ser la más cargada y/o la más débil, menos resistente.

Están resueltos algunos ejercicios de examen, que ayudarán al usuario a la hora de estudiar la asignatura y practicar de cara a la prueba de evaluación. Se anima así al lector a resolver y experimentar con nuevos ejercicios propuestos por sus profesores.

## 1.2. ORGANIZACIÓN DE LA MEMORIA

El trabajo realizado se presenta como una pequeña introducción al análisis de piezas, atendiendo a problemas de examen. Se trata de localizar los puntos de máxima tensión y máximos desplazamientos aplicando Catia V5, un programa aplicado al diseño, cálculo y fabricación industrial, muy utilizado actualmente en diversos sectores; automoción, aeronáutica y naval.

En el capítulo 2 se comienza haciendo una recopilación de los materiales, atendiendo a sus cualidades de deformación y sus principales diferencias. También se estudian con más detalle los diferentes criterios de fallos que permitirán decir si la pieza que se está estudiando fallará o no. Posteriormente se hará una distinción dependiendo del tipo de material que se trate: frágil o dúctil.

En este capítulo también se comentan los coeficientes de concentración de tensiones debidos a las discontinuidades que pueda poseer la pieza a tratar.

El capítulo 3 trata de introducir brevemente el software con el que se va a trabajar, Catia V5, por qué se ha elegido este programa y cuáles son sus módulos más utilizados. Se hará hincapié en el módulo de Análisis, confeccionando una pequeña guía de los comandos y controles empleados, describiendo su función, cómo se utilizan y para qué se usan.

La finalidad es que cualquier usuario que no tenga conocimiento de este módulo específico (*Static Analysis*) pueda llevar a cabo unos cálculos orientativos para comprobar si la pieza presenta un fallo o no.

También se introduce el método de elementos finitos, ya que es el que utiliza el programa para obtener los resultados finales.

En el capítulo 4 se exponen unos ejemplos de piezas de examen en las que se ha realizado el estudio de las tensiones de Von Mises, tensiones principales, máximos desplazamientos y máximas deformaciones, resolviendo así lo propuesto por estos ejercicios de si se producirá un fallo o por el contrario la pieza será válida.

Para terminar, en el capítulo 5 se han expuesto las conclusiones obtenidas tras este trabajo y la proposición de algunas líneas de investigación futuras como complementación al trabajo realizado.



## CAPÍTULO 2. DISEÑO ESTÁTICO

En este capítulo se hace un recopilatorio de los materiales utilizados en la industria para el diseño y fabricación de piezas. Para poner en antecedentes al lector, de la temática desarrollada en la asignatura diseño de máquinas asociada a los problemas a simular en el trabajo. La diferenciación entre materiales dúctiles y frágiles se hace a través de un ensayo de tracción.

También se presentan los diferentes criterios o teorías de fallo que se pueden utilizar para establecer si una pieza falla. Dependiendo de cómo sea el material se utilizan los criterios para materiales dúctiles o para frágiles.

Para completar este capítulo se tratará el factor de concentración de tensiones y la influencia que tiene en las piezas dependiendo del tipo de discontinuidad con la que se esté tratando.

### 2.1 TIPOS DE MATERIALES [11]

Para todo trabajo de análisis resistente, los materiales se clasifican en:

- Dúctil
- Frágil

Para poder hacer esta clasificación, se realiza el llamado ensayo de tracción. Este consiste en someter una probeta normalizada como la mostrada en la figura 2.1, pieza cilíndrica con dimensiones establecidas  $l_0 = 5.65 \cdot \sqrt{A_0}$ , a un esfuerzo axial de tracción. Este ensayo mide la resistencia del material a una fuerza estática o una fuerza aplicada muy lentamente.

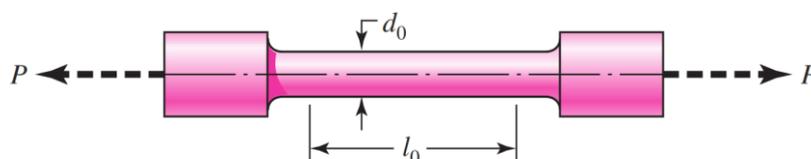


Figura 2.1 Probeta normalizada para ensayo de tracción [11]

Para el estudio de este ensayo se grafican los resultados en un diagrama de tensión-deformación. En este diagrama, mostrado en la figura 2.2, se puede observar distinto comportamiento dependiendo del tipo de material, distintos puntos y fases según sean dúctiles (figura 2.2a) o materiales frágiles (figura 2.2b).

En ambos casos la relación entre la carga soportada por el material y la deformación de éste es lineal. Al principio la probeta se encuentra en la zona elástica, donde al cesar la carga la pieza vuelve a su estado inicial, hasta un cierto punto o intervalo, el de fluencia. A partir de ahí, si se sigue aumentando la carga,

los dúctiles se siguen deformando, pero esta deformación pasa a ser permanente, es decir, a la zona plástica donde ya no se comportan igual y fallan. Este proceso dura hasta que la probeta rompe. Por otra parte, en los materiales frágiles, el punto de fluencia y de rotura es prácticamente el mismo, no se produce esa zona de fluencia y por tanto tampoco la deformación permanente porque directamente rompen.

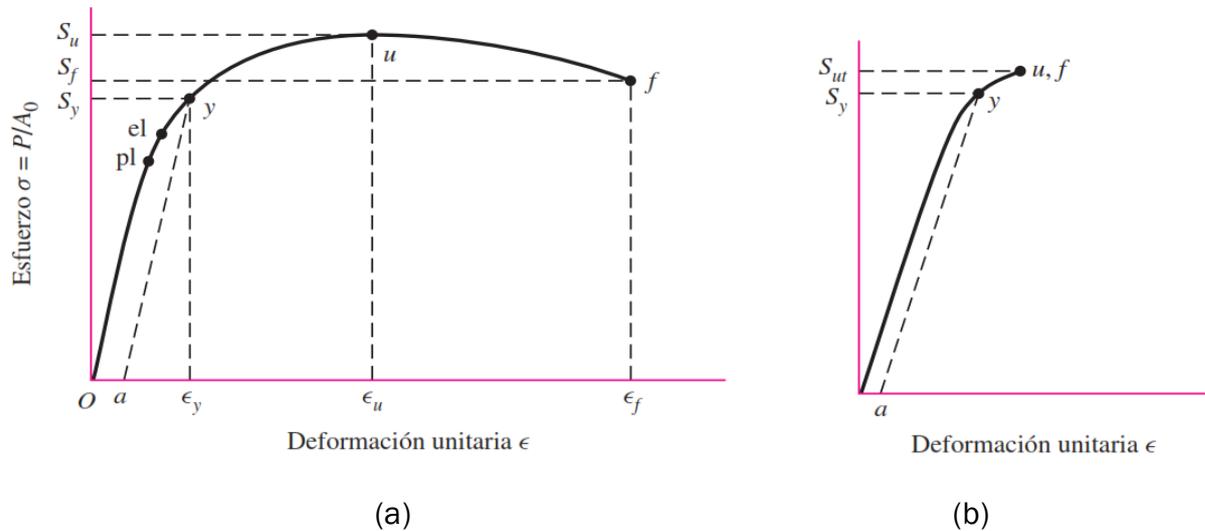


Figura 2.2 Diagrama tensión-deformación para a) dúctiles y b) frágiles [11]

Se van a definir algunos puntos del diagrama tensión-deformación.

- **Límite de proporcionalidad (O-pl):** en esta zona la carga aplicada provoca un alargamiento unitario constante. Al ser retirada la carga, la probeta vuelve a su posición inicial, ya que se encuentra en la zona elástica. El alargamiento es proporcional a dicha carga.
- **Límite elástico (el):** una vez que el alargamiento producido por la carga aplicada supera este punto, se produce un cambio de zona, de la elástica a plástica, lo que quiere decir, que ahora las deformaciones serán permanentes y la probeta no recuperará su estado inicial  $l_0$ .
- **Zona de fluencia (el-y):** en este intervalo se produce un aumento de la longitud de la probeta que no tiene relación con la carga, ya que la carga apenas varía, sin embargo el alargamiento lo hace rápidamente. Esta fase es única y exclusivamente de los materiales dúctiles.
- **Resistencia última (u):** es el máximo esfuerzo que puede soportar la probeta durante el ensayo, a partir de ahí se dice que está rota, aunque no haya fractura física en ésta. Una vez pasado este punto la carga comienza a disminuir hasta que se produce la rotura física. Se define  $S_u$  como **resistencia última**.
- **Resistencia a la fractura (f):** tensión soportada por la probeta en el momento de la rotura.

## 2.2. DISEÑO ESTÁTICO: CRITERIOS DE FALLO

La resistencia es una propiedad o característica de un material que cuantifica la tensión que es capaz de soportar el material sin alterarse. Una carga estática es una acción estacionaria, se mantiene en el mismo lugar durante cierto tiempo, que posee magnitud, dirección y punto de aplicación invariables.

El método que se va a utilizar para estudiar las relaciones existentes entre la resistencia de una pieza y su carga estática es el método de confiabilidad. Este método conlleva la selección de materiales, procesamiento y dimensiones de las piezas para que la probabilidad de que se produzca un fallo sea continuamente menor que un valor seleccionado, es decir, las teorías de fallo que se describirán a continuación.

### 2.2.1 TEORIAS DE FALLO DE UN MATERIAL [13]

Al aplicar una carga sobre una pieza, siendo el estado de esfuerzo uniaxial, es decir, en una sola dirección, éste se puede comparar con la resistencia para así determinar la seguridad, o bien prevenir el fallo por rotura.

Esto se complica cuando el estado de esfuerzo es biaxial o triaxial (en dos y en tres direcciones, respectivamente). En estos casos existen diferentes clases de esfuerzo, pero sigue habiendo sólo una resistencia significativa. De esta forma el estudio del fallo se hará a través de las diferentes teorías de fallo descritas a continuación.

#### 2.2.1.1 TEORÍA DEL ESFUERZO NORMAL MÁXIMO (ENM)

La teoría del esfuerzo normal máximo establece que el fallo ocurrirá siempre que uno de los tres esfuerzos principales sea igual a la resistencia de fluencia del material ( $S_y$ ).

Si se ordenan los tres esfuerzos principales para cualquier estado de esfuerzo en la forma  $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ , calculados en función de las componentes normales y tangenciales,  $\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x}{2} \pm \left[ \left( \frac{\sigma_x}{2} \right)^2 + \tau_{xy} \right]^{1/2}$  (2.1) se puede deducir que el fallo ocurre siempre que:

$$\sigma_1 \leq S_t \quad \text{o bien} \quad \sigma_2 \leq -S_c$$

Dónde:

$\sigma_1$  = Esfuerzo principal máximo

$\sigma_2$  = Esfuerzo principal mínimo

$S_t$  = Resistencia a la tracción

$S_c$  = Resistencia a la compresión

En la figura 2.3 se muestra la teoría del esfuerzo normal máximo en tres dimensiones. El prisma abarca todos los valores seguros de cualquier combinación de componentes de esfuerzo.

Cualquier combinación de esfuerzo que se encuentre dentro del prisma se considerará seguro para la pieza.

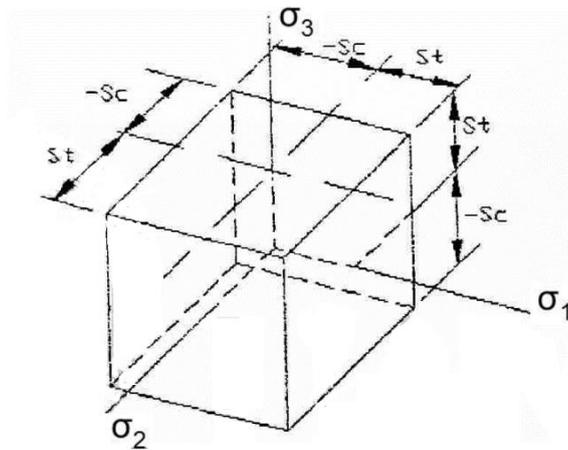


Figura 2.3 Teoría de esfuerzo normal máximo en tres dimensiones [13]

En la figura 2.4 se muestra la gráfica de la teoría de fallo del esfuerzo normal máximo en dos dimensiones. Si se establece un factor de seguridad  $n$  en el diseño, no se va al límite del material por lo tanto se estaría en una zona más segura, recuadro verde.

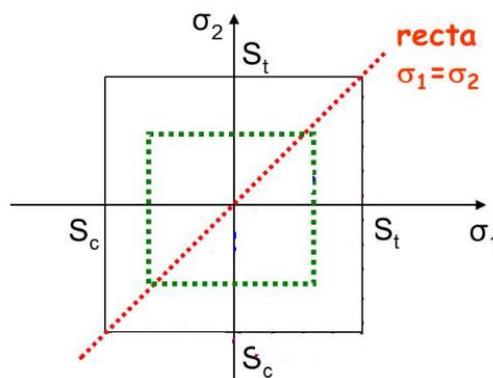


Figura 2.4 Teoría de fallo del esfuerzo normal máximo bidimensional [12]

$$\text{Criterio de fallo } \sigma_1 \leq S_{yt} \text{ y también } \sigma_2 \leq S_{yc} \quad (2.2)$$

$$\text{Criterio de fallo con factor de seguridad } \sigma_1 \leq \frac{S_{yt}}{n} \text{ y } \sigma_2 \leq \frac{S_{yc}}{n}$$

### 2.2.1.2 TEORÍA DE MÁXIMA TENSIÓN DE CIZALLADURA O CORTANTE MÁXIMO [13]

La teoría del esfuerzo cortante máximo afirma que la fluencia comienza siempre que en cualquier elemento el esfuerzo cortante máximo se iguale al esfuerzo cortante máximo en una probeta a tracción cuando ésta empieza a ceder.

Si se ordenan las tensiones o esfuerzos principales como  $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$  entonces la teoría del esfuerzo cortante máximo anticipa que la fluencia ocurrirá siempre que

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \geq \frac{S_y}{2} \quad \text{o bien} \quad \sigma_1 - \sigma_2 \geq S_y \quad (2.3)$$

Esta teoría señala que la resistencia de fluencia en cortante está dada por la ecuación

$$S_{sy} = 0.5S_y \quad (2.4)$$

Este criterio puede representarse por medio de un hexágono, tal y como se puede comprobar en la figura 2.5.

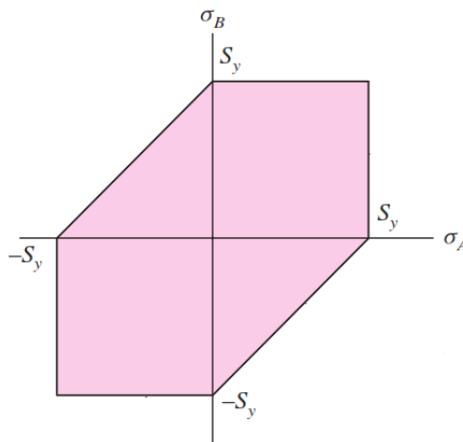


Figura 2.5 Teoría esfuerzo cortante máximo en dos dimensiones [11]

La figura 2.5 muestra la teoría del esfuerzo cortante máximo para esfuerzos biaxiales. Se observa que en el primer y tercer cuadrante esta teoría es la misma que la del esfuerzo normal máximo. (Figura 2.4)

Al igual que antes, cualquier conjunto de esfuerzos que se encuentren dentro del hexágono estará en la región segura, evitándose así el fallo. Como en el anterior criterio, podemos disminuir esa zona segura aplicando un factor de seguridad que lo aleje de la resistencia a tracción y/o compresión. Este criterio es más seguro que el anterior.

<p><b>Criterio de fallo</b> <math>\frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} = \frac{S_y}{2}</math>, o con factor de seguridad <math>n</math>, <math>\frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \geq \frac{S_y}{2n}</math> (2.5)</p> <p><b>Resistencia de fluencia a cortadura</b> <math>S_{sy} = 0.5S_{yt}</math></p>
--

### 2.2.1.3 TEORÍA DE ENERGÍA DE DISTORSIÓN O VON MISES [13]

La teoría de la energía de deformación máxima predice que, el fallo causado por fluencia ocurre cuando la energía de deformación total en un volumen unitario iguala o excede el valor de la energía de deformación del mismo volumen correspondiente a la resistencia en tracción o en compresión.

La energía de deformación almacenada en un volumen unitario, cuando se aplica uniaxialmente a la resistencia de fluencia, se puede determinar a partir de la siguiente ecuación

$$U_s = \frac{S_y^2}{2E} \quad (2.6)$$

Donde

$U_s$  = Energía de deformación unitaria ocasionada por un esfuerzo  $S_y$

$S_y$  = Resistencia de fluencia

$E$  = Módulo de elasticidad lineal

Con las relaciones de esfuerzo–deformación triaxiales, se obtiene que la energía de deformación total en una unidad de volumen sometida a esfuerzos combinados y es:

$$U_\sigma = \frac{1}{2} [\epsilon_1 \sigma_1 + \epsilon_2 \sigma_2 + \epsilon_3 \sigma_3]$$
$$U_\sigma = \frac{1}{2E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\nu(\sigma_1 \sigma_2 + \sigma_2 \sigma_3 + \sigma_3 \sigma_1)] \quad (2.7)$$

La teoría de la energía de distorsión se originó a partir de la observación de los materiales dúctiles, que sometidos a esfuerzos hidrostáticos (de igual tracción o compresión), tenían resistencias de fluencia superiores a los valores obtenidos por el ensayo a tracción simple. Así se afirmó que la fluencia no era un fenómeno de tracción o compresión simples, sino más bien que estaba relacionada de alguna forma con la distorsión (o deformación angular).

En la figura 2.6a se observa un cubo sometido a un estado de esfuerzo tridimensional  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$ , y  $\sigma_3$ . El estado de esfuerzo que se presenta en la figura 2.6b es de tracción hidrostática debido a los esfuerzos  $\sigma_{prom}$ , cuya ecuación es por definición

$$\sigma_{prom} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3} \quad (2.8)$$

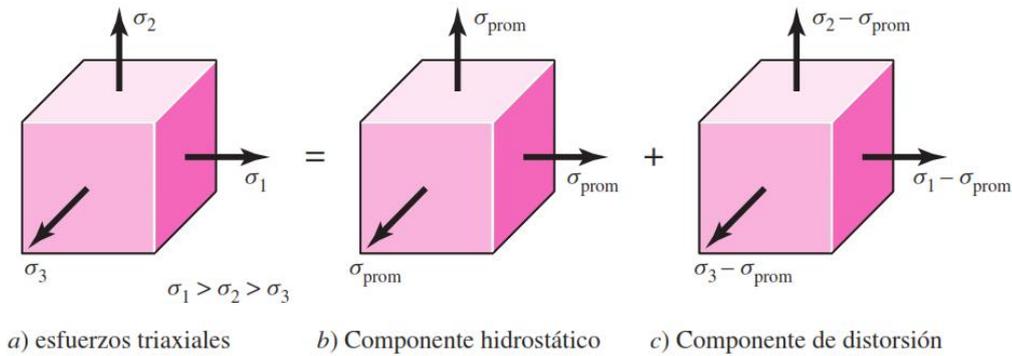


Figura 2.6 Descomposición de tensiones principales [11]

En consecuencia, el elemento de la figura 2.6b experimenta un cambio de volumen puro, es decir sin distorsión angular. Si se resta este esfuerzo medio a cada uno de los esfuerzos principales de la figura 2.6a, se obtienen los esfuerzos que se muestran en la figura 2.6c, donde este elemento está sometido a distorsión o deformación angular pura, o sea, no hay cambio de volumen.

La ecuación 2.7 produce la energía de deformación total del elemento de la figura 2.6a. La energía de deformación para producir únicamente cambio de volumen puede obtenerse mediante la sustitución de  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$ , y  $\sigma_3$  por  $\sigma_{prom}$  en la ecuación 2.7. El resultado es:

$$U_v = \frac{3\sigma_{prom}^2}{2E}(1 - 2\nu) \quad (2.9)$$

Donde

$U_v$  = Energía debido al cambio de volumen

$\sigma_{prom}$  = Esfuerzo medio

$\nu$  = Módulo de Poisson

$E$  = Módulo de elasticidad lineal

Si se sustituye el cuadrado de la ecuación 2.8 en la ecuación 2.9 y se simplifica la expresión, se obtiene

$$U_v = \frac{(1-2\nu)}{6E}[\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)] \quad (2.10)$$

Luego, para obtener la energía de distorsión, se resta la ecuación 2.10 de la 2.7. Con esto queda

$$U_d = U_\sigma - U_v = \frac{1+\nu}{3E} \left[ \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right] \quad (2.11)$$

Se observa que la energía de la distorsión es nula cuando  $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3 = 0$

Es decir, la teoría de la energía de la distorsión anticipa que el fallo se produce cuando la energía de distorsión iguala a la energía almacenada en una probeta a tracción para una tensión igual al límite de fluencia  $S_y$ .

En el caso de un ensayo de tracción simple:  $\sigma_1 = \sigma'$  y  $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$ , por lo tanto, la energía de distorsión es

$$U_d = \frac{1+\nu}{3E} \sigma'^2 \quad (2.12)$$

El criterio se obtiene igualando la ecuación 2.11 a la 2.12, y despejando  $\sigma'$  se obtiene:

$$\sigma' = \left[ \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2} \quad (2.13)$$

En consecuencia se prevé que ocurrirá fluencia cuando

$$\sigma' \geq S_y \quad (2.14)$$

Donde

$\sigma'$  = Esfuerzo de Von Mises

Para el estado de esfuerzo biaxial,  $\sigma_1$  y  $\sigma_2$  son los dos esfuerzos principales distintos de cero. Por lo tanto de la ecuación 2.13 se obtiene

$$\sigma' = [\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2]^{1/2} \quad (2.15)$$

Donde

$\sigma_1$  = Esfuerzo principal máximo

$\sigma_2$  = Esfuerzo principal mínimo

La figura 2.7 presenta la teoría de la energía de distorsión en el caso de esfuerzos triaxiales, donde se observa que las componentes hidrostáticas  $\sigma_1''$ ,  $\sigma_2''$  y  $\sigma_3''$ , se encuentran siempre sobre el eje del cilindro independiente de su extensión a partir del origen.

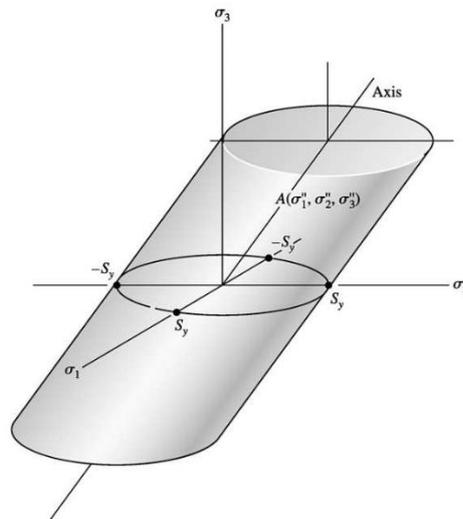


Figura 2.7 Teoría de Von Mises en tres dimensiones [11]

La Figura 2.8 muestra la teoría de la distorsión para estados de esfuerzos biaxiales. Esta teoría es una gráfica real de puntos obtenidos a partir de la ecuación 2.14 con  $\sigma' = S_y$ . Al igual que en las teorías de máxima tensión de cizalladura y teoría del esfuerzo normal máximo, cualquier combinación de esfuerzos que pertenece al interior de la elipse será una zona segura donde la pieza no sufrirá rotura, así mismo se puede minimizar aún más la probabilidad de fallo si afectamos la pieza por un factor de seguridad,  $n$ , haciéndolo aún más seguro.

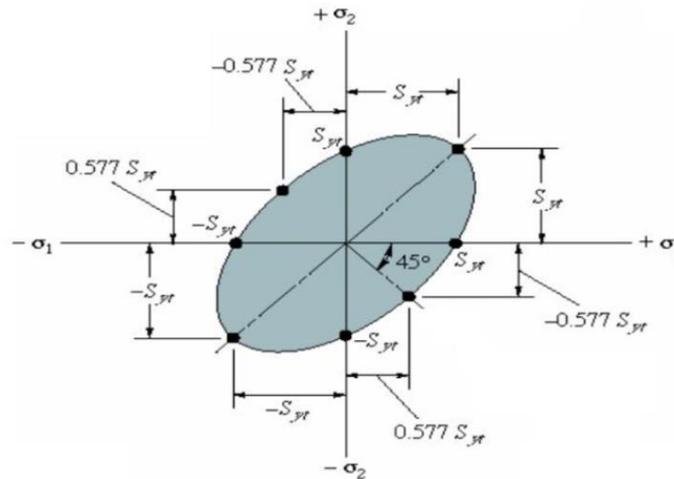


Figura 2.8 Teoría de la distorsión en dos dimensiones [12]

#### Criterio de fallo

$$\sigma^{eq} = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)]^{1/2} \leq S_y$$

Con factor de seguridad en tensiones principales  $\sigma^{eq} = \sqrt{(\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2)} = \frac{S_y}{n}$

$$\text{Cortadura pura } \sigma_x = \sigma_y = 0 \quad S_{sy} = \frac{S_{yt}}{\sqrt{3}} = 0.577 S_{yt} \quad (2.16)$$

Comparando las dos últimas teorías se observa que el criterio de Von Mises, que es la ecuación de una elipse, pasa por seis puntos del criterio del esfuerzo cortante máximo. Sin aplicar factor de seguridad a ningún criterio, la teoría de cizalladura es un poco más seguro, ya que la región de seguridad es más pequeña que la de Von Mises.

#### 2.2.1.4. TEORÍA DE LA FRICCIÓN INTERNA O COULOMB MOHR [13]

No todos los materiales tienen valores de resistencia a la compresión igual a sus valores de tracción respectivos, esto sólo ocurre en materiales dúctiles, porque en frágiles es muy diferente. La resistencia a la compresión en materiales frágiles es mucho mayor que la resistencia a tracción.

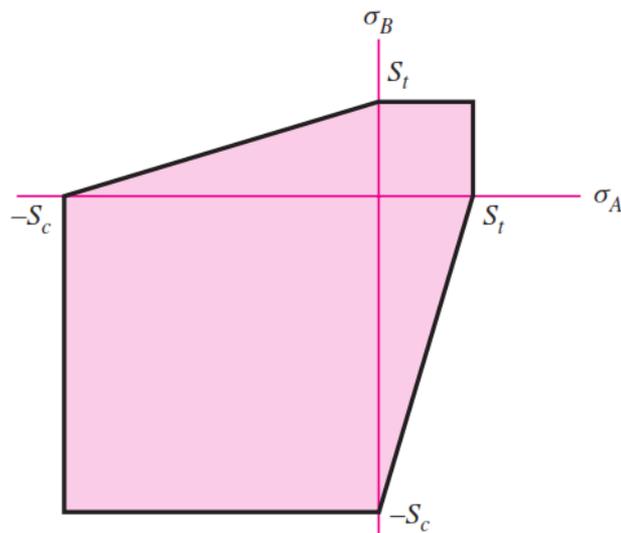


Figura 2.9 Teoría de Coulomb-Mohr [11]

La teoría de Coulomb-Mohr se muestra en la figura 2.9 para un estado de esfuerzo biaxial. Los esfuerzos que tienen valores distintos de cero son  $\sigma_A$  y  $\sigma_B$ . La gráfica de esa figura corresponde a un material frágil en el que  $S_{uc} > S_{ut}$ .

Una variante de esta teoría es la conocida Coulomb-Mohr Modificada, figura 2.10, donde se supone que  $S_{su}$  (resistencia última a cortadura) es similar a  $S_{uc}$ , es decir, resistencia última a compresión. Entonces las ecuaciones serán:

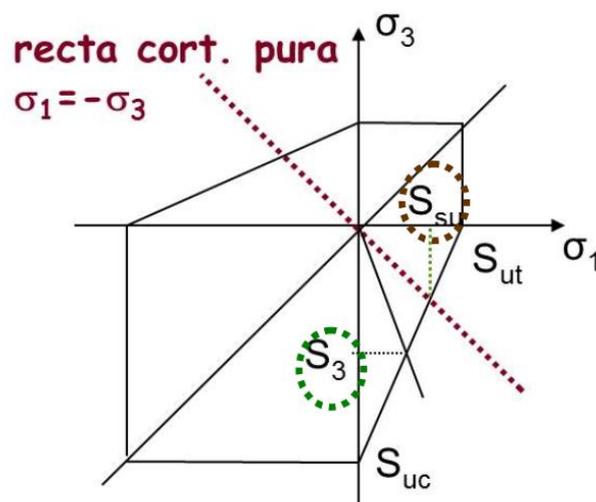


Figura 2.10 Teoría de Coulomb-Mohr Modificada [12]

En la tabla 1 se puede ver la comparativa entre la teoría de Coulomb-Mohr y la teoría de Mohr modificada

Teoría de falla	Primer cuadrante $\sigma_A \geq 0, \sigma_B \geq 0$	Cuarto cuadrante $\sigma_A \geq 0, \sigma_B < 0$
Coulomb-Mohr	$\sigma_A = \frac{S_{ut}}{n}$	$\frac{\sigma_A}{S_{ut}} - \frac{\sigma_B}{S_{uc}} = \frac{1}{n} \quad (2.17)$
Mohr modificada	$\sigma_A = \frac{S_{ut}}{n}$	$\sigma_A = \frac{S_{ut}}{n} \quad \sigma_B \geq -S_{ut}$ $\sigma_A - \frac{S_{ut}\sigma_B}{S_{uc} - S_{ut}} = \frac{S_{uc}S_{ut}}{n(S_{uc} - S_{ut})} \quad \sigma_B < -S_{ut}$ <p style="text-align: center;">(2.18)</p>

Tabla 1 Comparación de criterio de Coulomb-Mohr con Coulomb-Mohr Modificada

### 2.2.2 COMPARACIÓN DE TEORÍAS DE FALLO PARA MATERIALES DÚCTILES. [13]

Después de haber estudiado algunas de las teorías de fallo de un material, ahora se evaluarán y se mostrarán la forma en que se aplican en el diseño y el análisis.

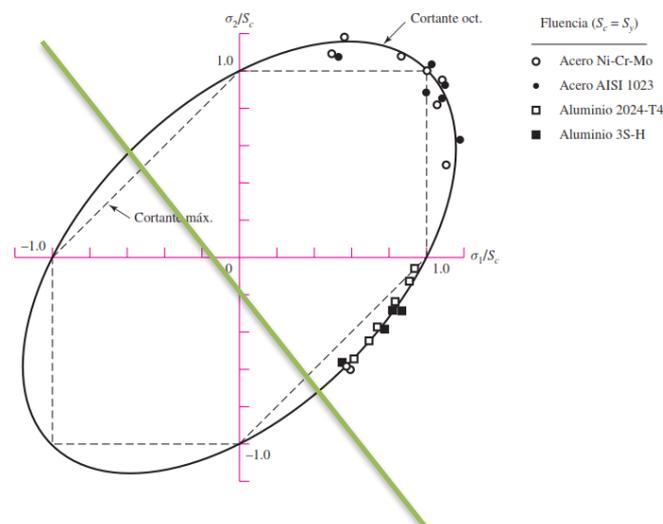


Figura 2.11 Comparación Esfuerzo cortante máximo y Von Mises [11]

En la figura 2.11 se muestra la gráfica de dos teorías de fallo para esfuerzos biaxiales, que muestran cómo los resultados de ensayos confirman las hipótesis de las teorías.

Cualquier estado de esfuerzo se considera seguro si sus coordenadas definen un punto contenido en la región de seguridad dibujada para cada gráfica. Las teorías mostradas son la del esfuerzo cortante máximo y la teoría de la energía de la distorsión. Estas serán recomendables para el diseño y análisis de materiales que fallarían de manera dúctil.

La selección de una u otra de estas teorías es una decisión que tomará el propio diseñador de la pieza. Para fines de diseño, la teoría del esfuerzo cortante máximo es fácil y rápida de aplicar. Si el problema trata de saber por qué falló una pieza entonces será más adecuado aplicar la teoría de la energía de distorsión.

Si los esfuerzos principales se ponen en el orden  $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ , entonces en el caso del ensayo a tracción simple,  $\sigma_1 = S_y$  y  $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$ , el esfuerzo cortante máximo en la fluencia vale  $\frac{\sigma_1}{2}$ . En consecuencia, la teoría del esfuerzo cortante máximo anticipa que la resistencia de fluencia en cortante será  $S_{sy} = \frac{S_y}{2}$ ; esto se puede apreciar en la línea de cortante puro de la figura 2.13, que define todos los estados de esfuerzo que tienen  $\sigma_A = -\sigma_B$ .

A fin de determinar la resistencia de fluencia en cortante puro como se predice o anticipa con la teoría de la energía de la distorsión es:

$$S_{sy} = \frac{S_{yt}}{\sqrt{3}} = 0.577S_{yt} \quad (2.19).$$

Estas dos relaciones se pueden expresar con las ecuaciones

$$S_{sy} = 0.577S_{yt} \text{ Teoría de la energía de distorsión}$$

$$S_{sy} = 0.5S_{yt} \text{ Teoría del esfuerzo cortante máximo}$$

Se puede omitir el análisis del círculo de Mohr en el caso de flexión y torsión combinadas cuando se determinan  $\sigma_A$  y  $\sigma_B$  para utilizarse con teorías de fallo de materiales. Los dos esfuerzos obtenidos de flexión y torsión combinados son  $\sigma_x$  y  $\tau_{xy}$ . Después, un círculo de Mohr de este estado revelará que los dos esfuerzos principales con valor distinto de cero son

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x}{2} \pm \left[ \left( \frac{\sigma_x}{2} \right)^2 + \tau_{xy}^2 \right]^{1/2} \quad (2.20)$$

La ecuación (2.24) se puede usar con la ecuación 2.15 para obtener el esfuerzo de Von Mises en el caso de flexión y torsión combinadas. El resultado es

$$\sigma' = (\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2)^{1/2} \quad (2.21)$$

## 2.3 CONCENTRACIÓN DE TENSIONES [11]

Cualquier discontinuidad en una parte de una pieza altera la distribución del esfuerzo próxima a dicha discontinuidad, de modo que las ecuaciones teóricas que se usaban para describir el esfuerzo ya no describen el estado de esfuerzo real en dicha parte. A estas discontinuidades se les denomina intensificadores de esfuerzo, y a las zonas donde éstas están ubicadas se les llama zona de concentración de esfuerzos.

Las secciones donde se produce concentración de tensiones son las secciones más propensas a que se produzca el fallo. La concentración de tensiones o esfuerzos tiene lugar debido a cualquier discontinuidad (orificio, ranura, cambio brusco de sección...). Para poder relacionar el esfuerzo máximo real en la discontinuidad con el esfuerzo nominal se empleará el factor teórico o geométrico de concentración de tensiones  $K_t$

$$K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_0} \quad K_{ts} = \frac{\tau_{max}}{\tau_0} \quad (2.22)$$

Donde  $K_t$  se usa para esfuerzos normales y  $K_{ts}$  para esfuerzos cortantes. El valor para estos factores no depende del material que se utilice ya que sólo dependerá de la geometría de la pieza y el tipo de carga que soporte. Determinar este factor no es algo sencillo y para ello se usan numerosos métodos, como el método de elementos finitos, métodos de mallas, técnicas experimentales, etc. [13]

En la siguiente imagen (figura 2.12), a modo de ejemplo, pueden encontrarse los factores de concentración de esfuerzos para una placa delgada cargada a tracción donde la placa contiene un orificio ubicado en el centro.

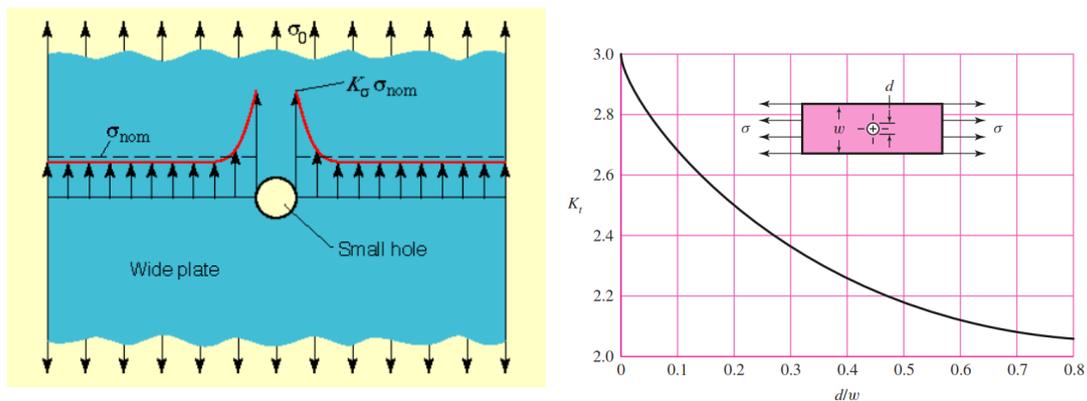


Figura 2.12 Ejemplos de concentración de tensiones y tabla para obtener  $k_t$  [11]

Sobre el borde del orificio se genera una  $\sigma_{max}$  tensión máxima (suponemos estado elástico) que se puede expresar como la tensión nominal media  $\sigma_0$  multiplicada por el factor geométrico de concentración de tensiones

En materiales dúctiles, para análisis estático, el factor de concentración de esfuerzos a menudo no se aplica para predecir el esfuerzo crítico, porque la deformación plástica en la zona del esfuerzo tiene un efecto de endurecimiento. Mientras que en materiales frágiles el factor de concentración de esfuerzos geométrico se aplica al esfuerzo nominal antes de compararlo con la resistencia equivalente.

En este capítulo, se han comentado brevemente los diferentes criterios de fallo para materiales dúctiles y frágiles, pero Catia V5 sólo permite obtener los datos para aplicar el criterio de fallo de Von Mises, por lo que de todos los criterios indicados en este apartado sólo se centrará en simulaciones de fallo estático para materiales dúctiles y en particular en el criterio de Von Mises.

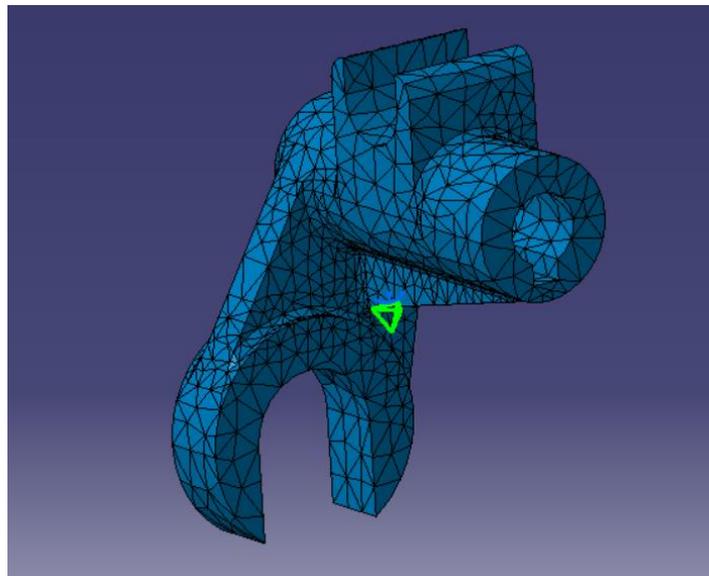
Como se incluirá más tarde en el capítulo 5 se propondrá como línea futura cómo poder analizar con Catia V5 materiales frágiles.

## CAPÍTULO 3. MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS Y CATIA

### 3.1 MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS [14]

En el siguiente capítulo se presenta un resumen del Método de Elementos Finitos (MEF), ya que es la base con la que Catia V5 realiza los análisis. Este es un método numérico para la resolución de problemas de ingeniería de gran complejidad, ya que involucra soluciones de ecuaciones diferenciales parciales u ordinarias, las cuales, debido a geometrías complejas, cargas no distribuidas y/o determinación de propiedades de los materiales, no hacen posible obtener soluciones analíticas directamente de las expresiones matemáticas.

A pesar de ello, la formulación que se utiliza por medio de MEF permite plantear el problema en ecuaciones algebraicas, ya que el problema es discretizado, es decir, es dividido en cuerpos más pequeños llamados elementos finitos, figura 3.1, conectados por medio de puntos comunes, llamados nodos. Este conjunto forma superficies y se comporta como un volumen de control independiente.



*Figura 3.1 Pieza dividida en elementos*

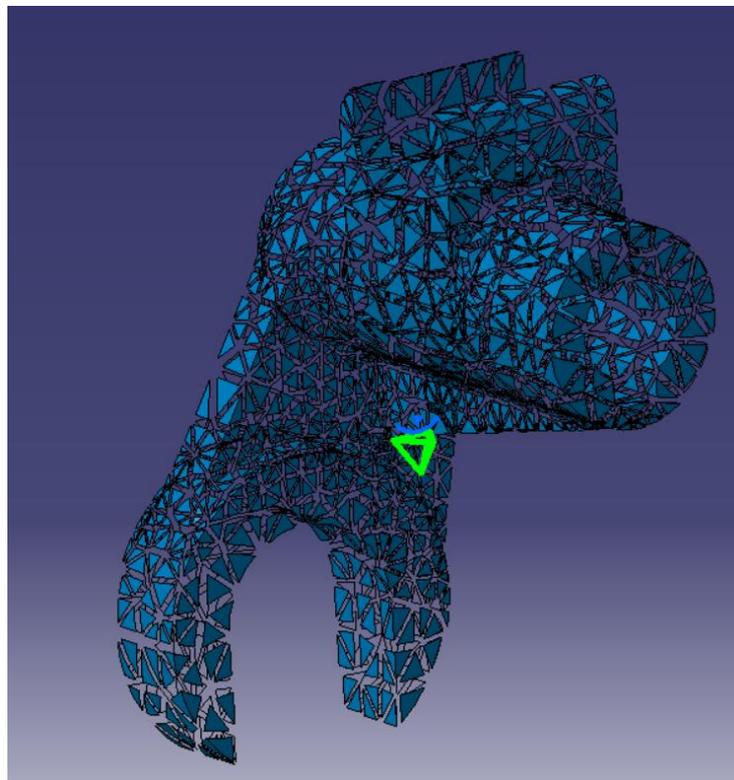
A la hora de resolver el problema, en lugar de tratarlo como un todo, la división de la pieza hace que se pueda resolver y obtener, simultáneamente, un resultado conformado por cada elemento finito.

Un campo de aplicación de este método es el cálculo estructural de esfuerzos, donde se busca la determinación de esfuerzos y desplazamientos de la pieza estudiada, ya que con los métodos convencionales estos datos son muy difíciles de determinar. De tal forma que:

- La pieza se divide en un número finito de partes llamadas elementos, las cuales están interconectadas a través de puntos llamados nodos.

- La solución de este problema actúa como si fuera un conjunto de problemas discretos.
- El sistema completo se forma por el ensamblaje de todos los elementos.
- Las incógnitas ya no son funciones matemáticas sino que son el valor de estas funciones en los nodos.
- El comportamiento en cada elemento está definido a partir del comportamiento de los nodos mediante las funciones de interpolación.

Por lo tanto, se puede resumir el método en la transformación de un cuerpo continuo en un modelo discreto aproximado, figura 3.2, o lo que es lo mismo discretización. Mediante la interpolación de los valores conocidos en los nodos, figura 3.3, se puede conocer lo que sucede en este modelo aproximado de la pieza. Por tanto es una aproximación de los valores de una función a partir del conocimiento de un número determinado y finito de puntos.



*Figura 3.2 Pieza dividida en elementos separados*

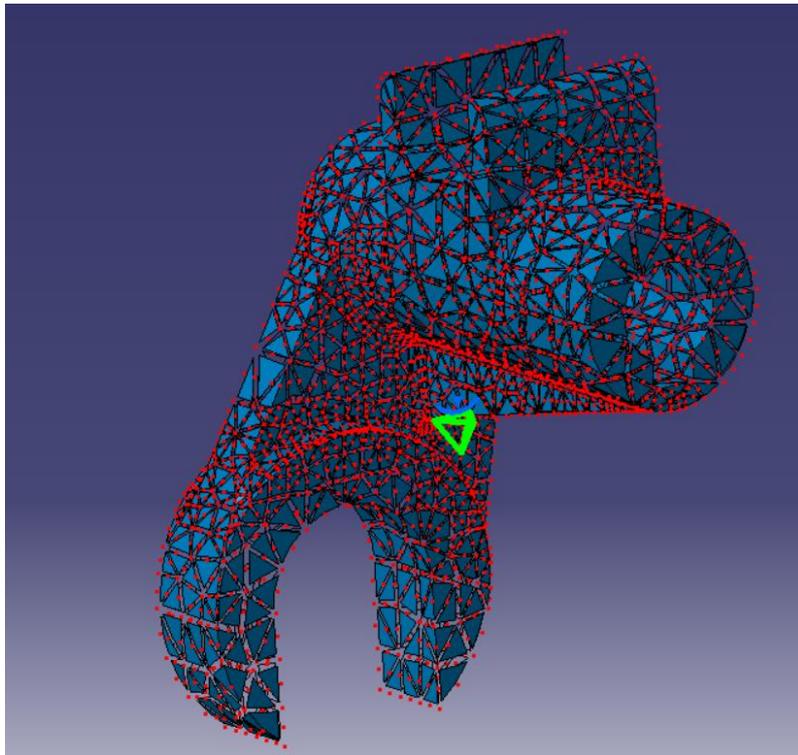


Figura 3.3 Pieza dividida en nodos

### 3.2. CATIA V5 [15]

En este subcapítulo se va a profundizar sobre Catia V5, figura 3.4, algunos de los diferentes módulos de los que consta y centrándose más en el bloque con el que se va a realizar este trabajo, bloque de Análisis al que pertenece el módulo FEM.



Figura 3.4. Logotipo CATIA V5

Catia V5 (Computer Aided Three-dimensional Interactive Application, o Aplicación Interactiva 3D Asistida por Ordenador en español) es un software de CAD (Computer Assisted Design) 3D, es decir un programa de diseño asistido por



**Wireframe and Surface Design:** Este módulo trata del diseño de piezas a través de superficies. En la realidad existen piezas muy complejas que sería complicado diseñar sólo a base de extrusiones, por lo que este módulo es el adecuado para la creación de piezas más difíciles.

### 3.2.2 PRODUCT

La extensión de los archivos que genera este módulo es *CatProduct*. Éste está formado por una serie de archivos *CATPart*, donde cada uno de ellos puede ser una pieza diferente mediante las posibles restricciones, libertades o acoplamientos acabarán por formar un conjunto. Este archivo no almacena la geometría de los *Parts* que contiene, sino sólo las restricciones, simulaciones o comportamientos mecánicos, así como la posición relativa de cada una de las piezas dentro del conjunto que forman el *Product*. El principal submódulo a la hora de trabajar con el módulo *Product* es el *Assembly Desing*.

**Assembly Desing:** En este módulo se encuentran las herramientas necesarias para la construcción o ensamblaje de las diferentes piezas diseñadas anteriormente, pudiendo definir sus restricciones y ver cómo quedaría el elemento final que se ha diseñado una vez unidas todas las piezas.

En la figura 3.6 se observa una “prensa tornillo” y el correspondiente árbol de modelado asociado. Del *Product* principal cuelgan todos los *Part* que lo definen y un apartado de restricciones donde se encuentran definidos los acoplamientos, las libertades, o las restricciones que se han llevado a cabo para el ensamblaje.

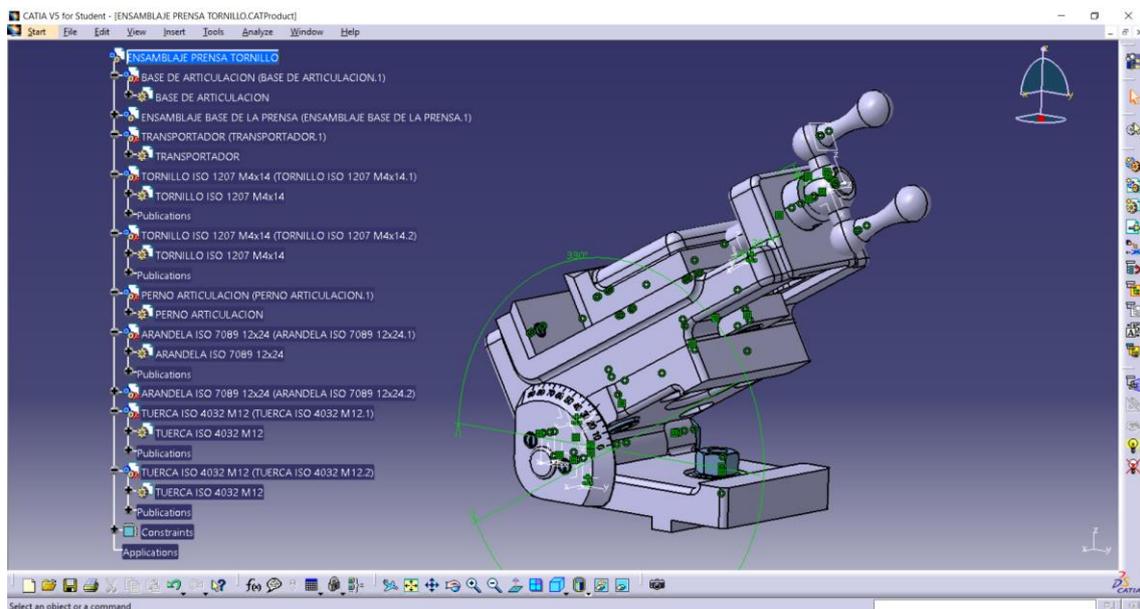


Figura 3.6 Ejemplo módulo Product

### 3.2.3 DRAWING

La extensión que llevan asociada estos archivos es *CatDrawing*. Este módulo permite crear los planos con sus respectivas acotaciones tanto de los *Part* como de los *Product* realizados anteriormente como se muestra en la figura 3.7. Es de gran utilidad y sencillo de utilizar, ya que una vez diseñada la pieza, con sólo un botón, permite realizar todos los planos necesarios para su definición, quedando éstos vinculados al archivo de *Part* o *Product*. Si se modifica por cualquier motivo, alguno de los anteriores archivos el plano se actualizará automáticamente.

**Drafting:** Dentro de este se encontrará todo lo necesario para generar el plano de la pieza 3D. Se pueden generar vistas normalizadas, cortes, secciones abatidas, detalles y emplear toda clase de herramientas para la total definición y posible fabricación de nuestra pieza o conjunto.

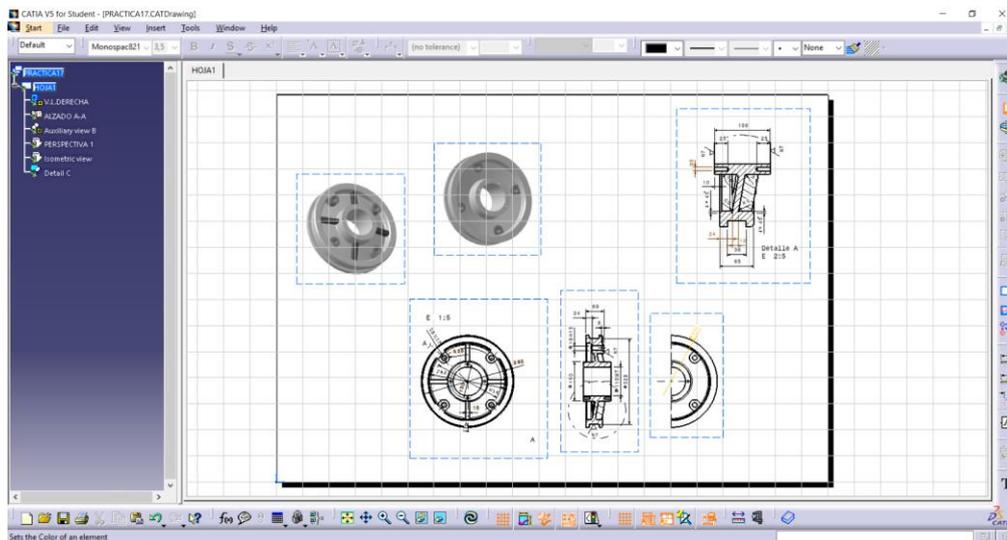


Figura 3.7 Ejemplo módulo Drawing

### 3.3 MÓDULO FEM CATIA V5 [16]

En este apartado se va a tratar con más detalle el módulo de elementos finitos, ya que es el que se va emplear en este trabajo. Para ello se comentarán las principales herramientas que ofrece y que se van a usar, que no son todas. Este trabajo se centrará en el análisis estático, es decir, se analizarán las condiciones límites de un elemento en reposo sometido a unas fuerzas y restricciones.

Ahora se explicarán con más detalle los pasos básicos para realizar de forma general un análisis estático con dicho módulo,

1. **Primer paso.** Lo primero que se puede destacar es que el análisis no tiene por qué ser de una pieza diseñada con Catia, es decir, se puede exportar de otro programa CAD. Si se opta por una pieza diseñada con Catia, como se

realizará en este documento, se debe seleccionar el módulo *Generative Structural Analysis* (análisis estructural).

Se puede seleccionar primero el módulo y después la pieza, o una vez dentro de la pieza pasar directamente al módulo. Es importante destacar que la pieza o conjunto a analizar debe tener asignado un material, ya que sino el software no podrá realizar los cálculos.

2. **Segundo paso:** se deberán aplicar las restricciones a la pieza a analizar sin que exista ninguna singularidad, de lo contrario nos saldrá un error y no podremos hacer el análisis.

Para esto se utiliza la barra de herramientas o *toolbar Restraints*, que se explicará más adelante. Esto permitirá restringir tanto giros como desplazamientos en las direcciones que se desee.



3. **Tercer paso:** una vez elegido el material e impuestas las condiciones de contorno se aplicarán las fuerzas o momentos que se requieran. Para eso se utilizará el *toolbar de Loads*, que al igual que ocurre con lo anterior, se comentará con más detalle más adelante. Se podrán aplicar fuerzas distribuidas, momentos, presiones y fuerza de gravedad.



4. **Cuarto paso:** Una vez realizados los tres pasos anteriores lo único que queda es hacer el análisis previo de la pieza o conjunto con el botón "compute"



Con estos sencillos cuatro pasos se podrá realizar el análisis estático de la mayoría de las piezas, aunque de forma casi simbólica, ya que se deberá reducir el error

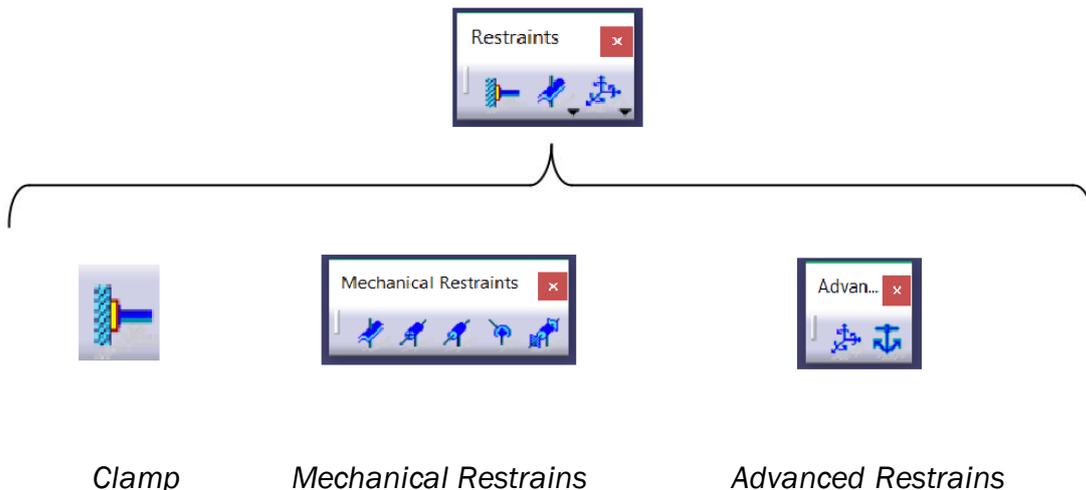
con el que el programa ofrece los cálculos. Más adelante se indicará cómo solventarlos. Se puede añadir un paso más, el cual tratará la precisión del análisis donde se podrá elegir el tamaño de los elementos finitos. Esto tendrá consecuencias en la precisión y en el tiempo de cálculo. Como es lógico, a menor tamaño de los elementos finitos, mayor será la precisión y mayor el tiempo de cálculo que si se realizara con un mallado de mayor tamaño.

### 3.3.1. DEFINICIÓN DE ALGUNAS BARRAS DE HERRAMIENTAS PARA ANÁLISIS ESTÁTICO.

En este apartado se van a definir con más detalle las diferentes barras de herramientas (*toolbars*) del módulo de análisis estructural de Catia V5, las cuales se van a usar para el estudio de las piezas. La versión de Catia V5 con la que se cuenta para este trabajo es la versión educativa, es por ello que no se poseen todas las herramientas posibles que se podrían encontrar si el programa fuera adquirido. Pese a ello es bastante completo y útil para lo que este trabajo se refiere.

Aunque existen más herramientas a la hora de hacer el análisis, también en la versión educativa, sólo se explicarán las pestañas de las que se ha hecho uso o se podría hacer para este tipo de análisis, estático.

#### A) BARRA DE HERRAMIENTAS “RESTRAINS”



- **Clamp**  (Empotramiento fijo): Esta herramienta se encarga de impedir el giro y el desplazamiento en las tres direcciones del espacio, es decir, que queden imposibilitadas las tres direcciones. Se puede fijar cualquier superficie o cuerpo, que se representará por una flecha con las tres direcciones rojas indicando que esas están impedidas. Más adelante se verá en los ejemplos realizados.

- **Advanced Restraints**  (Restricciones avanzadas)

- **User-defined Restraints**  (Restricciones definidas por el usuario): Esta opción permite restringir manualmente, de manera única y exclusiva, los giros y/o traslaciones que el usuario quiera. Para ello aparecerá una ventana como la mostrada en la figura 3.8 donde se podrá elegir entre los números 1, 2 o 3, que representan los ejes X, Y y Z, respectivamente. Como ejemplo, en la figura 3.8 se muestra la restricción en el giro de la coordenada Z y las traslaciones de las coordenadas X e Y.

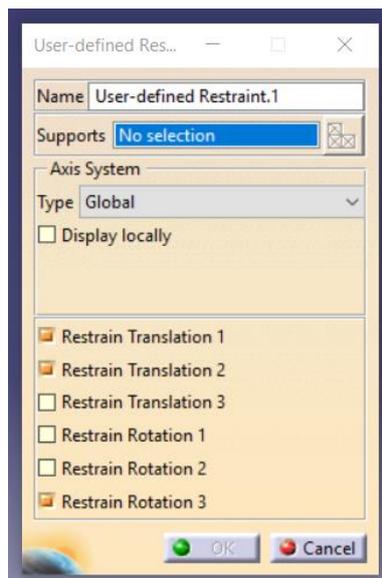
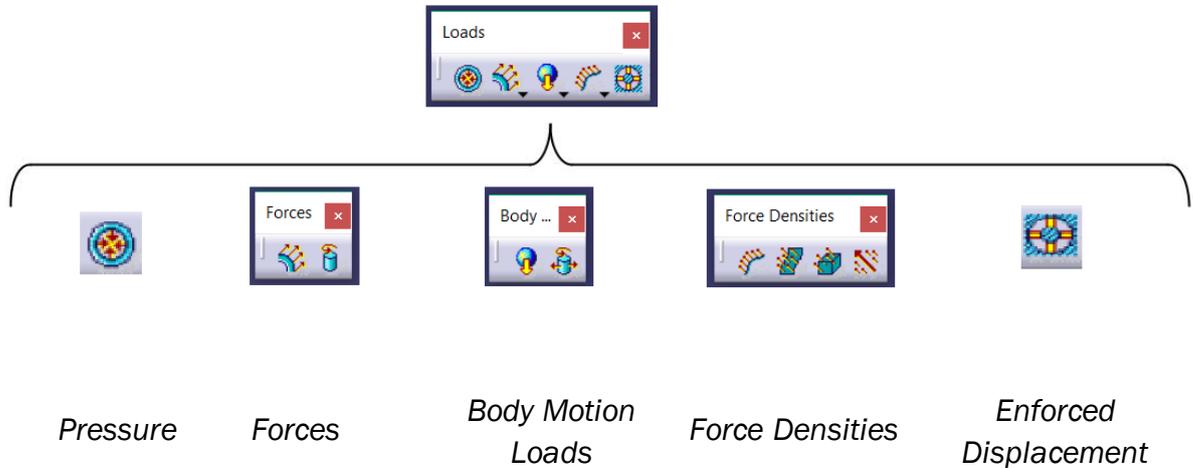


Figura 3.8 Opciones para restringir giros o desplazamientos

## B) BARRA DE HERRAMIENTAS “LOADS”

El siguiente esquema muestra las diferentes posibilidades con las que se puede definir la aplicación de cargas. En este proyecto sólo se describirán las principales y las usadas para el análisis de las piezas que se mostrarán en el último capítulo.



➤ **Forces**  (Fuerzas)

- **Distributed Force**  (Carga Distribuida): Fuerza distribuida a lo largo de una superficie o arista. Lo único que se debe hacer es seleccionar la superficie e indicar el valor de la fuerza en cada componente, ya que se trata de un vector fuerza, figura 3.9. Para cambiar el sentido de ésta, se coloca un signo menos delante del valor numerico, ya que por defecto el sentido que ofrece Catia V5 es positivo en la direccion de los ejes. Si lo que se quiere aplicar es una fuerza concentrada, que son las fuerzas que se usan en este trabajo, se debe crear un punto en la posicion de la pieza donde se quiera aplicar dicha fuerza. Para ello se marcará la casilla *handler* y se clicará el punto de aplicación. Al igual que para distribuirla, imponiendo el signo menos delante la fuerza, ésta cambiará de sentido.

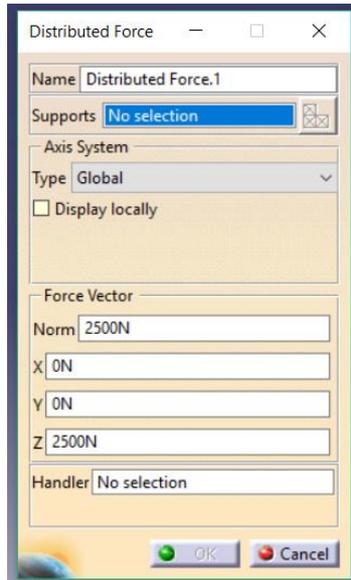
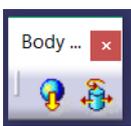


Figura 3.9 Ventana donde dar magnitud y sentido a las fuerza

- 
 Moment (Momento): Al igual que en la pestaña anterior pero ahora con un momento aplicado sobre la superficie o arista que se quiera. También será un vector, por lo que se tendrán que dar las tres componentes del momento. Como se comentó anteriormente si se quiere aplicar un momento puntual y no una distribución de momentos, se deberá marcar la casilla *handler* y seguidamente el punto de aplicación. La ventana para aplicar sentido y magnitud al momento es igual que la de fuerzas, figura 3.9 pero las unidades son en este caso son N·m.

- *Body Motion Loads*  (Cargas de movimiento)

- 
 Acceleration (Fuerza de gravedad): esta pestaña se utilizará si se tiene en cuenta el peso de la pieza. Como anteriormente ya se ha introducido el material del elemento a analizar, el programa ya sabe la densidad y por tanto la masa, por lo que sólo se tendría que meter el valor de la fuerza de la gravedad (aceleración). En este caso como se está en la tierra si se utilizara sería 9.8 m/s. Al igual que antes, las unidades se pueden modificar como se verá más adelante. Esta pestaña que se muestra en la figura 3.10 se aplica a todo un elemento o pieza.

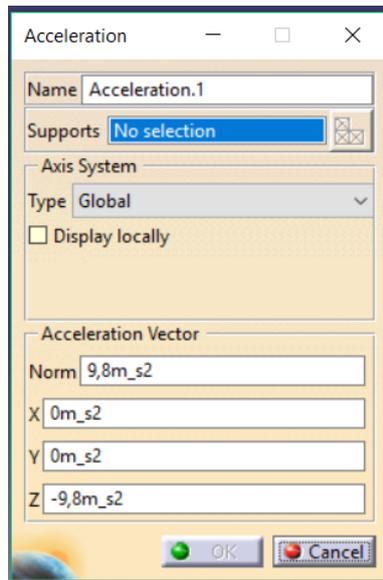
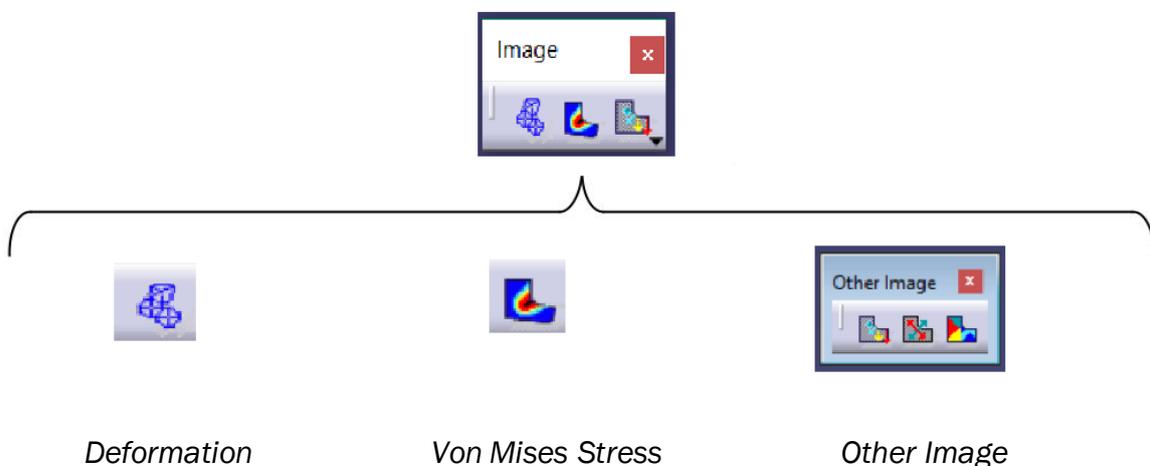


Figura 3.10 Ventana donde dar magnitud y sentido a la aceleración (gravedad)

### C) BARRA DE HERRAMIENTAS “IMAGE”



Esta barra de herramientas sólo estará disponible una vez que se ha hecho el análisis y el programa lo ha computado. Para explicar estas herramientas se elegirá una barra empotrada en un extremo.

- **Deformation**  (Deformación): Con esta herramienta se puede ver la deformación final del análisis en función de la carga aplicada, figura 3.11. Es muy útil e intuitivo ya que de un solo vistazo permite saber dónde sufrirá la pieza su mayor deformación, lo cual es uno de los objetivos de este trabajo. A parte, este comando también muestra la malla de elementos finitos que se ha creado. Esta malla, como se estudiará más adelante, podrá ser modificada con el objetivo de una mayor exactitud a la hora de obtener

el resultado. Cuanto menor sea el tamaño de esta malla, mayor precisión se tendrá y mayor será el tiempo de cálculo.

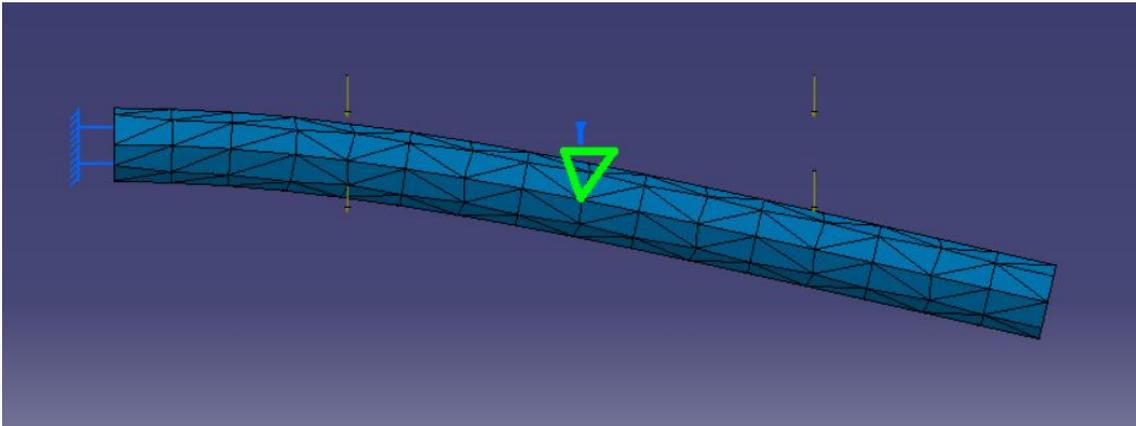


Figura 3.11 Ejemplo de barra deformada

- **Von Mises Stress**  (Concentración de esfuerzos): Aquí es donde realmente se sabe si la pieza es válida o no. Esta herramienta se utiliza para medir el valor máximo de la tensión de Von Mises. Para que la pieza sea válida y no sufra rotura, debe cumplirse que el valor de la resistencia de fluencia del material elegido sea mayor que el máximo valor de tensión de Von Mises. Como se muestra en la figura 3.12, se observan diferentes zonas de concentración de tensiones, mayor concentración donde está de color rojo y menor en la zona azul. La fórmula de referencia para calcular *Von Mises Stress* es la siguiente:

$$\sigma_v = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}}$$

Donde  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  y  $\sigma_3$  son las tensiones principales.

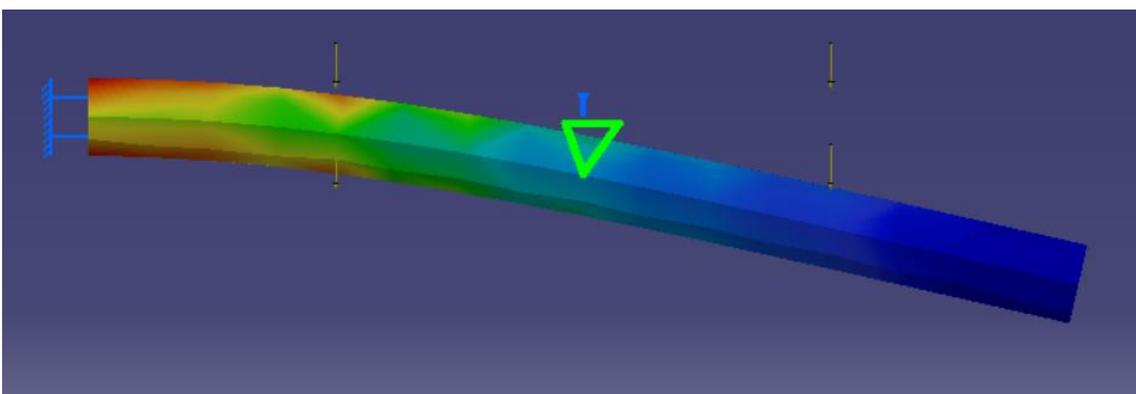
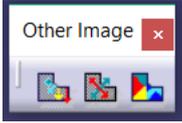


Figura 3.12 Ejemplo de barra con tensiones de Von Mises

- *Other Image*  (Otras imágenes)

- *Displacement*  (Desplazamientos): Se pueden apreciar las deformaciones producidas en la pieza por la acción de las cargas aplicadas, figura 3.13. Se utiliza para visualizar el campo de vectores de desplazamiento. Al igual que el caso anterior, es muy intuitivo gracias a la escala de color donde rápidamente se puede identificar el máximo desplazamiento y con solo colocar el ratón encima proporciona su valor.

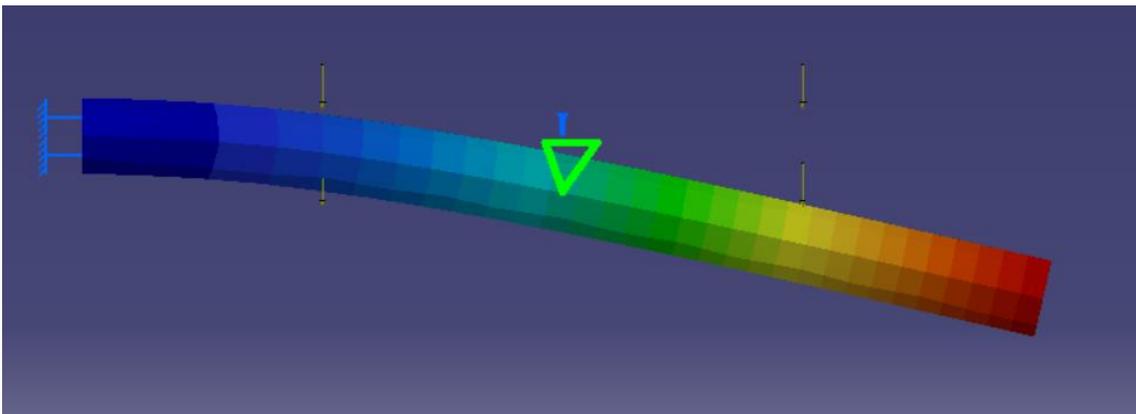


Figura 3.13 Ejemplo de barra con desplazamientos

- *Principal Stress*  (Máxima Concentración de esfuerzos): esta pestaña, que muestra las tensiones principales en la pieza, figura 3.14, es muy útil a la hora de saber dónde se producen tracciones, haya donde las flechas señales hacia fuera y donde compresiones, las flechas señalaran hacia dentro de la pieza.

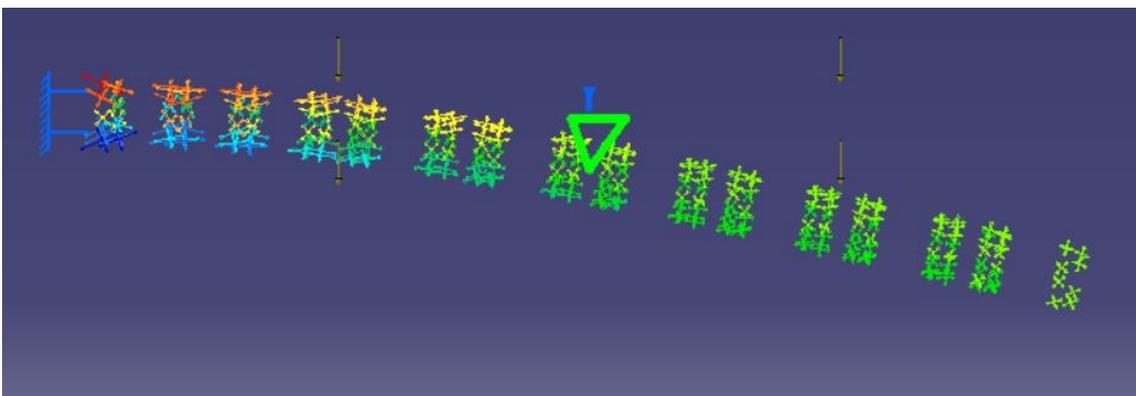


Figura 3.14 Ejemplo de barra con máximas tensiones (concentración de esfuerzos)

- **Precision**  (Estimación de error): representa en una escala de colores los errores cometidos a lo largo de la discretización, figura 3.15, allá donde las tensiones sean mayores se cometerá un mayor error. Para disminuir este error se deberá elegir una malla de menor tamaño o usar la herramienta *New adaptivity entity*, como ya se explicó anteriormente.

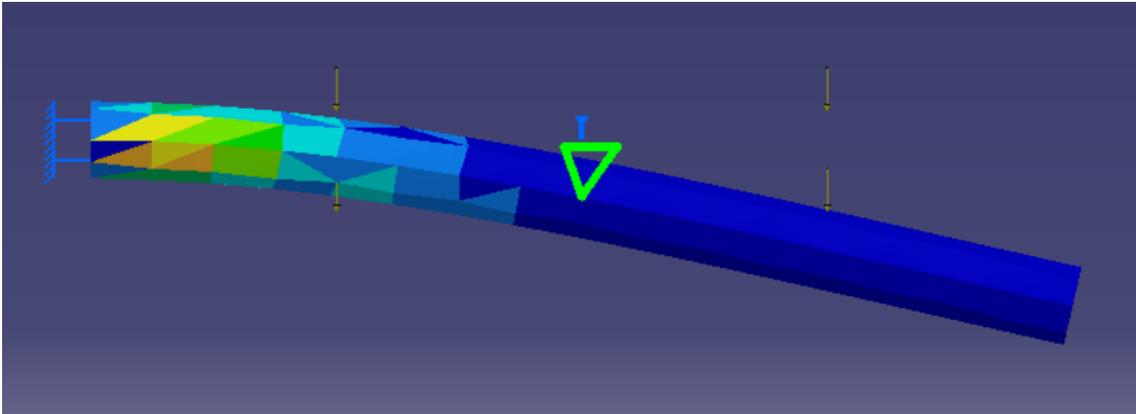
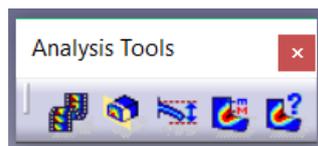


Figura 3.15 Ejemplo barra con estimación de error

#### D) BARRA DE HERRAMIENTAS “ANALYSIS TOOLS”



- **Animate**  (Animación): Esta herramienta es útil para ver en tiempo real la deformación que sufre la pieza, figura 316. Se puede ajustar para que vaya más rápido o más lento, es decir, el número de fotos por segundo.

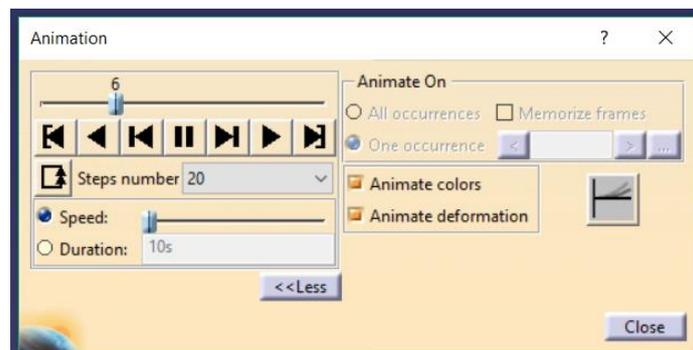


Figura 3.16 Ventana para simulación

- **Cut Plane Analysis**  (Análisis de corte): trata de cortar la pieza por un plano para obtener mayor claridad y poder observar las tensiones internas que se producen en el material debido a las cargas aplicadas. (figura 3.17)

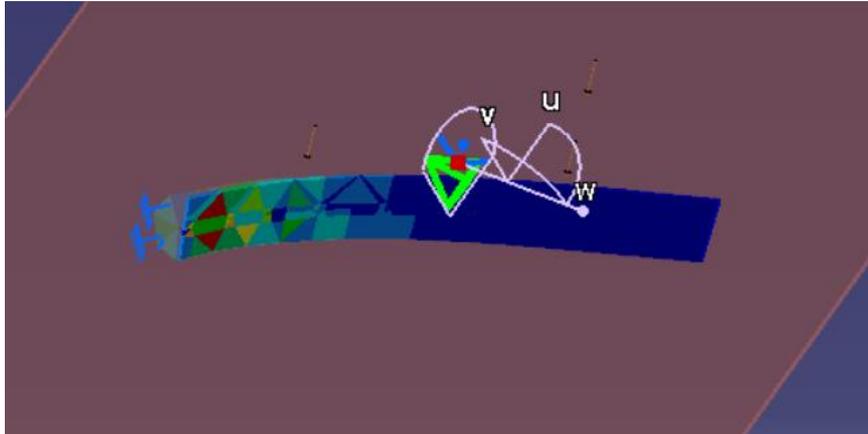


Figura 3.17 Ejemplo barra cortada por plano

- **Amplification Magnitude**  (Factor de deformación): Sin afectar en el análisis ni en el resultado, ya que han sido calculados con anterioridad, lo que hace esta pestaña es aumentar la escala para apreciar las pequeñas deformaciones que en la realidad no se podrían llegar a ver, como se muestra en la figura 3.18. Esta opción es básicamente visual y no presenta riesgo en su modificación para los resultados obtenidos.

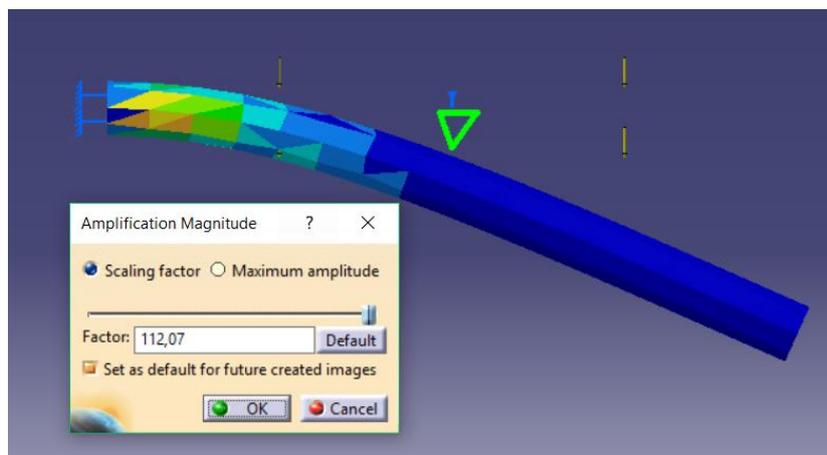


Figura 3.18 Ejemplo barra afectada por factor de deformación

- **Image Extrema**  (Visualizador de máximos y mínimos): Cuando se está en la parte del análisis de tensiones de Von Mises o en cualquier otra, al activar este botón se muestra en la pieza donde se encuentra el máximo y el mínimo valor de la tensión, figura 3.19, desplazamiento o deformación. Esta herramienta es muy útil para saber si la pieza fallaría por rotura, si la máxima tensión de Von Mises fuera mayor que el límite de fluencia, o si no fallaría, si la tensión de Von Mises fuera menor que el límite elástico.

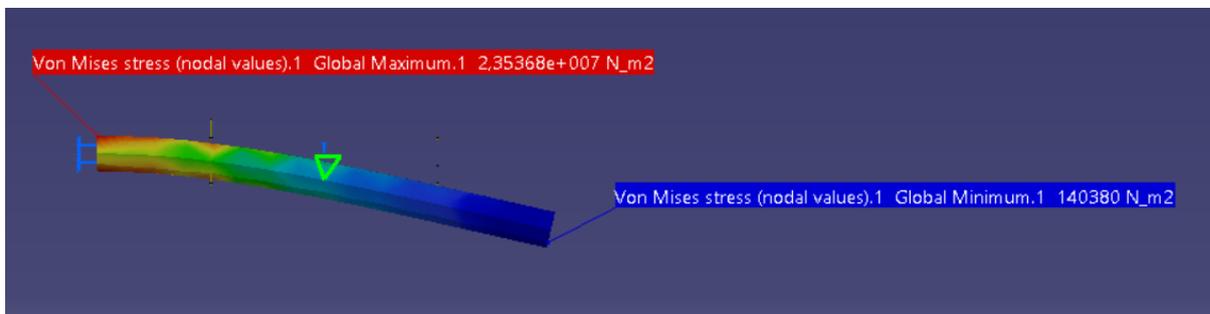


Figura 3.19 Ejemplo barra con máximo y mínimo de tensión de Von Mises

- **Information**  (Información): se mostrará toda la información de la ubicación que se tenga activa de la pieza (tensiones, desplazamientos...), muy útil a modo de resumen. (Figura 3.20)

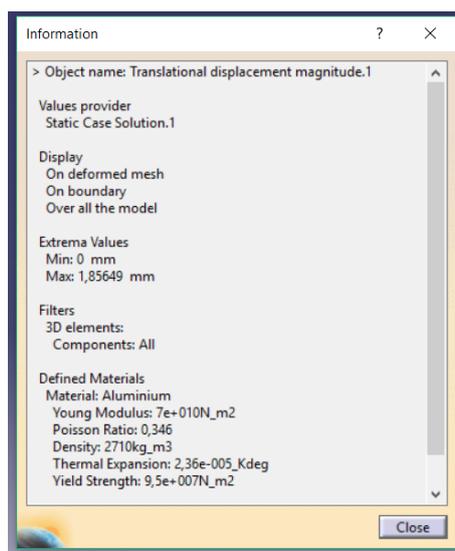


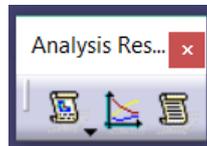
Figura 3.20 Ventana de información de análisis activo

#### E) BARRA DE HERRAMIENTAS “COMPUTE”



- *Compute*  (Cálculo): Es el encargado de llevar a cabo el cálculo por el método de elementos finitos.
- *Compute with Adaptivity*  (Cálculo adaptado): lo que permite esta opción al usuario es introducir un error máximo de cálculo con el que debe trabajar el programa. Se introducen como variables el tamaño de la malla y el número de iteraciones, principalmente.

#### F) BARRA DE HERRAMIENTAS “ANALYSIS RESULTS”



- *Generate Report*  (Informe básico): esta herramienta muestra el resumen de todo el análisis llevado a cabo. Éste se almacena en un archivo .html. En la figura 3.21 se muestra su aspecto.

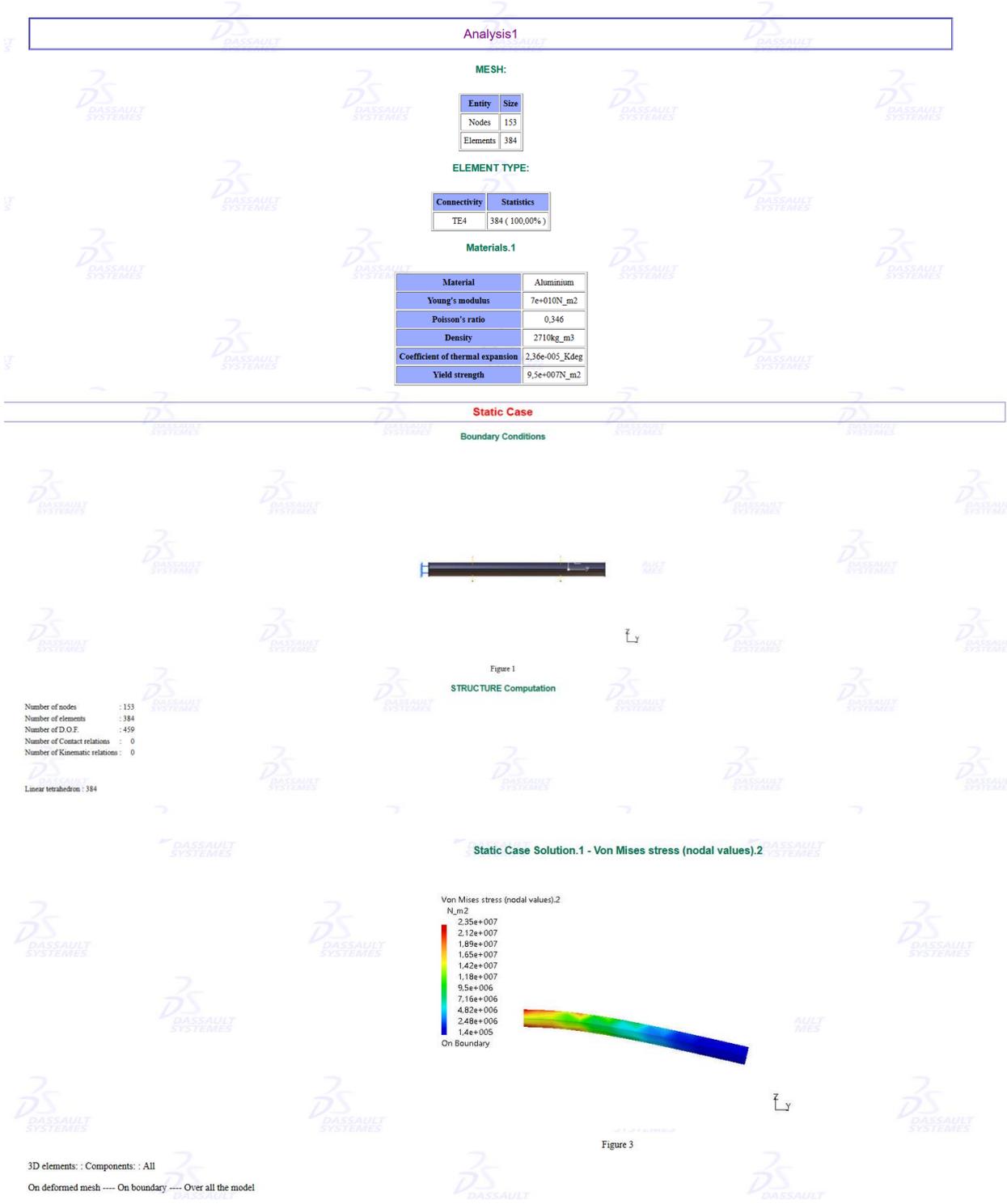


Figura 3.21 Ejemplo documento ofrece Catia V5 del análisis

Si el material que se quiere elegir no se encuentra recogido en la librería que trae Catia V5, se puede crear uno siguiendo los siguientes pasos:

- *User Material*  (Material definido por el usuario): permite crear un material y elegir sus propiedades físicas (figura 3.22). Esto es muy útil a la hora de hacer el análisis, ya que se crea el material que sea necesario.

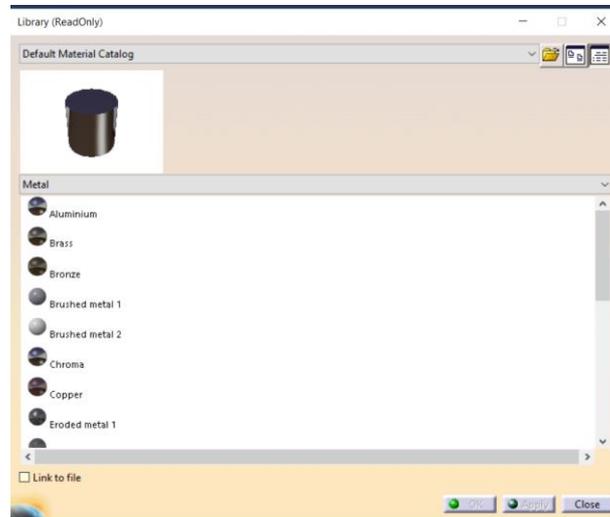


Figura 3.22 Ejemplo elección de material

Otra forma de “crear” un material es elegir uno que ya existe en la librería que ofrece Catia V5 y modificar sus propiedades y características.

## CAPITULO 4. ANÁLISIS REALIZADO

A continuación se va a proceder a la resolución de algunas de las piezas tratadas en ejercicios de examen. Se explicarán los pasos a seguir para el análisis de éstas y se comentarán los resultados obtenidos por el programa. En este capítulo se verá realmente la aplicación de las distintas barras de herramientas explicadas anteriormente y se comprenderá mejor su uso y funcionamiento. En esta rama de la mecánica, es muy importante el estudio de los ejes o árboles, que soportan todo un conjunto de piezas. Por ello, parte de las piezas analizadas serán de esta familia.

### 4.1. PIEZA 1

En este primer análisis se va a estudiar el comportamiento de un eje sometido a unas cargas puntuales. El enunciado del problema es el siguiente:

*El eje que se muestra en la figura 4.1 está fabricado en acero AISI 1095 rolo en caliente. El eje se apoya en los cojinetes A y B. Las fuerzas aplicadas son  $F_1=2.1$  kN y  $F_2=4.5$  kN. Determinar si se produce plastificación en algún punto de la pieza. En la figura 4.1, todas las dimensiones están en mm y los entalles tienen un radio de 1.6 mm.*

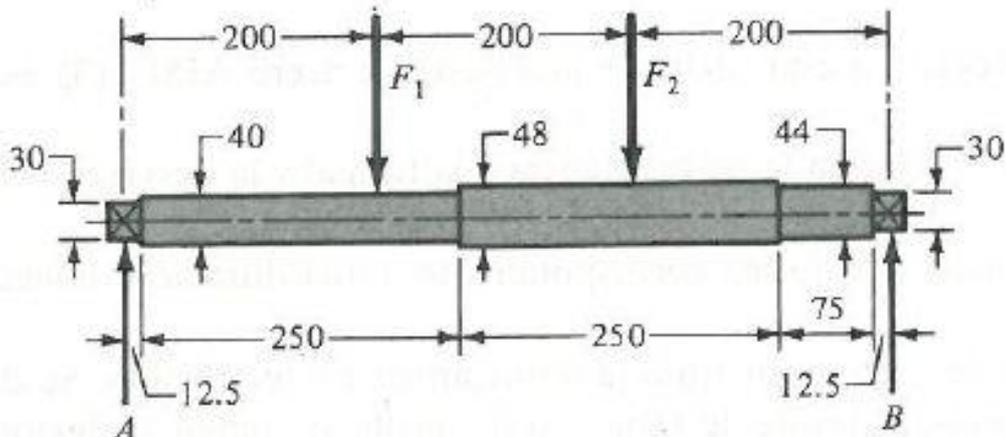


Figura 4.1 Pieza 1

Lo primero y más importante que se debe hacer es definir un material para poder realizar el análisis. Hay dos posibilidades: o crear un material con estas características o modificar las propiedades que interesan a partir de un material que proporciona el programa. Como recomendación, es mucho más fácil y rápido la modificación por parte del usuario de un material ya existente en el propio programa. En la figura 4.2 se muestra un acero convencional al que se le modificará alguna de sus propiedades, como por ejemplo *yield strength*.

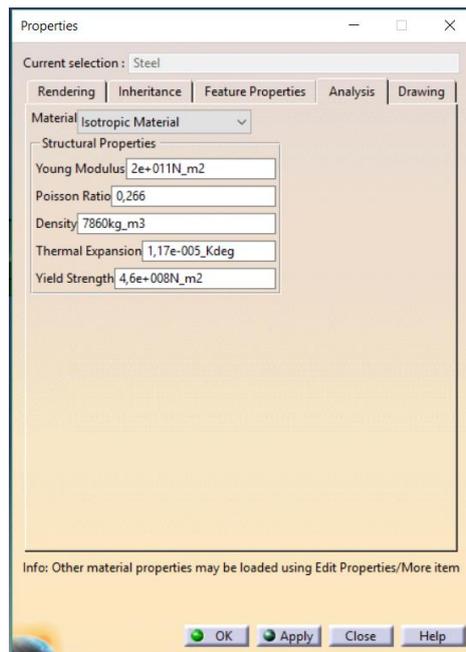


Figura 4.2 Propiedades del material

Los valores de resistencia última a tracción y resistencia de fluencia del Acero AISI 1095 Rolado en caliente se obtendrán de la tabla 2.

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS núm.	SAE y/o AISI núm.	Procesamiento	Resistencia a la tensión, MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación en 2 pulg. %	Reducción en área, %	Dureza Brinell
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

Tabla 2 Propiedades del material [6]

Se obtiene la resistencia última a tracción  $S_{ut}=830$  MPa y la resistencia de fluencia o límite elástico  $S_y=460$  MPa.

En la figura 4.3 se muestra el eje con sus dimensiones ya realizado con Catia.

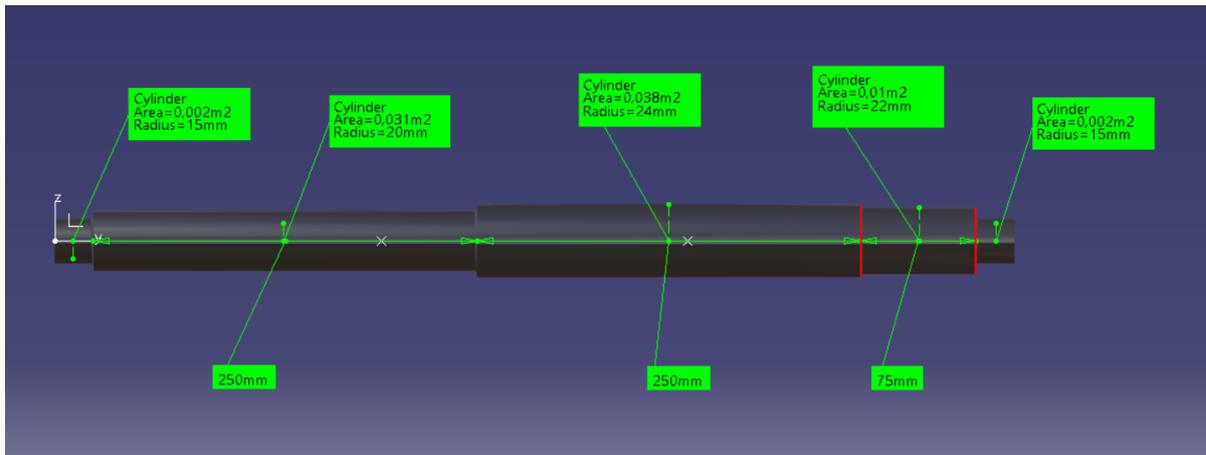


Figura 4.3 Descripción pieza a analizar

Cabe destacar que para evitar la máxima concentración de esfuerzos en las esquinas entrantes, la pieza ha sido diseñada y fabricada con unos radios de acuerdo en todas las entallas de valor 1.6mm, como indicia el enunciado.

Para proceder al análisis se elige la pestaña *Generative Structural Analysis* (figura 4.4) y una vez dentro se seleccionará el tipo de análisis que se quiere hacer, en este caso *Static Analysis*.

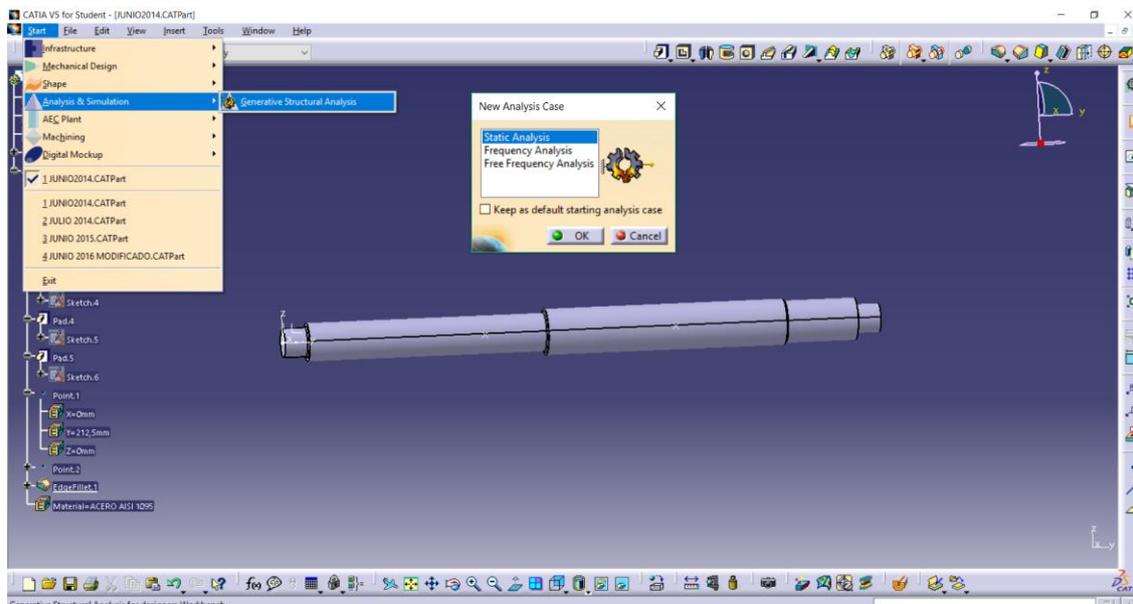


Figura 4.4 Introducción al cálculo estático

A continuación, se van a aplicar las condiciones de contorno, figura 4.5, de acuerdo al enunciado del ejercicio, donde los dos cilindros de los extremos están simplemente apoyados, restringiendo así la traslación en cualquiera de sus ejes.

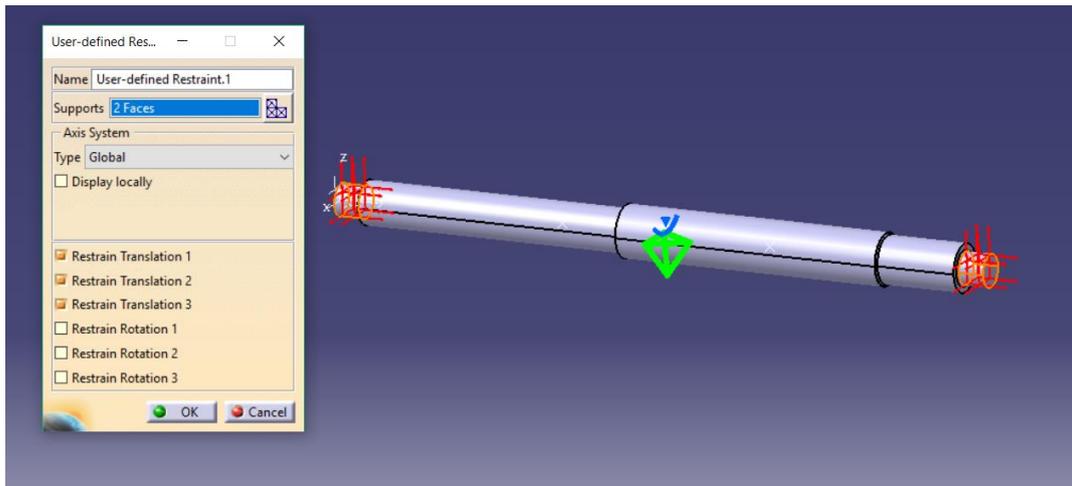


Figura 4.5 Condiciones de contorno

Para situar las cargas puntuales se hará clic en la pestaña de *Toolbars (Loads)*. En este ejemplo se situará una carga  $F_1=2100\text{N}$ , a 200 mm del apoyo de la izquierda, y una carga  $F_2=4500\text{N}$ , a 400 mm de este mismo apoyo, ambas en la dirección negativa del eje Z, según el diseño realizado en Catia. (Figura 4.6)

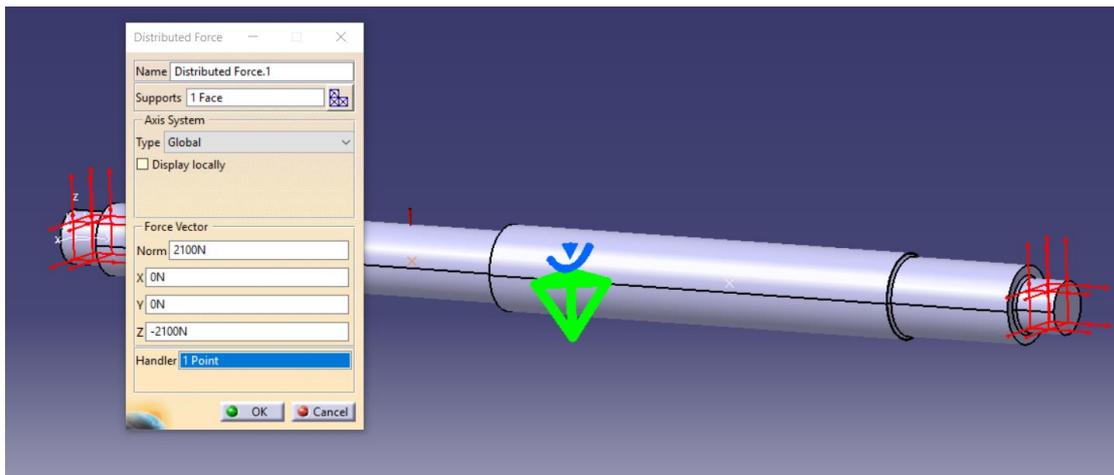


Figura 4.6 Aplicación de fuerza concentrada

Una vez que se tienen las condiciones de contorno y las cargas aplicadas, se procede al cálculo. Esta acción dependerá del tipo de malla que se elija y del tamaño de la misma, en función de la cual está el error que se cometerá. A modo de prueba, y en este ejemplo, se realizará un análisis con dos tamaños de mallas diferentes, el primero sin imponer ninguna restricción respecto al error y el segundo fijando un error como máximo del 5% (Valor recomendado Libro: Análisis y diseño de piezas con CATIA V5 de José Antonio Vasquez Angulo [16]).

A posteriori y para evitar un trabajo demasiado denso, sólo se realizará el análisis de las piezas con la función de corrección de error.

Para continuar con el análisis se hace clic en icono de *Octree Tetrahedron Mesher*. Una vez aquí, se elige el tamaño de los tetraedros en los que se dividirá la pieza, teniendo en cuenta que a menor tamaño de éstos, mayor será el tiempo de cálculo, pero también se ganará precisión, ya que se adaptarán mejor a la forma de la pieza. Si se elige un valor muy pequeño será casi imposible su cálculo ya que el número de iteración para su resolución podría ser infinito.

También se puede elegir el tipo de estructura nodal, figura 4.7, es decir, el tipo de mallado, pudiendo elegir entre *Element type Linear* (constituido por 4 nodos) o *Parabolic* (constituido por 10 nodos), este último es el más utilizado para mallar elementos 3D, ya que ofrece una mayor precisión en el comportamiento de la pieza, pero tiene el inconveniente del tiempo de ejecución que es más elevado en este caso.

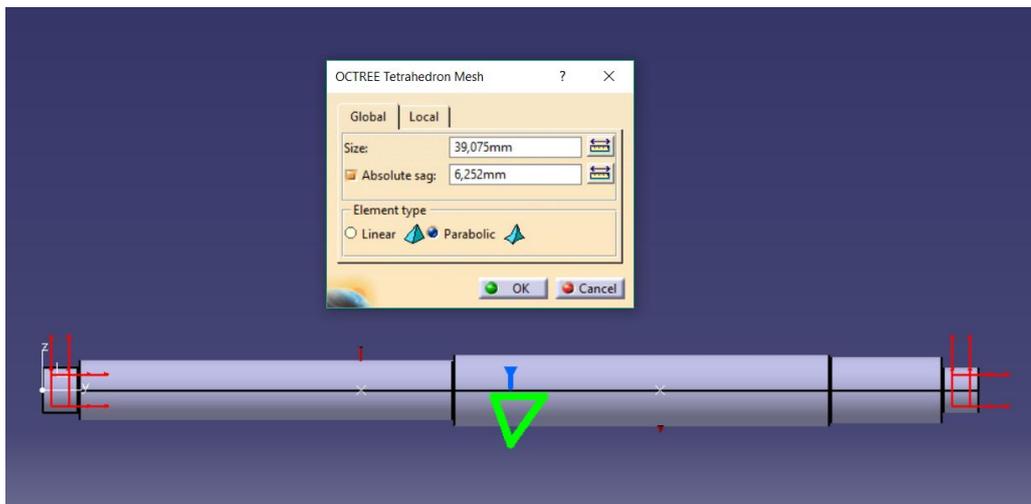


Figura 4.7 Tamaño de malla para análisis por defecto

Por defecto, la longitud media del elemento tetraedro que define para este caso es de 39,075mm. Ésta podrá ser definida y manipulada por el usuario en cualquier momento consecuentemente con el tiempo de cálculo para que no sea demasiado largo. Una vez que se tiene este requisito sólo hace falta clicar en la herramienta *Compute*.

Aquí aparece otra ventana, figura 4.8, donde se proporciona la información del análisis, el tiempo que tarda, el espacio que ocupa en la memoria y en el disco. Se pulsa Yes y se continúa.

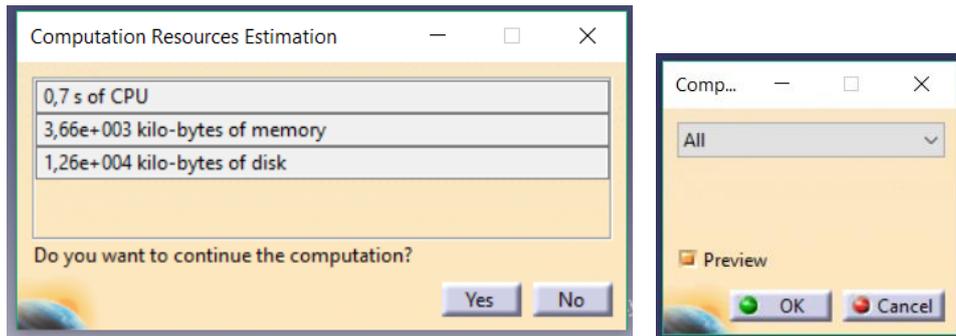


Figura 4.8 Tiempo y memoria que ocupa el análisis y confirmación para la ejecución

Una vez hecho esto ya se tiene hecho el análisis de la pieza a estudiar. En las siguientes figuras se mostrarán las diferentes funciones que ofrece Catia V5: tensión de Von Mises, máximo desplazamiento, máxima deformación, tensiones principales, tensiones cortantes, tensor de tensiones y el error cometido en el cálculo. Como se comentó anteriormente en este ejemplo se realizará una comparativa entre el tamaño de malla que ofrece el programa por defecto y los nuevos cálculos, exigiendo un error menor al 5%. En este nuevo caso el programa reducirá el tamaño de malla allí donde la pieza sufre mayor tensión y por tanto comete mayor error en sus cálculos.

Lo primero que se muestra es la deformación de la pieza debida a las cargas aplicadas. Además se puede ver en la figura 4.9 el tamaño de malla que ha obtenido el programa por defecto.

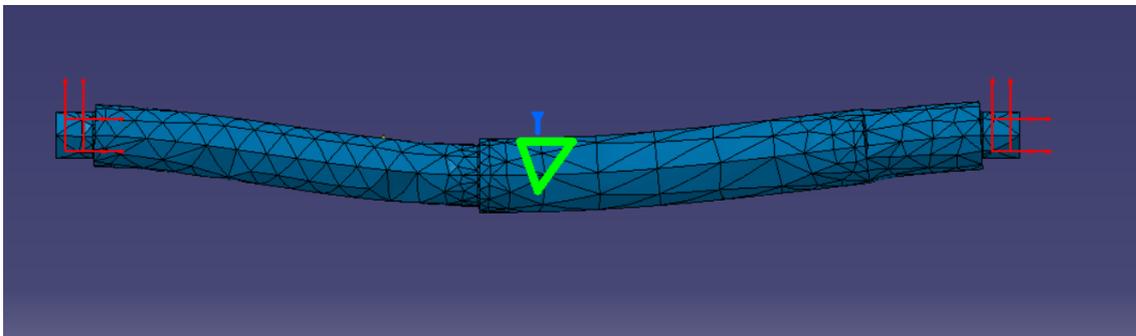


Figura 4.9 Deformación de la pieza

Con la figura anterior ya se puede hacer una idea de si la deformación sigue una lógica con las fuerzas aplicadas o por el contrario se ha cometido algún error en la asignación de las condiciones de contorno o cargas del enunciado.

En la figura 4.10 muestra un resumen del número de nodos y elementos que el programa ha usado para realizar los cálculos.

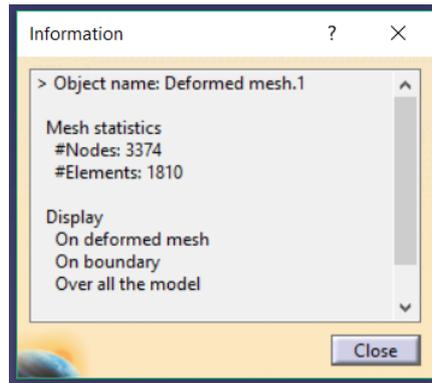


Figura 4.10 Resumen de numero de nodos y elementos

Algunas de las figuras que se muestran a continuación se han representado aumentando su escala para una mejor visualización, sin que ello afecte a los resultados.

A continuación la figura 4.11 muestra las diferentes zonas de concentración de esfuerzos generadas por las cargas aplicadas.

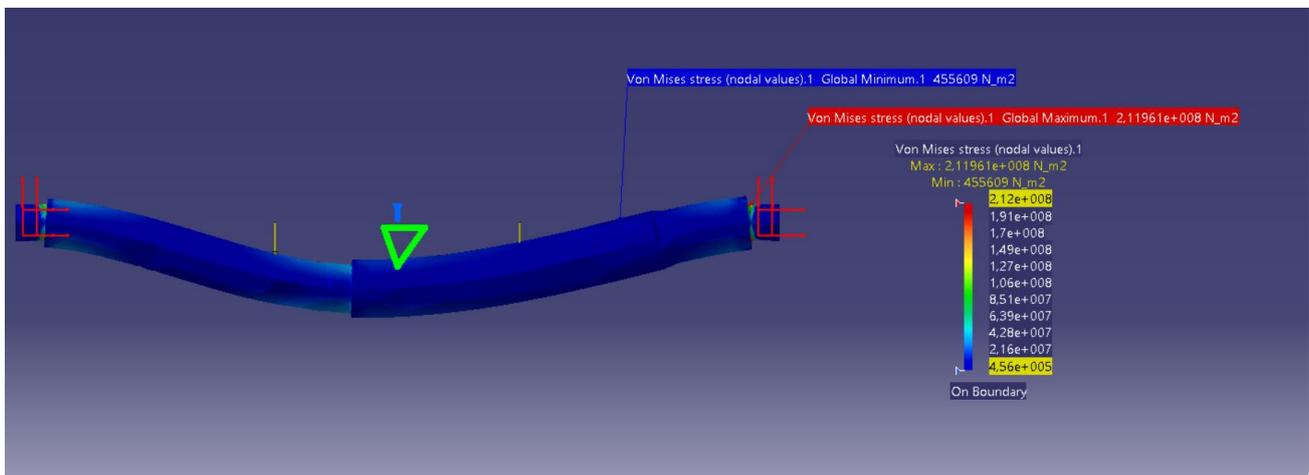


Figura 4.11 Máxima y mínima tensión de Von Mises

Como se observa, la máxima concentración de esfuerzos está en los extremos del eje donde el diámetro del cilindro es menor y existe un apoyo, es decir, una reacción en sentido contrario a las cargas aplicadas.

La figura 4.12 es igual que la anterior, simplemente es un zoom de la pieza, para una mayor aclaración y visualización de la zona afectada.

Como se observa en ambas imágenes, y en las sucesivas que se mostrarán, se ha colocado a su lado la escala de colores, siendo la zona más perjudicada la de color rojo y la zona menos afectada de color azul.

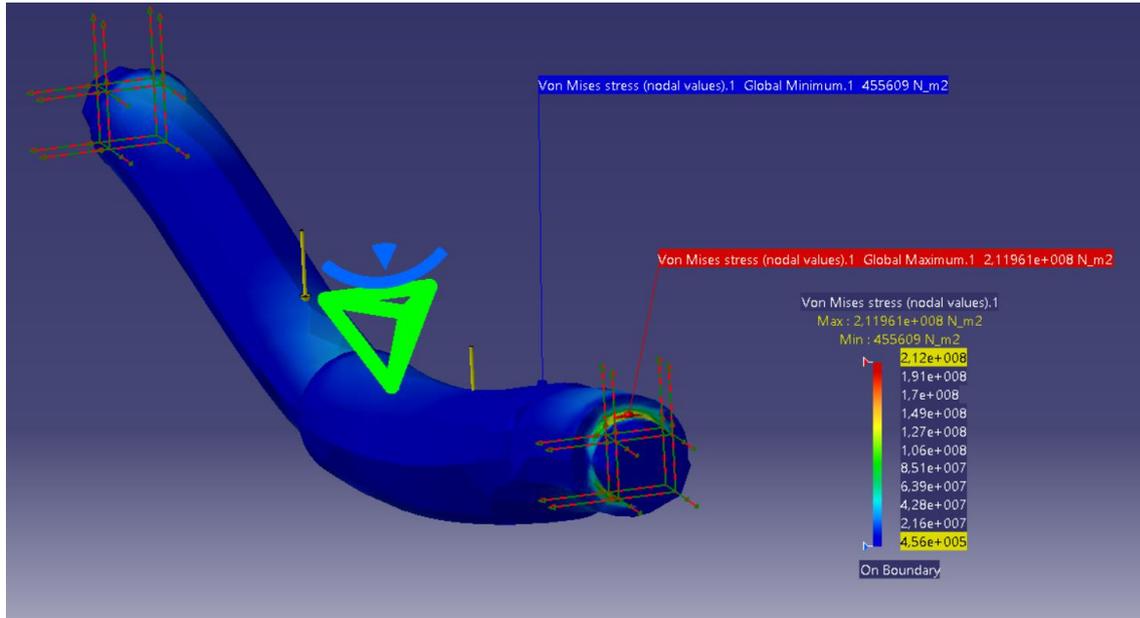


Figura 4.12 Máxima y mínima tensión de Von Mises

En la siguiente figura 4.13 se van a ilustrar los desplazamientos sufridos en la pieza. Como es lógico allí donde la pieza no tenga restricciones ésta se desplazará más que donde tenga un apoyo o empotramiento, ya que su desplazamiento aquí entonces será cero. (Zonas de azul oscuro, donde la pieza está restringida por apoyos fijos.)

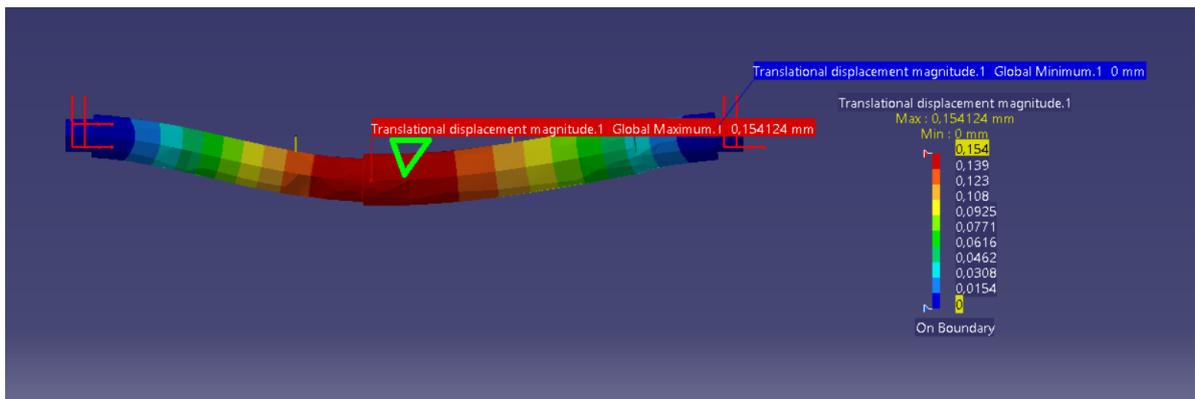


Figura 4.13 Máximo y mínimo desplazamiento

Como cabe esperar el máximo desplazamiento está en un punto intermedio entre las dos fuerzas. Siendo para este caso de 0.154 mm.

A continuación se van a mostrar las máximas concentraciones de esfuerzos que existen en la pieza, medidas, esta vez, en los tetraedros en los que se ha dividido la pieza. En los siguientes ejemplos se verá que también existe la posibilidad de medir

esta máxima concentración en sus nodos. Estas son las dos posibilidades que ofrece Catia V5 para esta opción.

En la figura 4.14 se observa la representación de los esfuerzos principales (*principal value*) y su correspondiente tabla de valores. Aquí se puede apreciar dónde la pieza estará sometida a tracción y dónde estará a compresión. La fórmula con la que se obtienen estos esfuerzos es la 2.1.

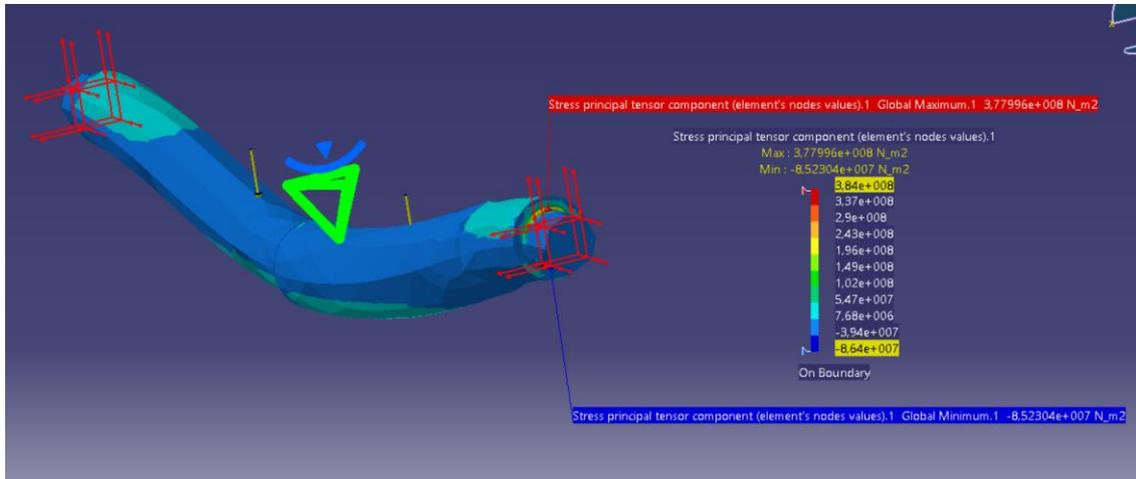


Figura 4.14 Máxima y mínima esfuerzos principales aplicados de forma normal

A continuación, en la figura 4.15, se representa la máxima concentración de esfuerzos cortantes (*principal shearing*). La fórmula con la que se obtiene estos esfuerzos es la 2.3

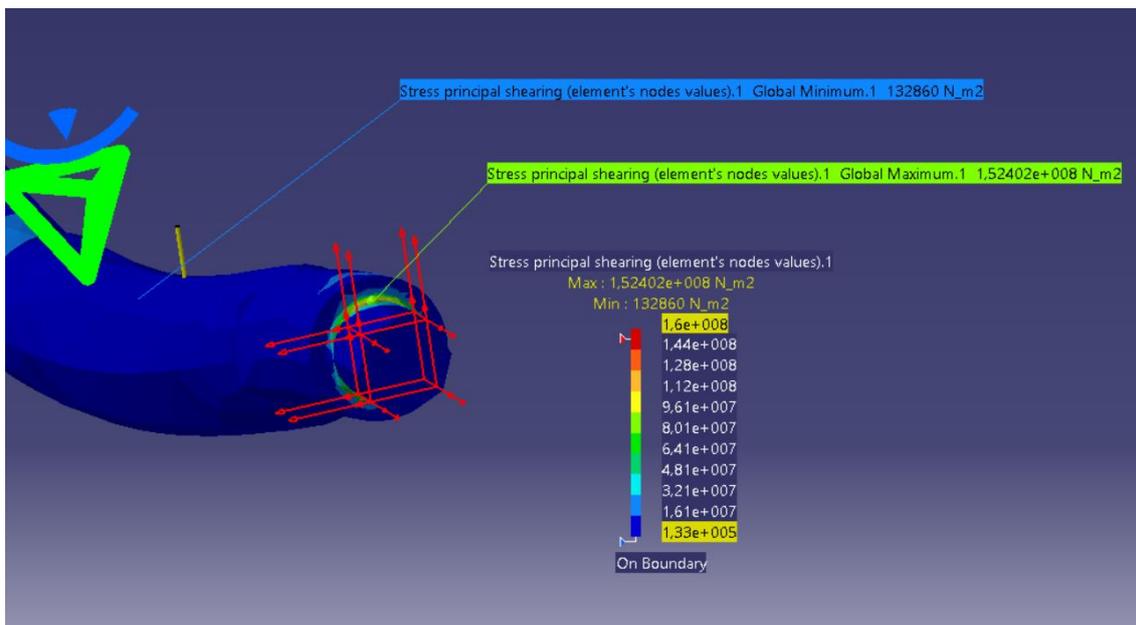


Figura 4.15 Máxima y mínima concentración de esfuerzos cortantes

En la siguiente figura 4.16, se observa la concentración de tensión de esfuerzos principales máximos en valor absoluto. Las figuras 4.12 y 4.16 son parecidas, pero en éstas los valores se incrementan obteniendo la máxima concentración de esfuerzo de la pieza analizada (*absolute value*).

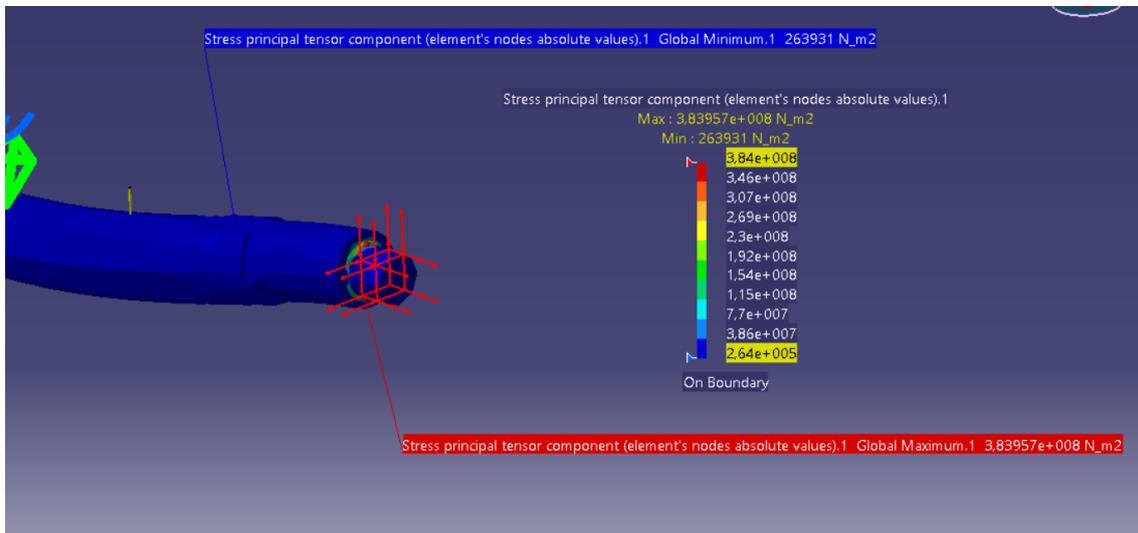


Figura 4.16 Máximo y mínimo de concentración de esfuerzo máximo

Si se quieren ver los esfuerzos principales combinados de tensión normal y cortante se clicará en la opción de *tensor component* y se obtendrá el siguiente resultado, Figura 4.17.

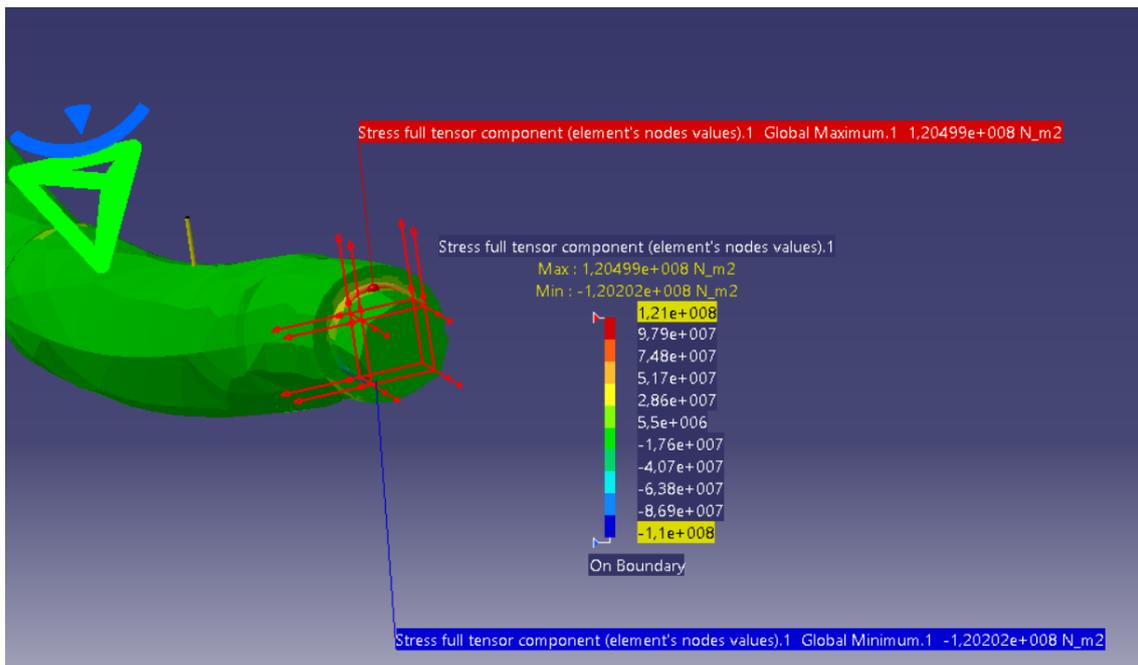


Figura 4.17 Máximo y mínimo de tensor de tensiones

Para terminar este análisis se mostrará la figura de la pieza donde se ha cometido el mayor error y el menor a la hora de realizar los cálculos (figura 4.18). Estos valores de error vienen dados en términos de energía.

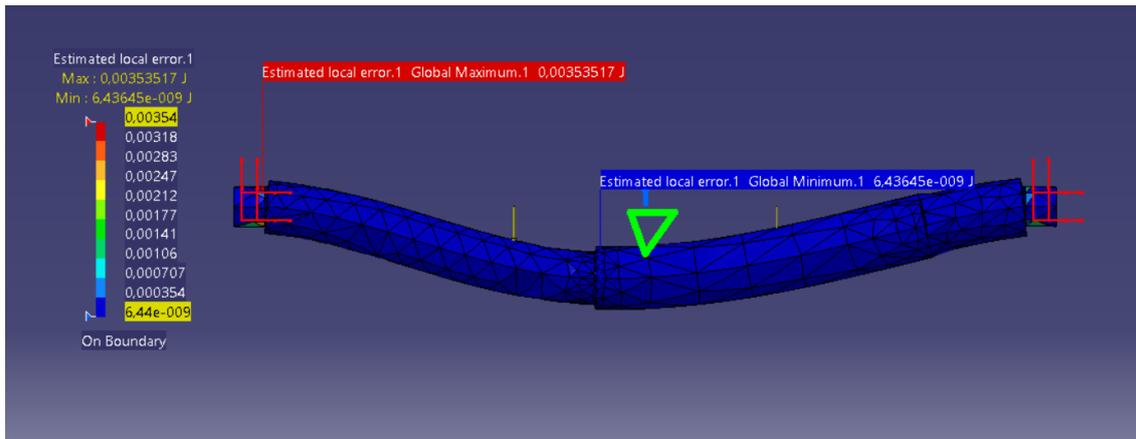


Figura 4.18 Máximo y mínimo de margen de error cometido

Como se observa el mayor error se comete donde existe la máxima concentración de tensión, es decir, en los apoyos de los cojinetes, ya que las reacciones que provocan son mayores que las cargas que se aplican.

En la figura 4.19 se puede leer cómo el programa ha cometido un error global del 28.63%, algo inaceptable al tratarse de un valor demasiado alto que podría afectar a la hora de decidir si la pieza es útil para su servicio o no, ya que puede que algún punto esté muy próximo a la tensión de plastificación.

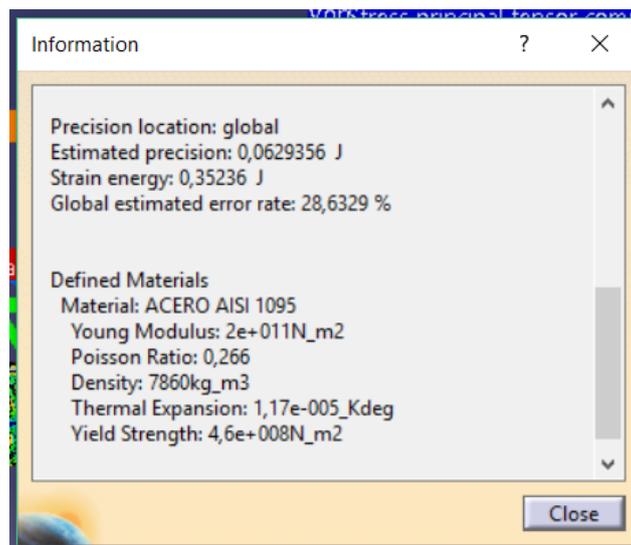


Figura 4.19 Error global cometido

Para solucionar esto se realizarán los siguientes pasos:

Se irá a la pestaña  (*global adaptivity*), donde una vez clicada aparecerá la siguiente ventana, figura 4.20.

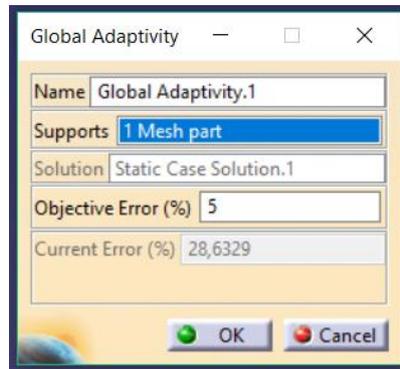


Figura 4.20 Ventana para elegir el máximo error a cometer

Como se observa, en esta ventana aparecerá el error cometido anteriormente (28.6329%). Aquí se debe seleccionar el máximo error que se quiere cometer y escribirlo en *Objective Error (%)*, se selecciona el tipo de análisis en la pestaña *supports*, en este caso *parabolic*, con el cual se hizo el anterior análisis y se pulsa ok.

Una vez hecho esto, se debe volver a clicar la pestaña de *compute*, pero esta vez la

de *compute with Adaptivity* . Ahora el programa pedirá más información para este análisis, como puede verse en la Figura 4.21:

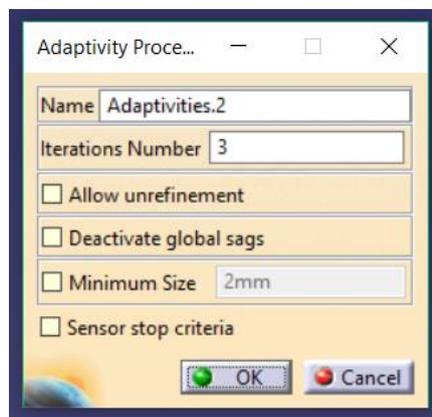
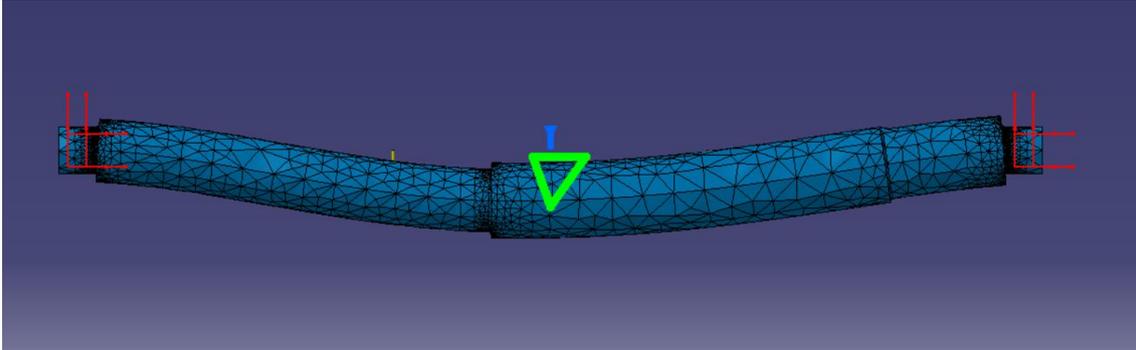


Figura 4.21 Nueva ventana para elección de tamaño de malla y numero de iteraciones

Ahora se puede elegir el tamaño mínimo de malla y las iteraciones que se deben realizar. Como parte de este trabajo, se ha llegado a la conclusión de que es mejor no seleccionar el tamaño mínimo de malla y dejar que Catia V5 lo haga por sí mismo, ya que éste sólo reducirá el tamaño donde se cometa mayor error, evitando

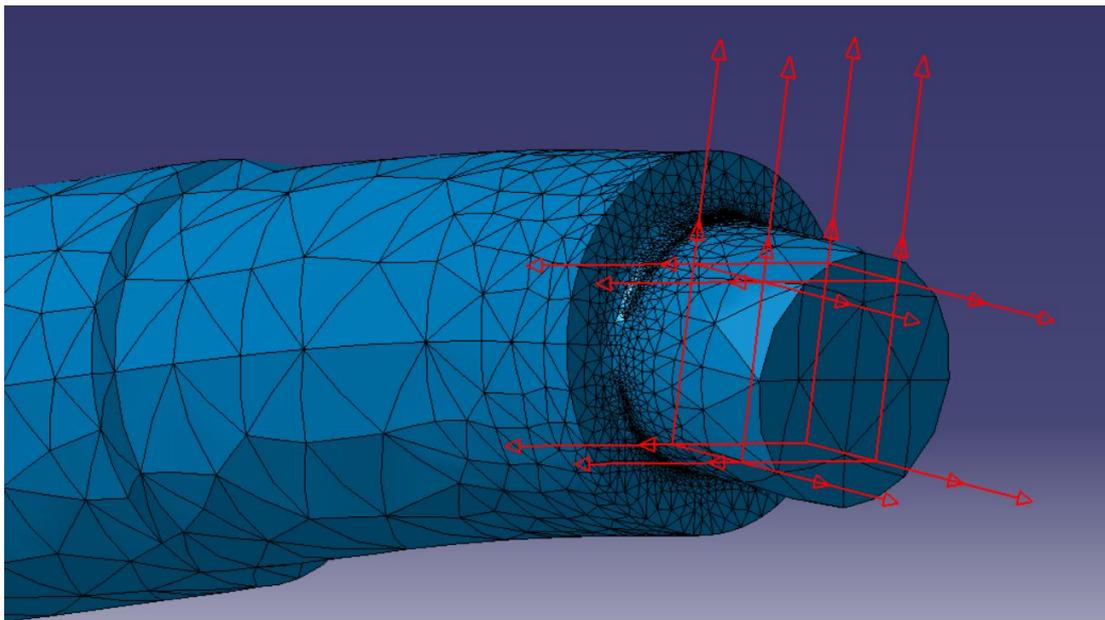
volver a hacer cálculos innecesarios donde el error es inapreciable. Esto no ocurre con las iteraciones, que cuantas más se pongan más exacto será, sin excederse tampoco, no poner más de 5, ya que el programa podría bloquearse y dar error. Este proceso tardará un poco más que el cálculo previo sin cota de error.

Las imágenes que se muestran a continuación son iguales que las anteriores pero con el nuevo cálculo, error menor al 5%, figura 4.22.



*Figura 4.22 Deformación de la pieza*

La siguiente figura 4.23 muestra una visión aumentada de la figura anterior, la 4.22, para observar cómo en las zonas donde más concentración de tensiones había en el cálculo previo, y por tanto mayor error cometía el programa, se ha reducido considerablemente el tamaño de la malla, mientras que donde el error era asumible, el tamaño de las mallas no ha variado.



*Figura 4.23 Amplificación de deformación de la pieza*

Para este nuevo cálculo, para una mayor precisión, el número de nodos y elementos ha cambiado, concretamente ha aumentado, tal y como era de esperar, y se observa en la figura 4.24.

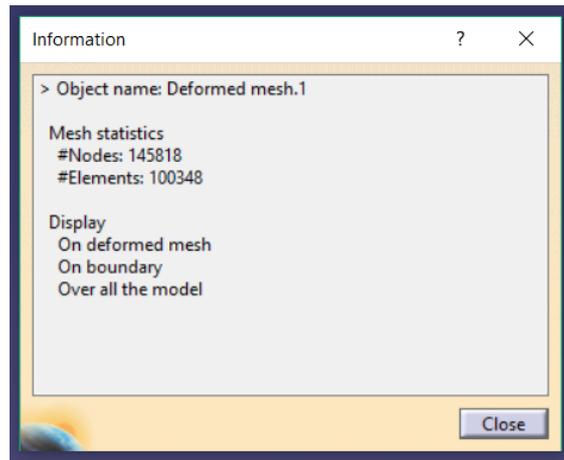


Figura 4.24 Resumen de número de nodos y elementos

Al igual que en el análisis anterior se mostrarán todas las variables calculadas con el error corregido y al final se hará una pequeña comparación entre éstas.

En la figura 4.25 se ilustra la Tensión de von Mises. Se aprecia que al disminuir el error a cometer, el lugar geométrico de la pieza donde se produce la máxima tensión está más restringido.

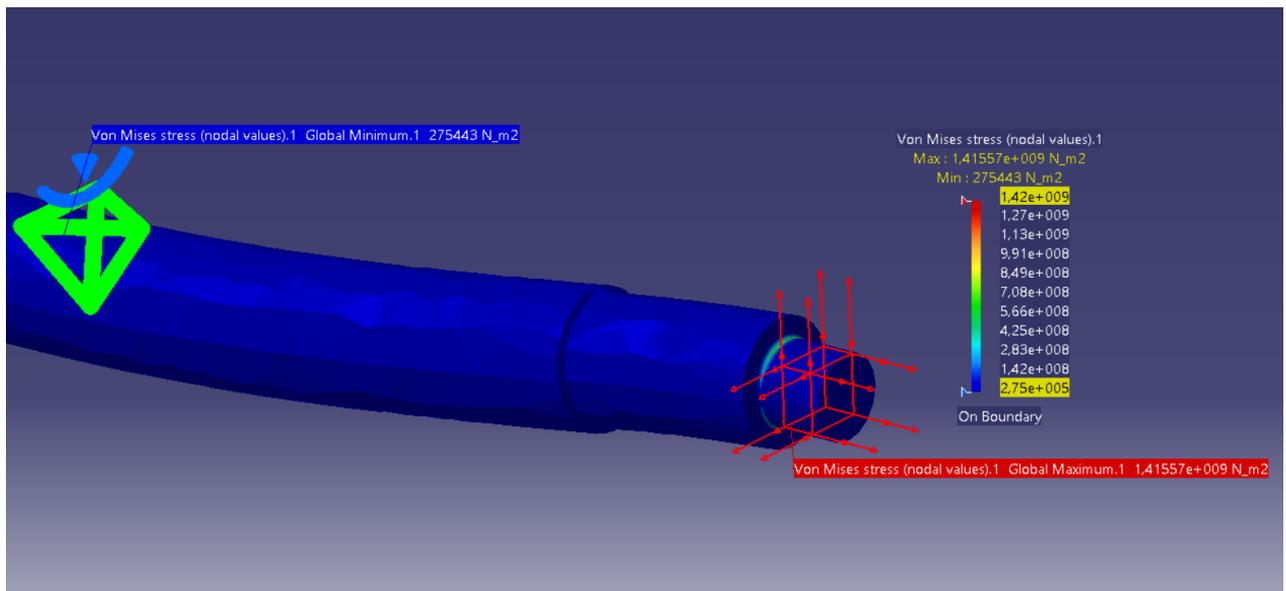


Figura 4.25 Máxima y mínima tensión de Von Mises

En esta imagen (figura 4.26) se muestran los desplazamientos, que aunque parece no haber variado mucho, se observa cómo ha aumentado el máximo desplazamiento hasta los 0.17 mm:

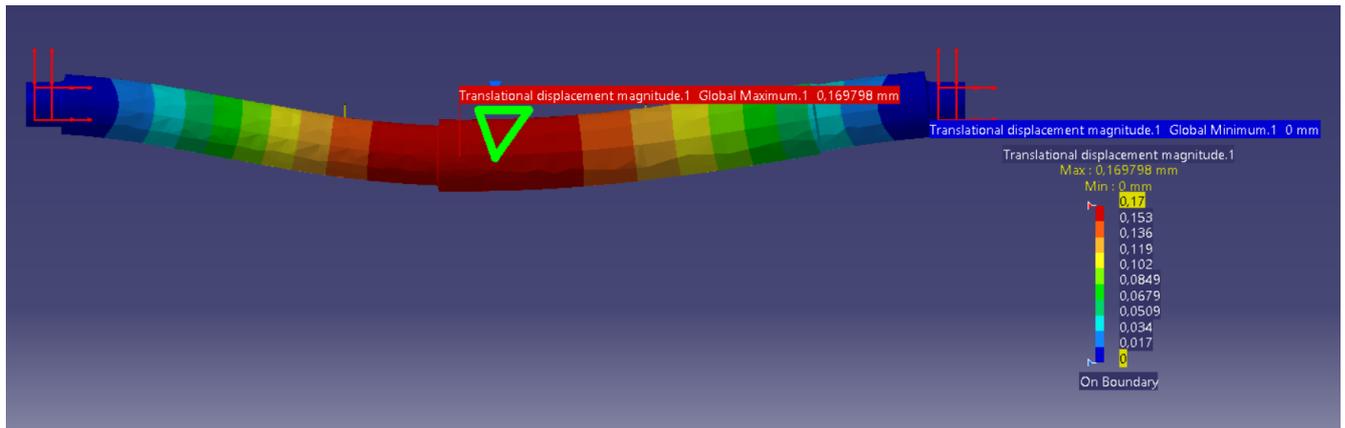


Figura 4.26 Máximo y mínimo desplazamientos

A continuación los esfuerzos principales, figura 4.27, donde al haber acotado el error, la zona donde se produce el mayor valor de concentración de estos se ve reducido.

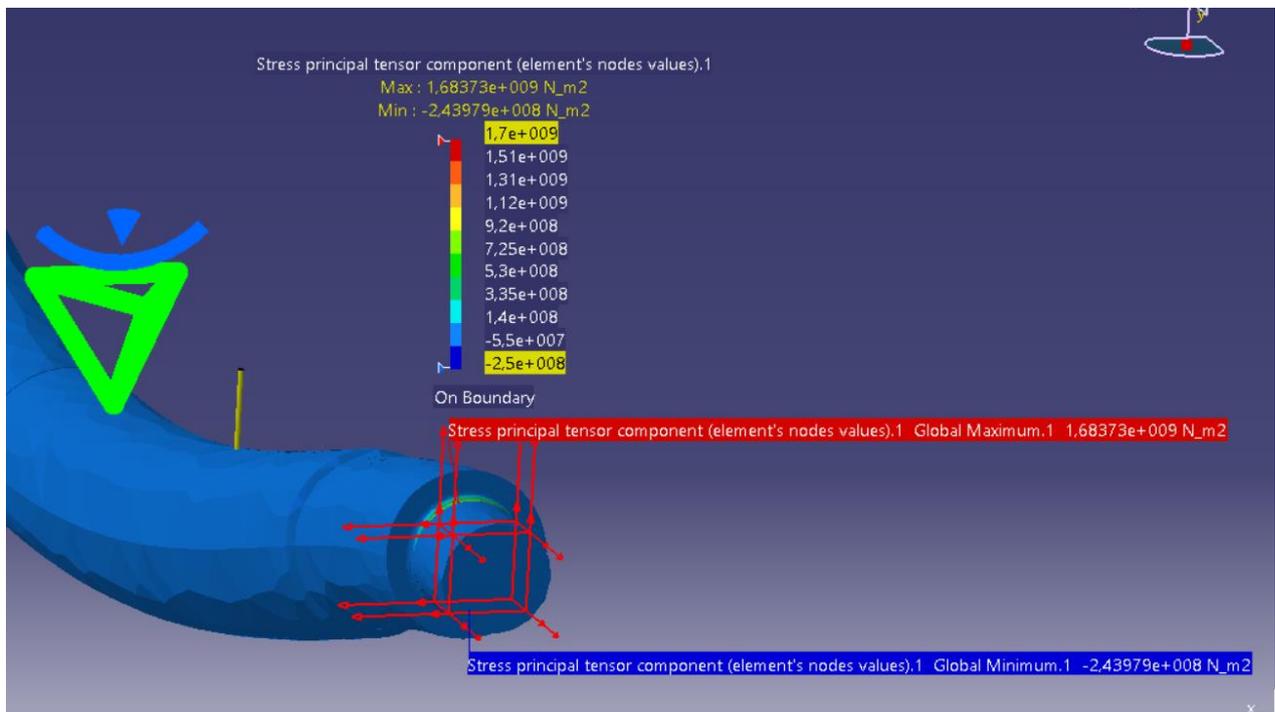


Figura 4.27 Máximos y mínimos esfuerzos principales aplicados de forma normal

Al igual que en la figura anterior pasa con los esfuerzos cortantes, figura 4.28:

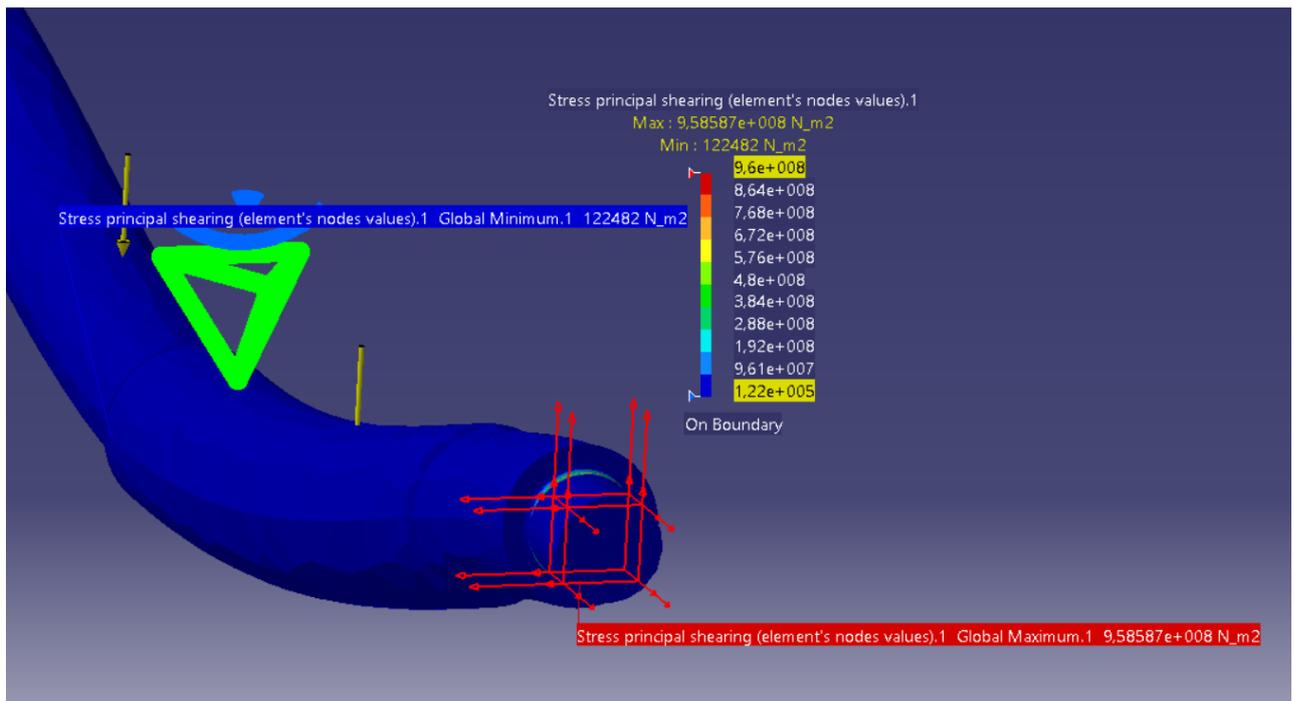


Figura 4.28 Máximo y mínimo de concentración esfuerzo cortante

La concentración esfuerzos principales máximos en valor absoluto se muestra en la figura 4.29:

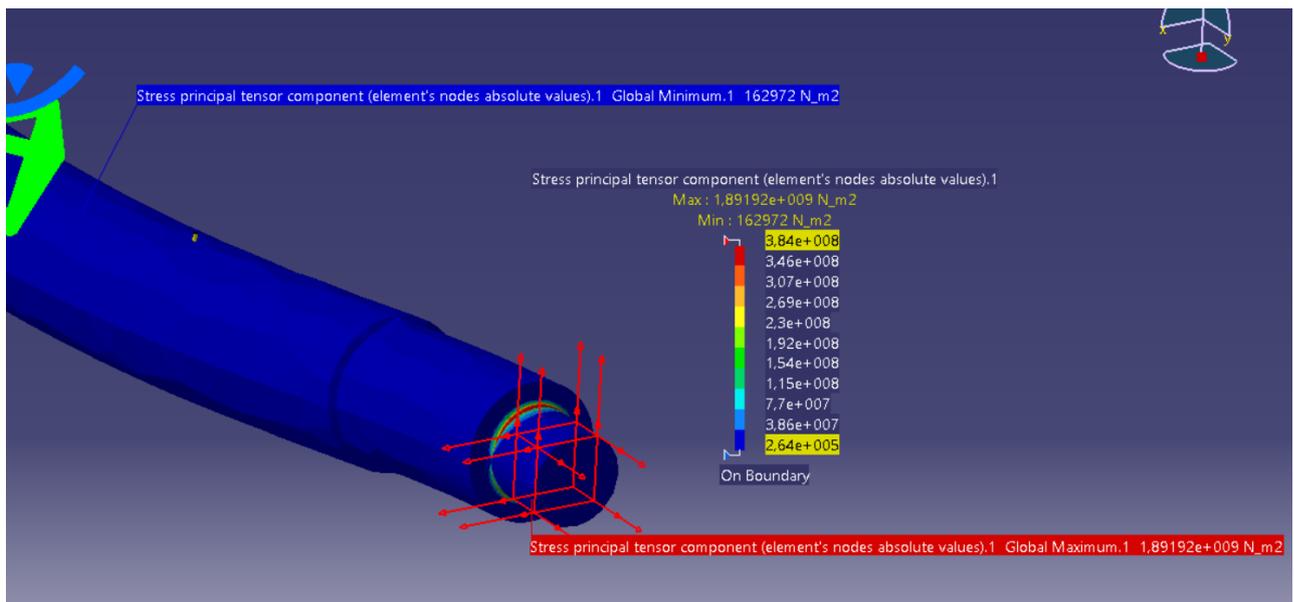


Figura 4.29 Máximo y mínimo de concentración de esfuerzo máximo

La representación del tensor de tensiones, figura 4.30, muestra los esfuerzos combinados, es decir, normal y cortante.

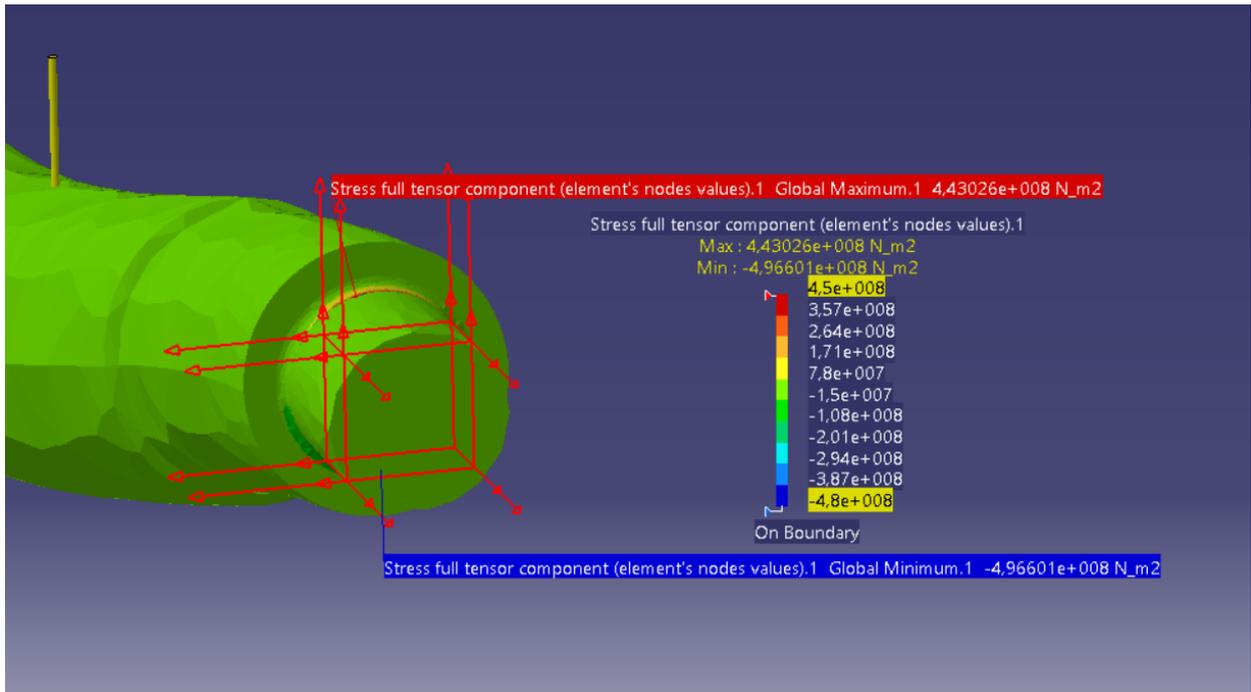


Figura 4.30 Máximo y mínimo de tensor de tensiones

En la figura 4.31, se muestra el error cometido medido en energía, que como ya se comentó con anterioridad se produce donde existe la máxima concentración de tensiones, que es donde el programa comete mayor error, como es lógico.

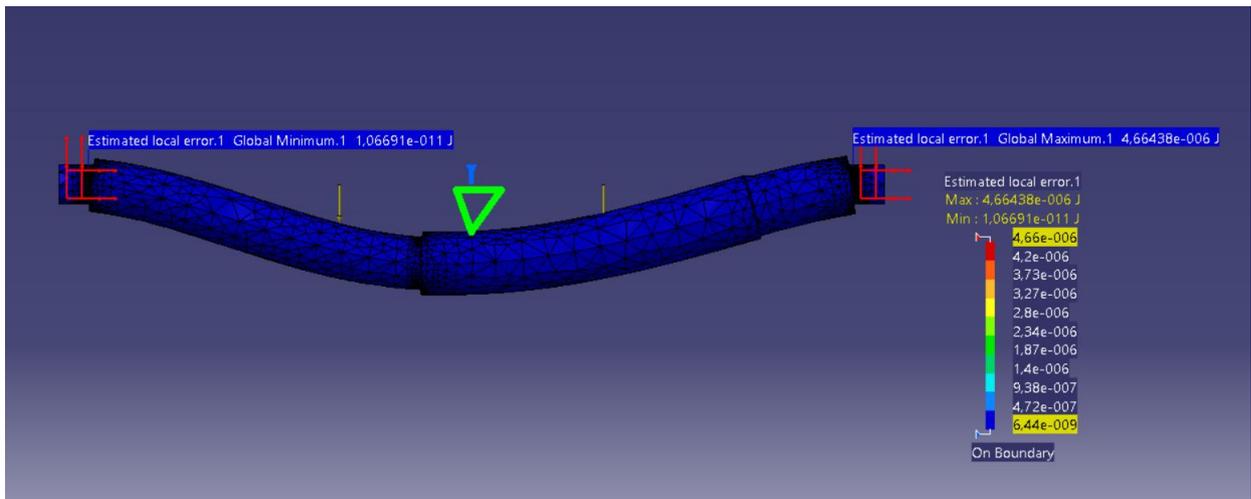


Figura 4.31 Máximo y mínimo de margen de error cometido

Como lo que se busca en este ejercicio, aparte de una mayor comprensión a simple vista de dónde se pueden producir las máximas concentración de tensiones y los máximos desplazamientos, es ver si la pieza plastifica o no con las cargas que propone el enunciado.

La resistencia de fluencia, más conocida como límite elástico, para esta pieza es  $S_y=460$  Mpa y la tensión máxima de Von Mises (mostrada en la figura 4.25) es  $\sigma=1.41 \cdot 10^9$  Pa con lo cual comparando éstas como indica el criterio de Von Mises se concluye con que ningún punto de esta pieza plastificará, por lo tanto no se producirá fallo.

En la siguiente imagen, figura 4.32, se muestra el error cometido en este análisis. Como se observa, es menor al 5%, ya que es lo que se había fijado como máximo.

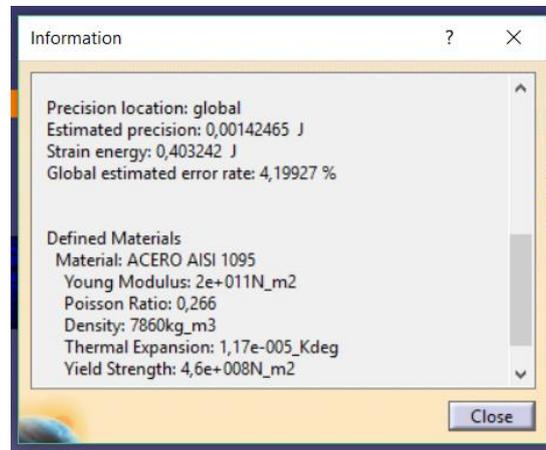


Figura 4.32 Error global cometido

En el Anexo I está el propio resumen que hace Catia V5 de estos análisis.

## 4.2. PIEZA 2

El eje A, figura 4.33, hecho de acero laminado en caliente AISI 1010, se suelda a un soporte fijo y está sometido a cargas mediante fuerzas  $F$  iguales y opuestas a través del eje B. En el extremo el eje A tiene un chaflán de 3 mm. La longitud del eje A desde el soporte fijo hasta la conexión en el eje B es de 1 m. La carga  $F$  es 2 kN. Diga si fallará algún punto de la pieza o no.

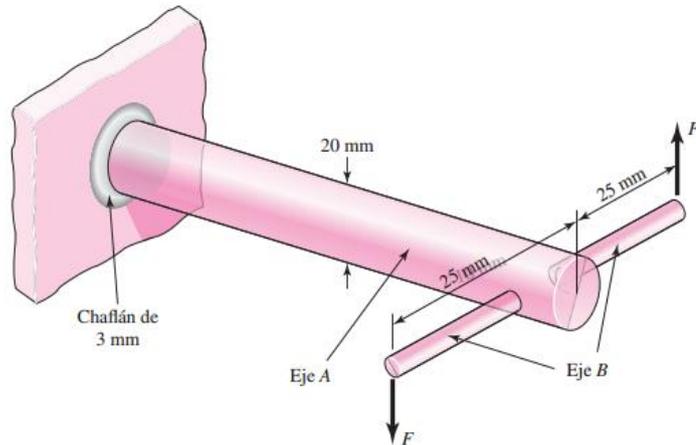


Figura 4.33 Pieza 2

Como se hizo anteriormente se consultarán los datos de la resistencia última a tracción y límite elástico en la tabla 1. Obteniendo los siguientes resultados:  $S_{ut}=320$  MPa y  $S_y=180$  MPa.

A continuación, figura 4.34, se presenta el diseño realizado con Catia de la pieza 2, con sus correspondientes dimensiones:

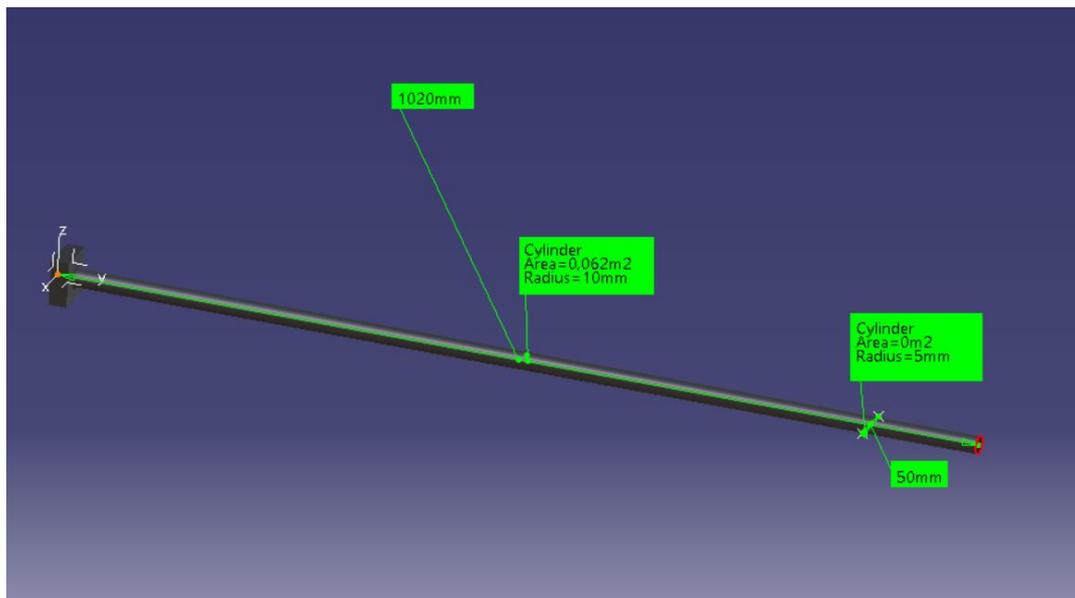


Figura 4.34 Descripción pieza a analizar

La forma de comenzar es la misma en todos los casos, *Start, Analysis & simulation* y después *Generative Structural Analysis*, figura 4.35.

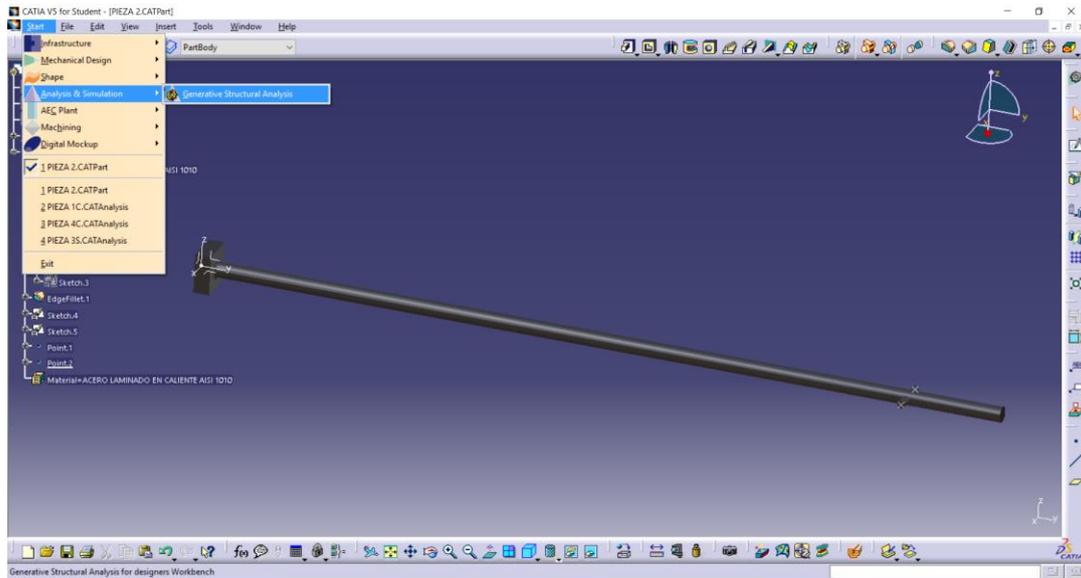


Figura 4.35 Introducción al cálculo estático

Posteriormente se aplican las condiciones de contorno, que para este caso se trata de un empotramiento en la base prismática a la que está unido el eje A, como se observa en la figura 4.36.

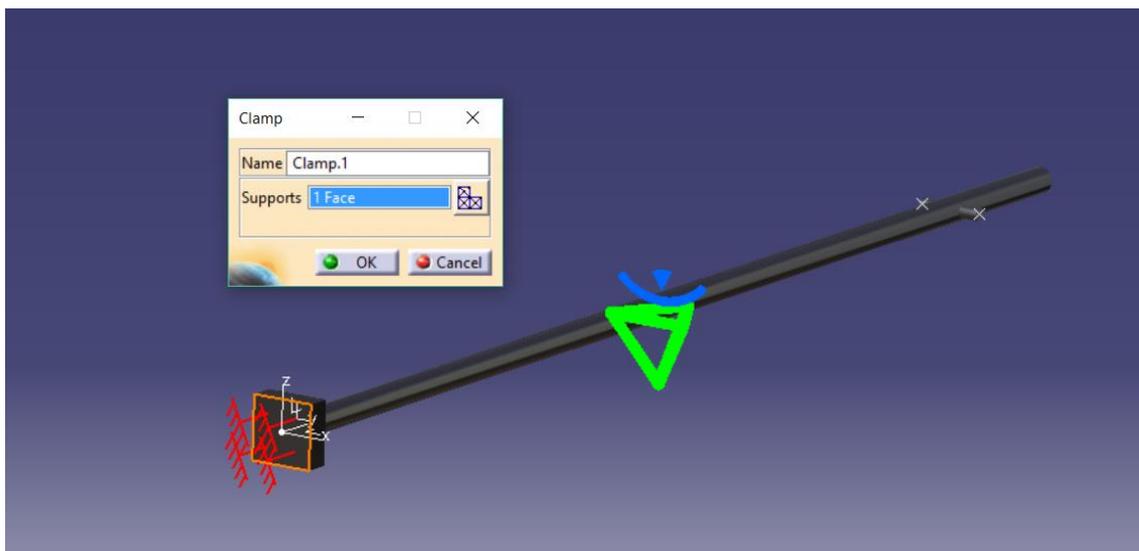


Figura 4.36 Condiciones de contorno

Como en el caso anterior, ahora se impondrán las cargas a las que la pieza está sometida. Estas son dos fuerzas aplicadas en el eje B, una en cada extremo, figura 4.37, de la misma magnitud, pero en sentidos contrarios, lo que provocará torsión en la pieza.

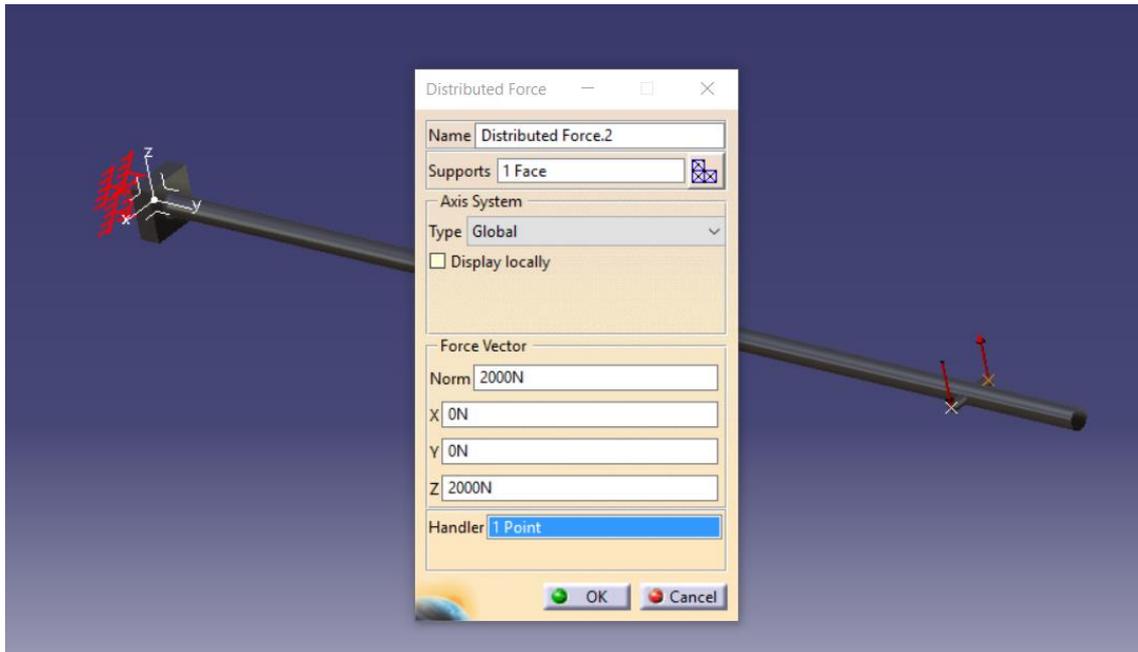


Figura 4.37 Aplicación de fuerzas

En la figura 4.38 se muestra el tiempo que tardará el programa en realizar los cálculos para estas condiciones impuestas

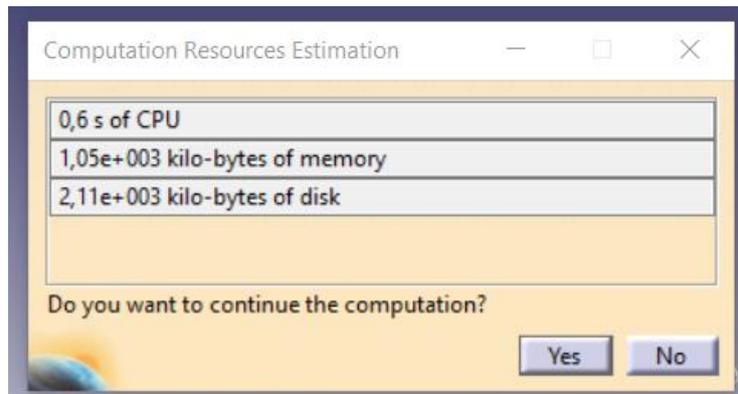


Figura 4.38 Tiempo y memoria que ocupa el análisis

Como se comentó en el primer ejemplo, para los posteriores análisis sólo se tratará la pieza con el error corregido, por tanto pasamos directamente a la opción de *Global adaptivity*. En la figura 4.39, se observa que el error antes de realizar el nuevo análisis era de un 25.54%, un error demasiado alto. Como ya se ha

explicado, en este trabajo se fijará el error en un máximo de un 5%, que se introducirá en la ventana de *Objective Error (%)*.

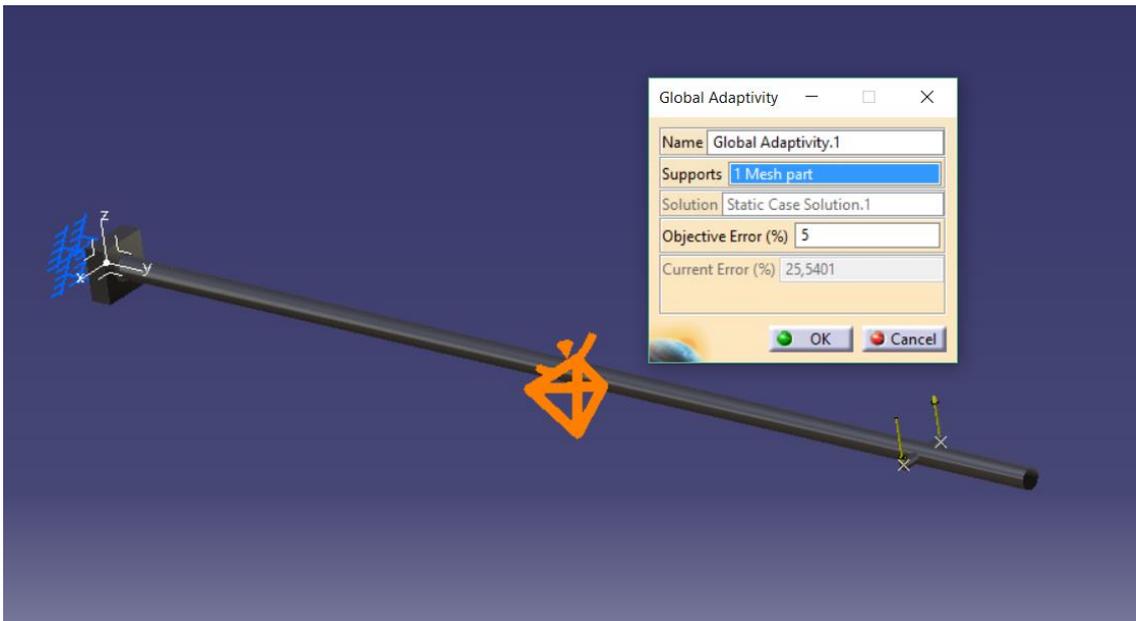


Figura 4.39 Fijación del máximo error posible a cometer

El resumen que ofrece el programa de número de elementos y número de nodos se muestra en la figura 4.40

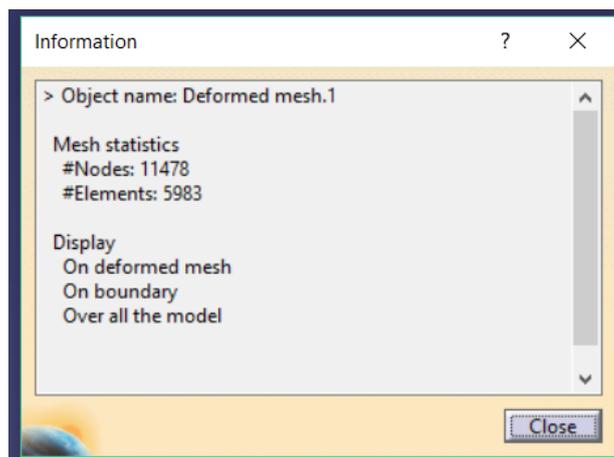


Figura 4.40 Resumen de numero de nodos y elementos

A continuación, la figura 4.41 muestra la deformada de la pieza como consecuencia de las fuerzas aplicadas. Como se puede observar, y se ha comentado anteriormente, parece lógico pensar que la pieza se retorcerá, debido a las fuerzas.

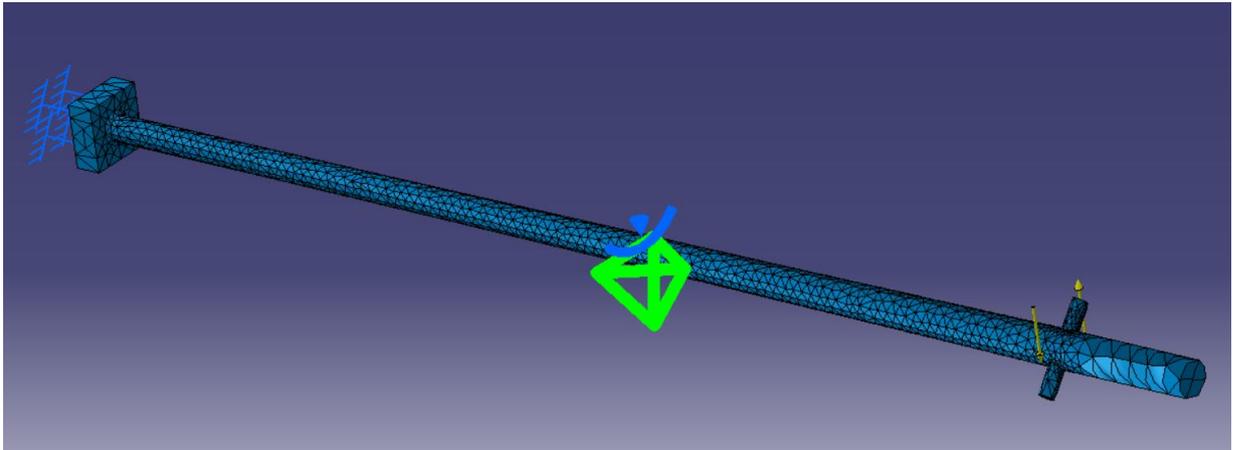


Figura 4.41 Deformación de la pieza

En las siguientes figuras se muestran las distintas posibilidades de análisis que ofrece Catia, al final de todas ellas se hará un pequeño comentario y se resolverá si plastifica algún punto de la pieza o no.

Se comenzará mostrando la tensión de Von Mises, figura 4.42, donde se puede ver cómo la zona más afectada es la intersección entre los dos ejes.

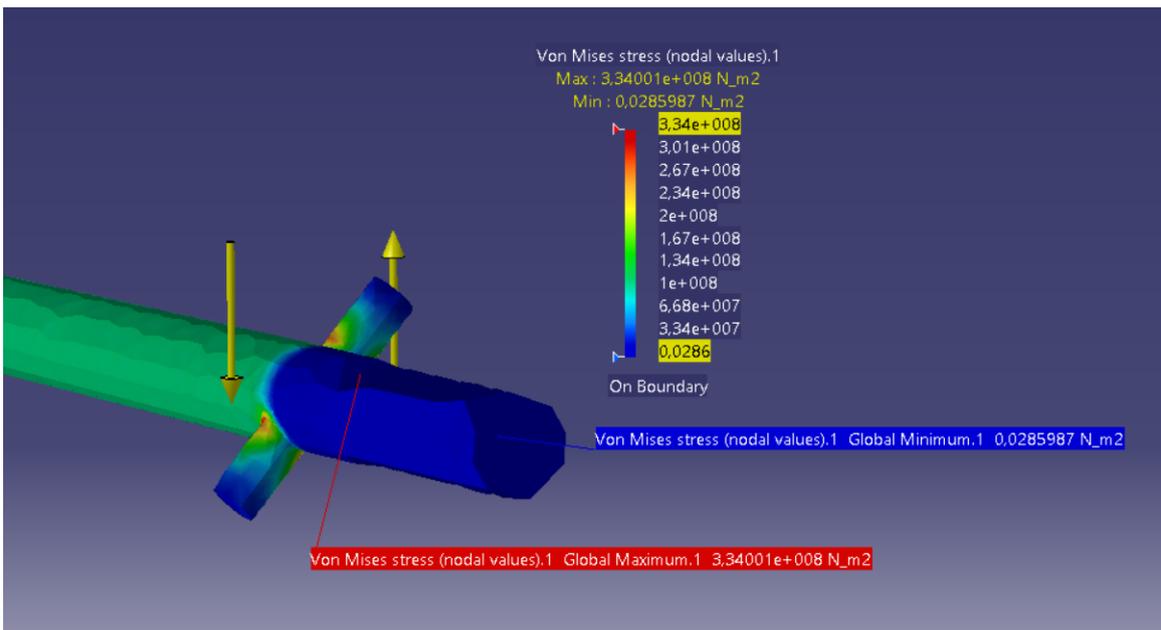


Figura 4.42 Máxima y mínima tensión de Von Mises

En la figura 4.43 están representados los desplazamientos. Como es lógico en este caso, los desplazamientos máximos están en los extremos del eje afectados por las cargas.

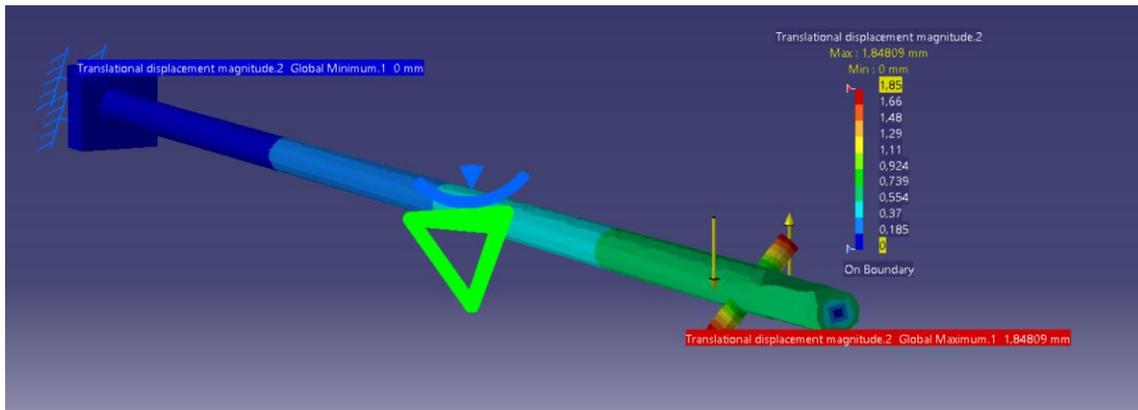


Figura 4.43 Máximo y mínimo desplazamiento

Al igual que pasa con la tensión de Von Mises, los esfuerzos principales medidos en los nodos también son máximos en la unión entre ambos ejes, figura 4.44.

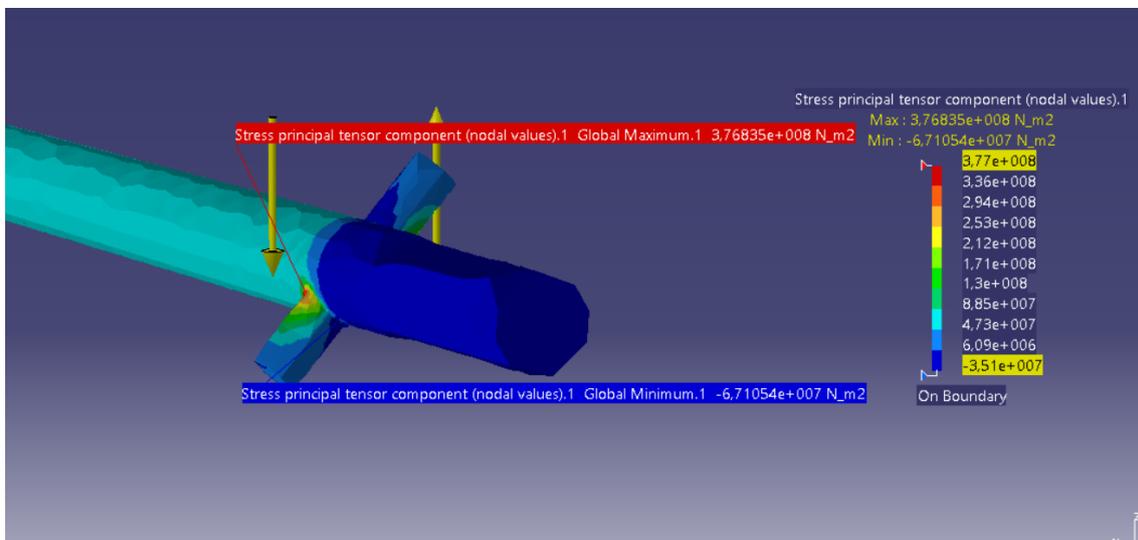


Figura 4.44 Máximo y mínimo esfuerzos principales

Los esfuerzos cortantes medidos en los nodos se pueden ver en la figura 4.45

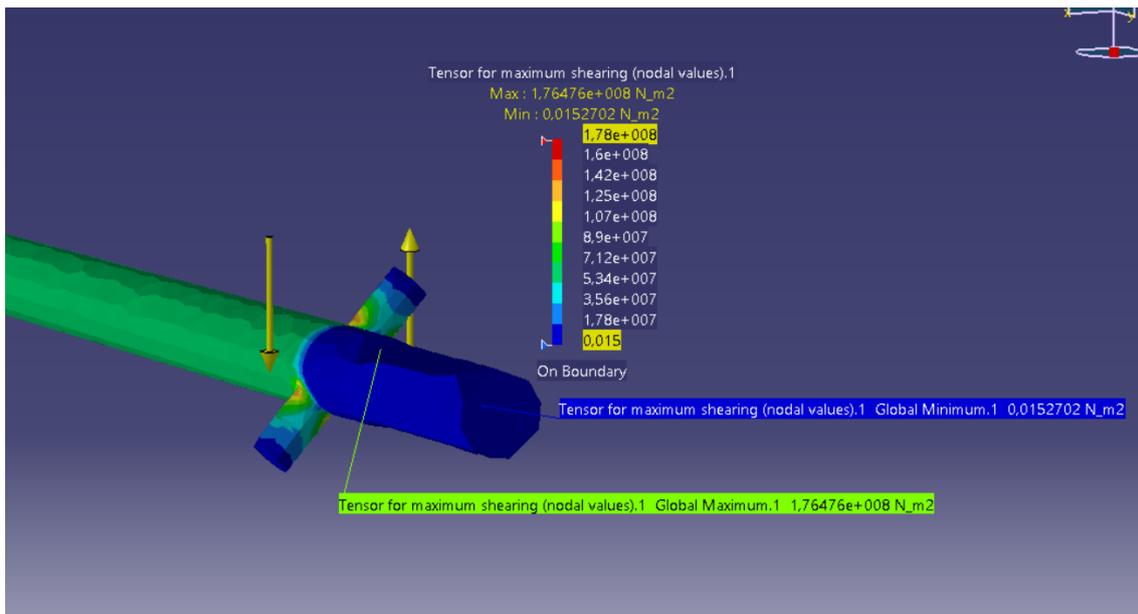


Figura 4.45 Máximo y mínimo esfuerzos cortantes

La concentración de esfuerzos principales máximos se muestran en la figura 4.46, que como ya se ha comentado coinciden con la intersección del eje A con el eje B.

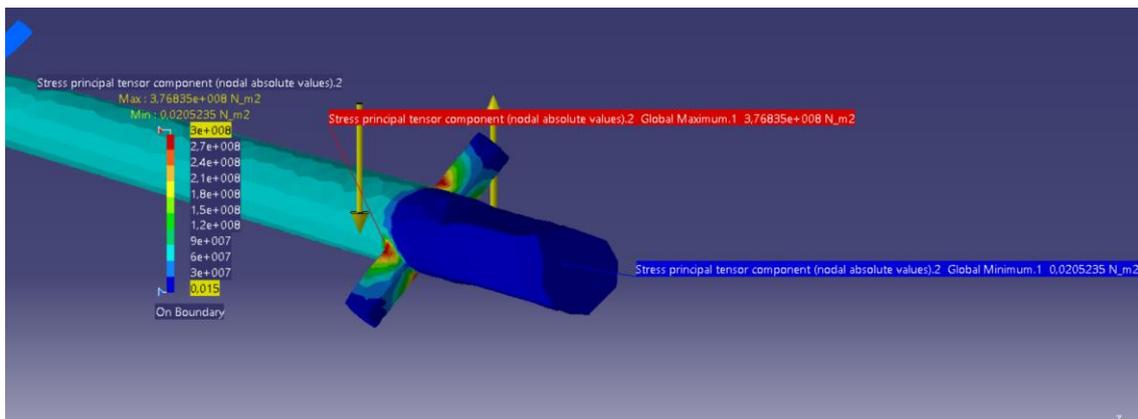


Figura 4.46 Máximo y mínimo concentración de esfuerzos máximo

En la figura 4.47, se muestran los esfuerzos combinados, normal y cortante, es decir el Tensor de tensiones.

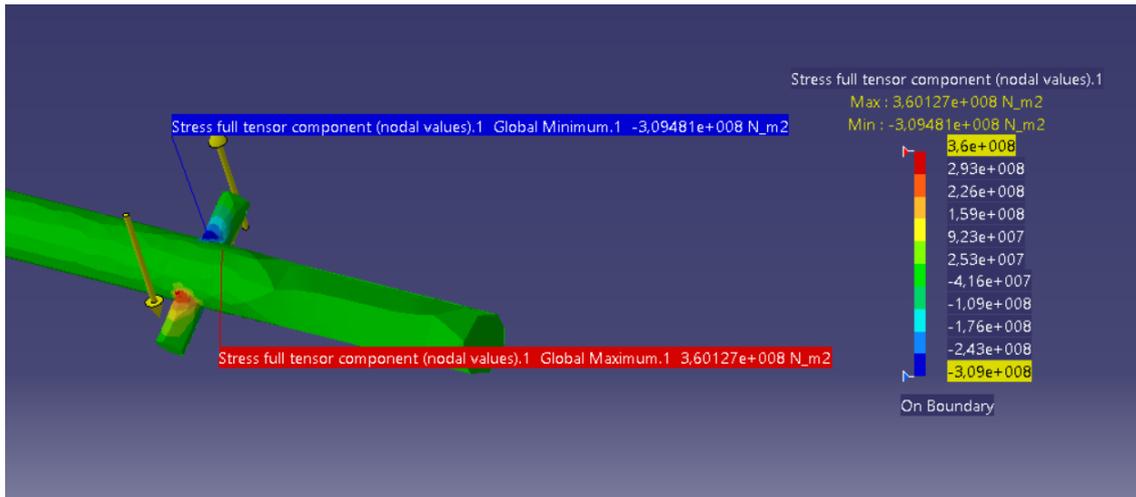


Figura 4.47 Máximo y mínimo esfuerzos del tensor de tensiones

Para contestar a la pregunta del enunciado del problema de si algún punto de la pieza plástica, se comparará el límite elástico del material  $S_y=180$  MPa, con la máxima tensión de Von Mises (figura 4.42)  $\sigma=3.34 \cdot 10^8$  Pa. Para que ningún punto de la pieza plastifique, la tensión de Von Mises debe ser menor que el límite elástico, por lo tanto esta pieza no fallará al soportar las cargas indicadas.

A continuación se muestra en la figura 4.48 donde se comete el mayor error.

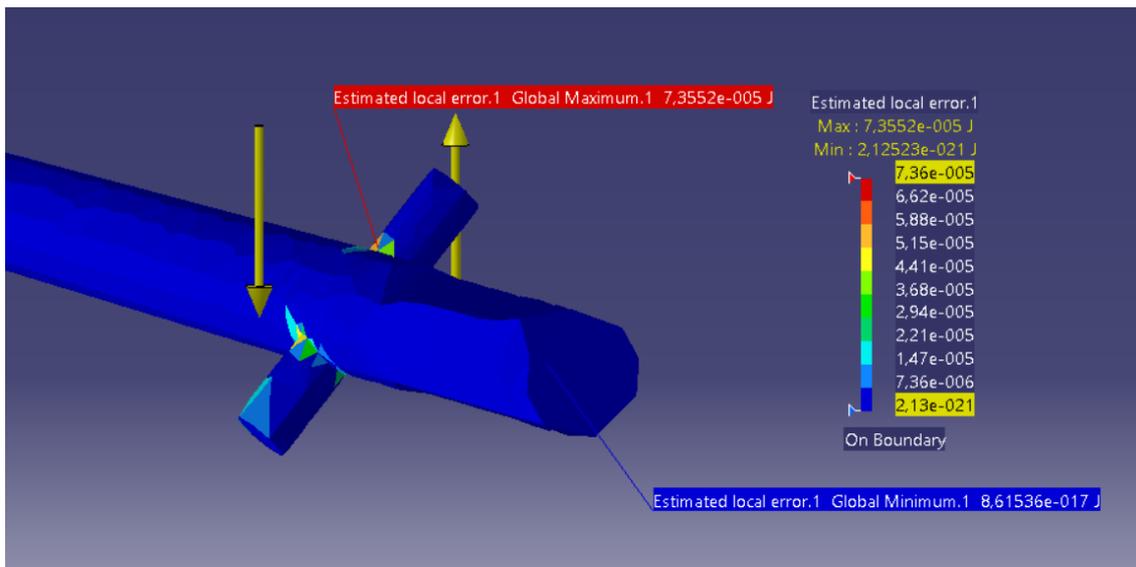
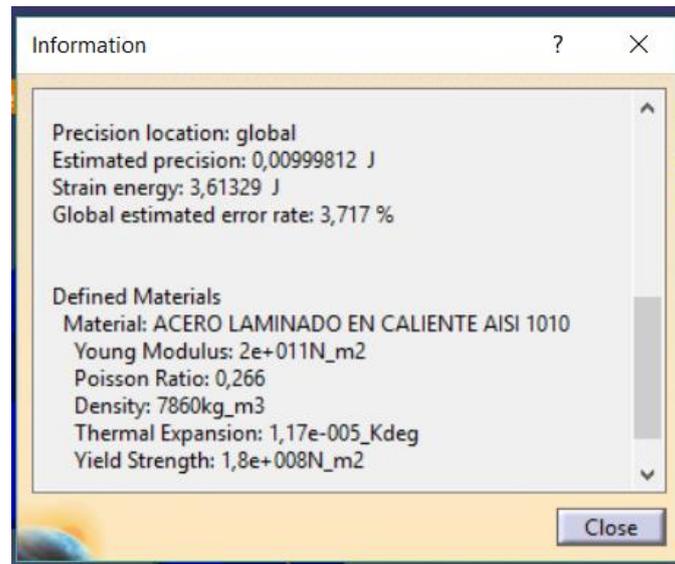


Figura 4.48 Máximo y mínimo error de energía

Como era de esperar, donde el programa comete el máximo error es donde se encuentra la máxima concentración de tensiones. En la figura 4.49 se puede leer el máximo error global del análisis 3.71%, menor al 5%, como se había fijado al principio.



*Figura 4.49 Error global cometido*

El análisis realizado por Catia V5 para este caso se puede encontrar en el Anexo I

### 4.3. PIEZA 3

El eje fijo de la figura 4.50 tiene los siguientes diámetros:  $D=45$  mm,  $d_2=40$  mm,  $d=30$  mm. Está realizado en Acero con una Resistencia de Fluencia  $S_y = 900$  MPa y una Resistencia de Rotura  $S_{ut} = 1.200$  MPa. Y la geometría final se obtiene por torneado (maquinado).

- Determinar, utilizando el criterio estático de Von-Mises, cuál de las 2 secciones con discontinuidad geométrica, ranura ( $r = 9$  mm) o escalón ( $r = 6$  mm), sería la sección crítica para las fuerzas indicadas en la figura.
- Si la fuerza de flexión es de 10 kN la de tracción 100 kN y el par de torsión 500 N·m

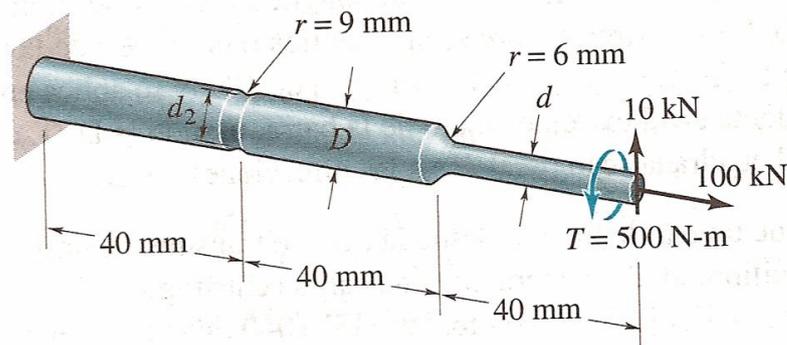


Figura 4.50 Pieza 3

La pieza número 3 que se va a analizar es un eje empotrado en uno de sus extremos. Éste está sometido a dos fuerzas y un momento puntual en el extremo opuesto al empotramiento. Se trata de un Acero con una resistencia de fluencia de  $S_y=900$  MPa y una resistencia última de  $S_{ut}=1200$  MPa.

Las dimensiones de la pieza realizada con Catia se muestran en la figura 4.51.

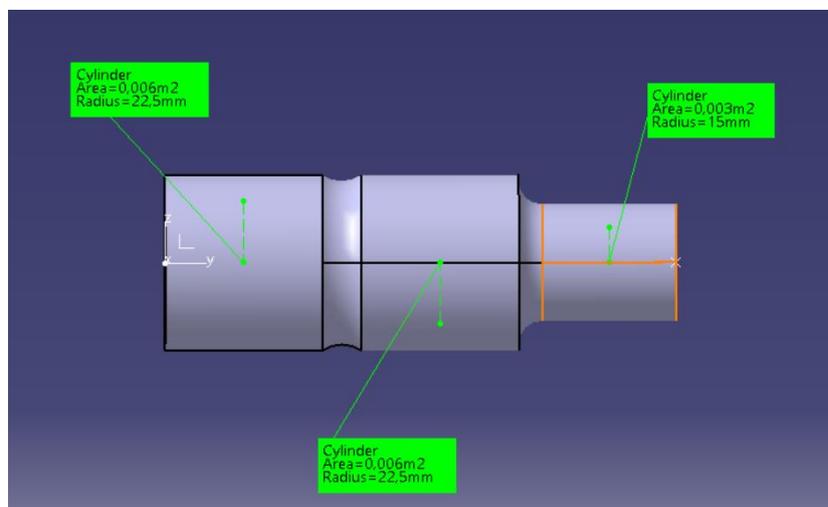


Figura 4.51 Descripción de la pieza a analizar

El proceso para realizar el análisis es el mismo que el de las piezas anteriores, *Start, Analysis & simulation* y después *Generative Structural Analysis*, como queda representado en la figura 4.52.

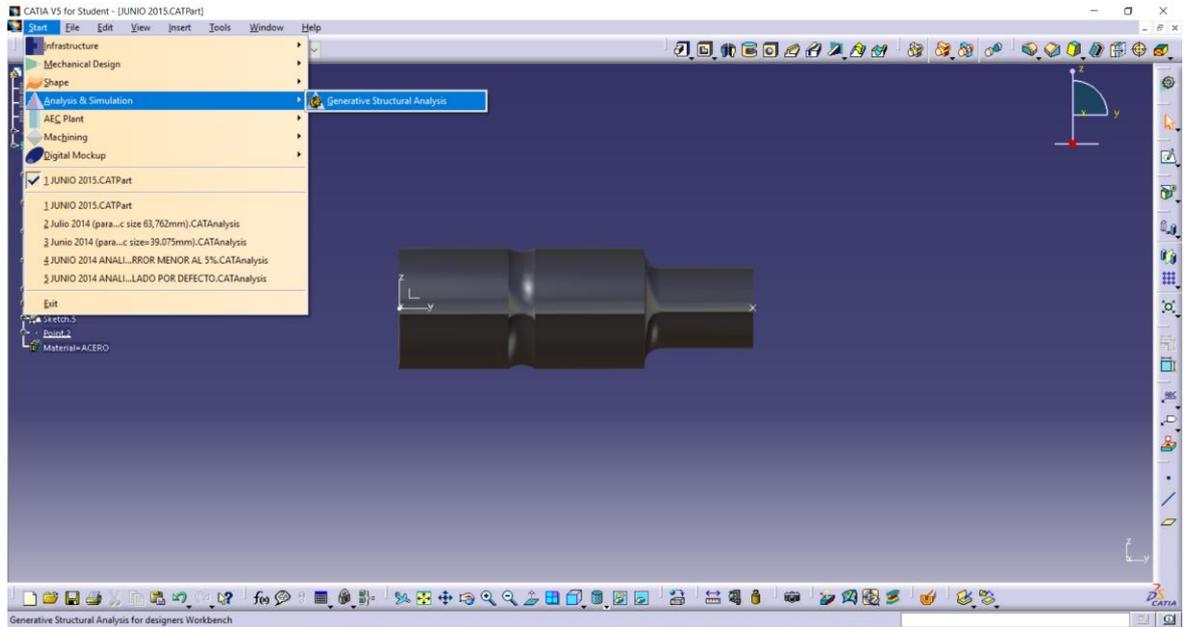


Figura 4.52 Introducción al cálculo estático

En la figura 4.53 se puede ver la imposición de las condiciones de contorno, empotramiento en el extremo izquierdo de la pieza, lo que imposibilitará tanto la traslación como el giro en las tres direcciones.

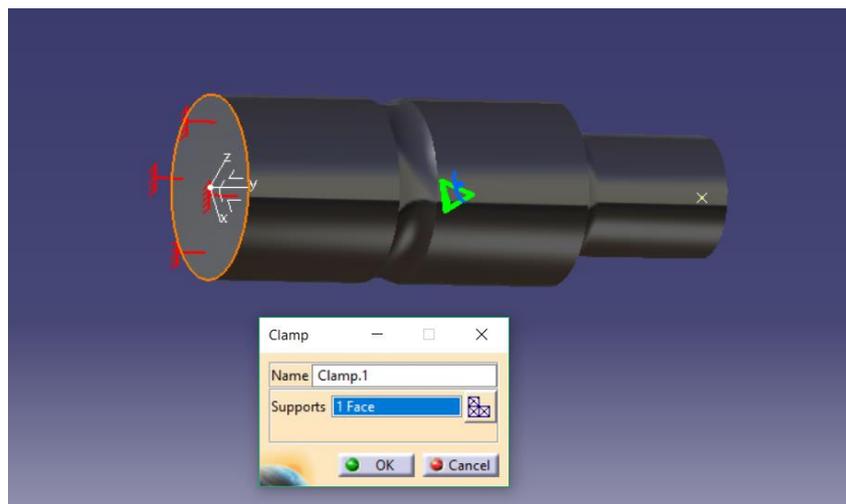


Figura 4.53 Condiciones de contorno

A continuación se aplican las distintas fuerzas a las que está sometida dicha pieza. En este caso se tiene un cortante, una fuerza axial, y un momento torsor. La forma de aplicarlo con Catia es similar para cualquier carga, diferenciando únicamente la dirección en la que se ejerce la fuerza y su sentido.

Para aplicar el **cortante** de valor 10000 N, se tendrá que aplicar sobre el eje Z como se ve en la figura 4.54, como esta fuerza va en dirección positiva del eje no se tendrá que colocar el signo menos delante.

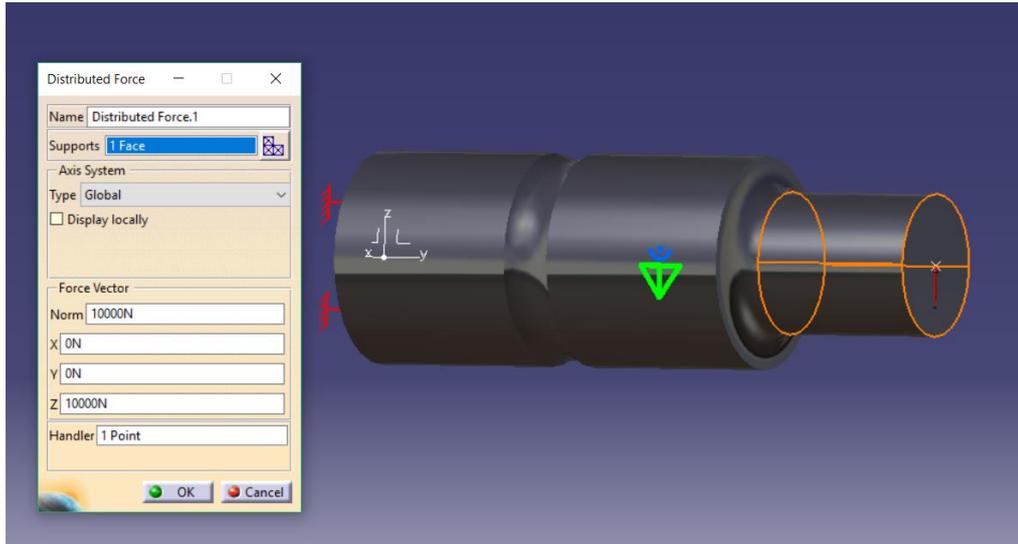


Figura 4.54 Aplicación de fuerza (cortante)

A la hora de aplicar el esfuerzo **axial** se procede igual que en el caso anterior, sólo que esta vez el eje donde se aplica la fuerza es el eje Y, figura 4.55, también en la dirección positiva de éste.

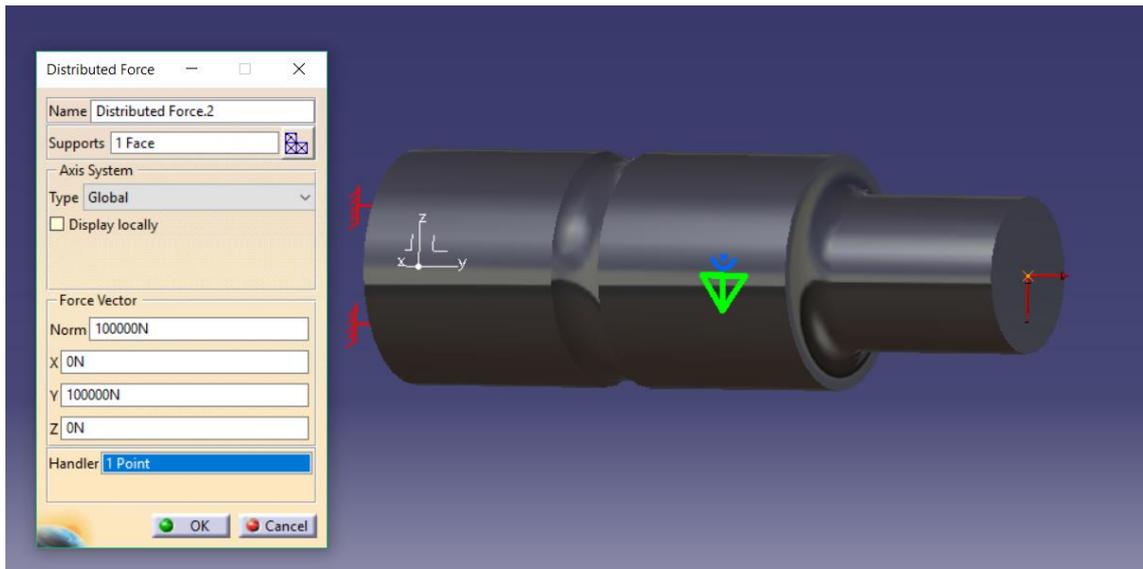


Figura 4.55 Aplicación de fuerza (axial)

Para crear el momento **torsor** se clicla en la casilla  y se procede igual que en los casos anteriores. Para este caso el torsor aplicado tiene valor de 500 Nm y su sentido es de Z a X.

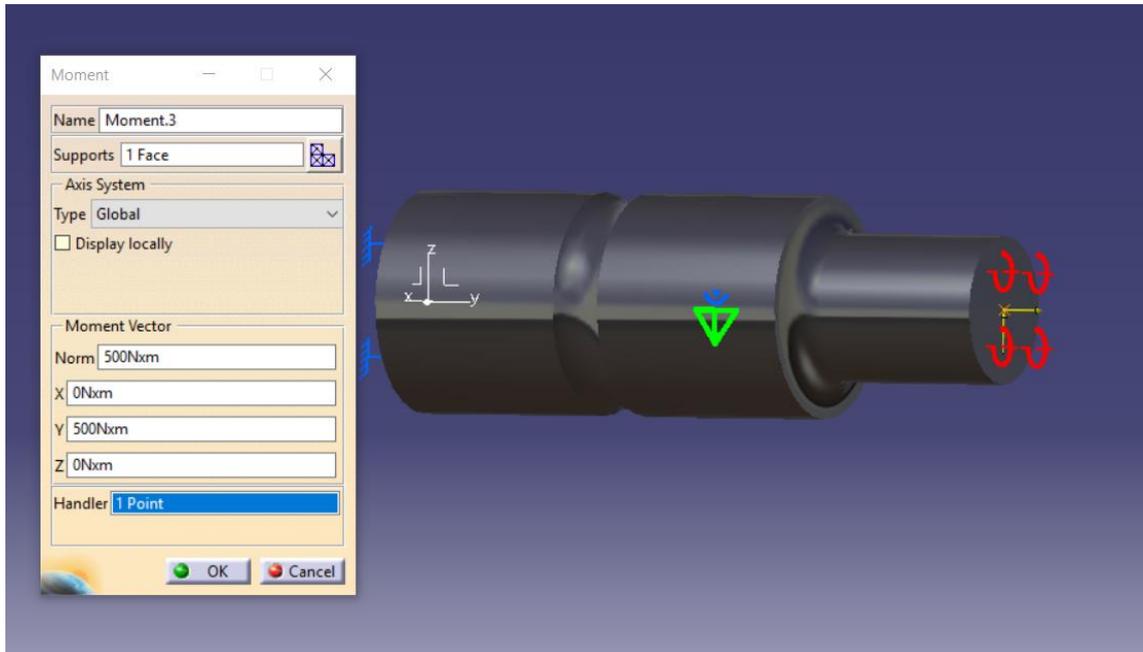


Figura 4.56 Aplicación de momento torsor

Clicando en la pestaña *compute* ya estaría hecho el primer análisis de la pieza. Este análisis se realiza con un tamaño de malla que el programa elije por defecto en función de la geometría de la pieza. El tiempo que tarda y la memoria que ocupa en la CPU se muestran en la figura 4.57.

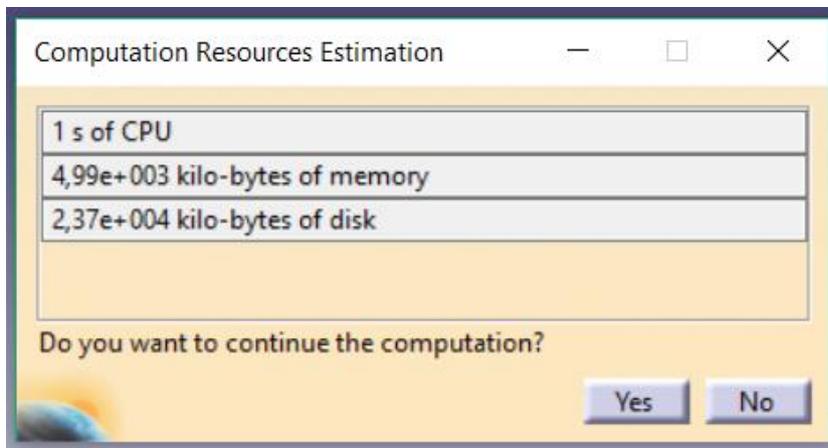


Figura 4.57 Tiempo y memoria que ocupa el análisis

Pero como ya se vio, sólo realizando estos pasos se suele cometer un error bastante alto, aunque en este caso no tanto. Para mayor exactitud y precisión de los cálculos se realizará un segundo análisis como se comentó anteriormente pero esta vez limitando el error máximo global a un 5%. Como se aprecia en la figura 4.58, el error que se había cometido antes era de un 6.68%.

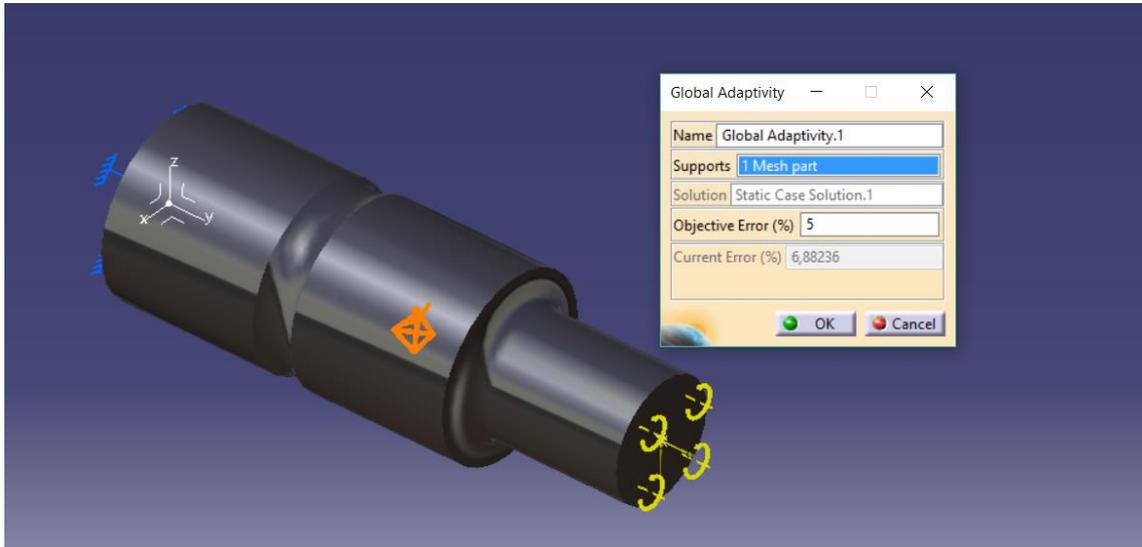


Figura 4.58 Fijación del máximo error posible

La siguiente figura 4.59 muestra ya el mallado de la pieza que se ha realizado con la adaptación del error que se ha fijado.

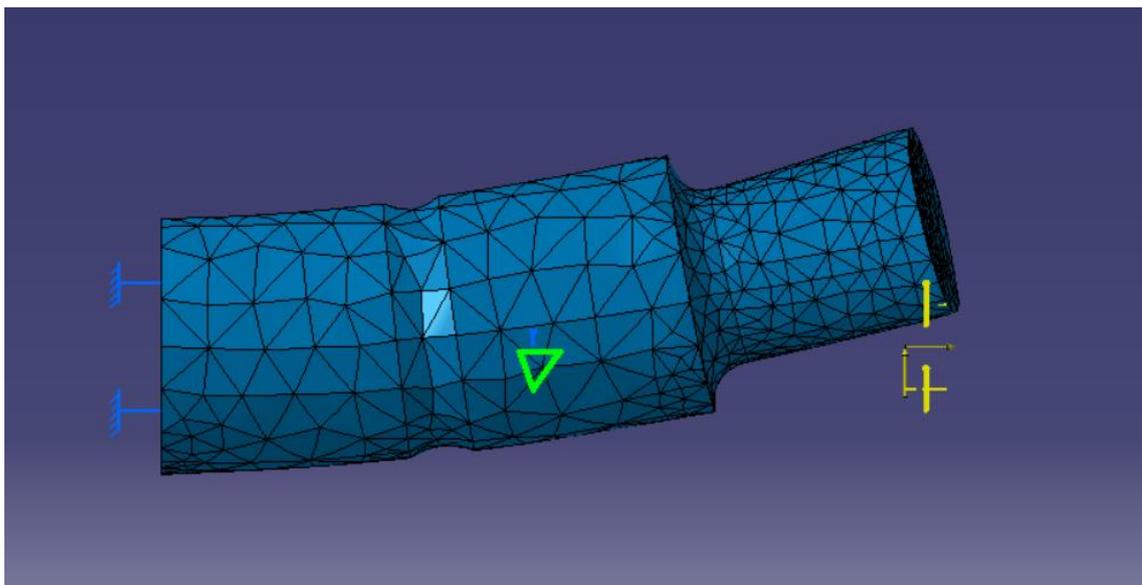


Figura 4.59 Deformación de la pieza

A continuación, figura 4.60, se muestra un resumen de la información de nodos y elementos con que se va a tratar esta pieza.

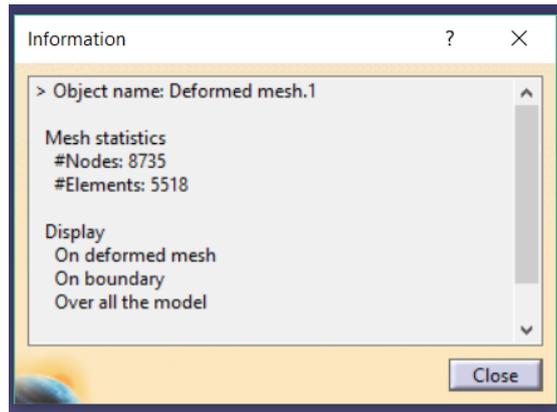


Figura 4.60 Resumen de numero de nodos elementos

Las siguientes figuras muestran la tensión de Von Mises, desplazamientos, esfuerzos principales normales, esfuerzos cortantes, tensor de tensiones y margen de error cometido en el análisis.

En la figura 4.61 se muestra la Tensión Von Mises, como se aprecia en dicha imagen al aplicar un cortante en dirección ascendente y un axil de tracción además de un torsor, la pieza se retuerce produciéndose la máxima tensión en la parte inferior del eje donde tiene menor diámetro.

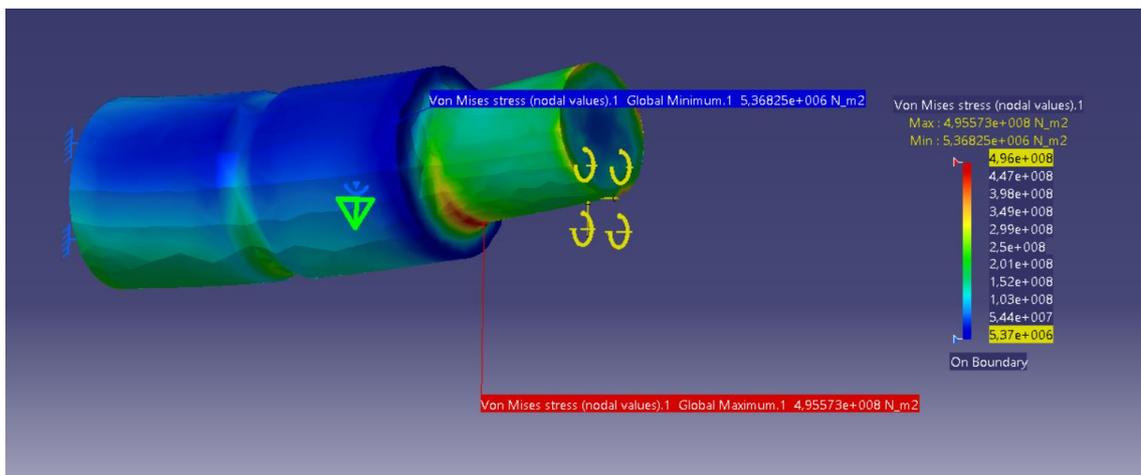


Figura 4.61 Máximo y mínimo tensión de Von Mises

Los desplazamientos son máximos en el extremo del eje, como se muestra de color rojo en la figura 4.62

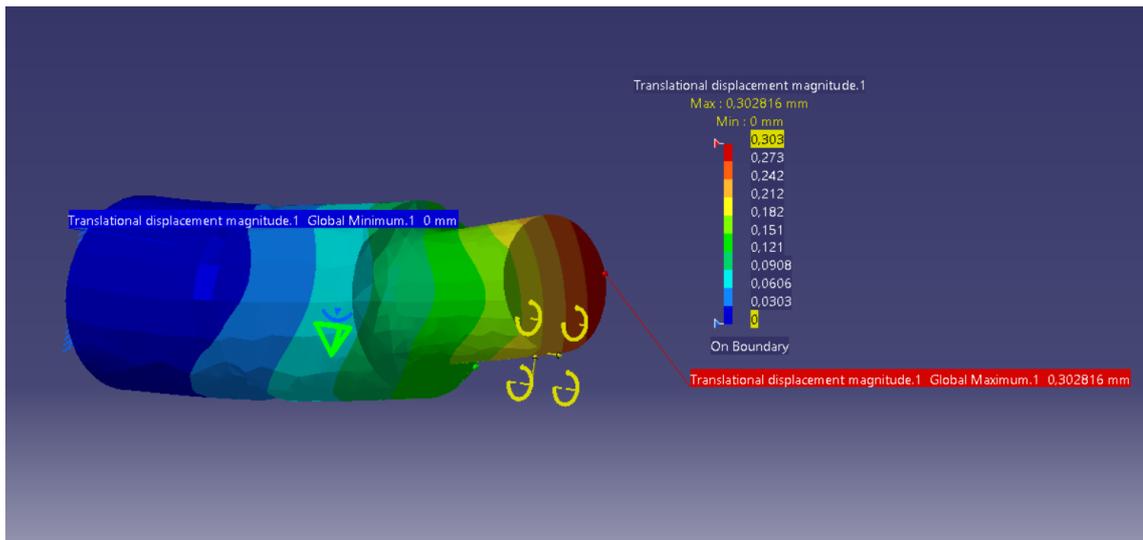


Figura 4.62 Máximo y mínimo desplazamientos

Como ya se comentó en la pieza 1, existen diferentes formas de medir las tensiones principales, tensión cortante y tensor de tensiones. Estos se pueden medir en los nodos o en los elementos, en este caso se ha realizado la medición en los nodos, representado en la figura 4.63 los esfuerzos principales.

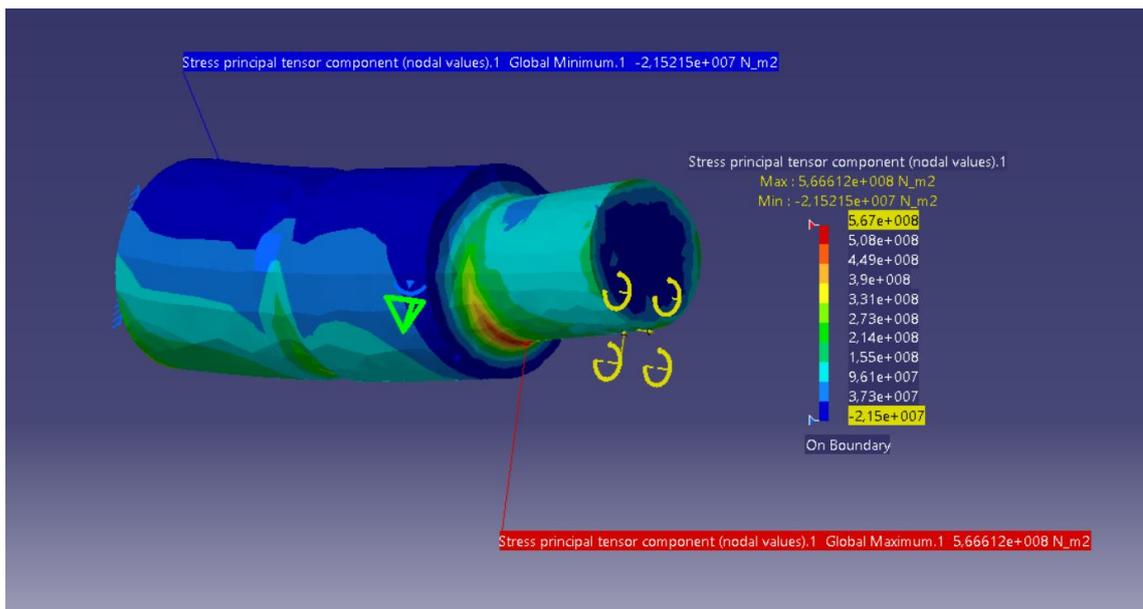


Figura 4.63 Máximo y mínimo esfuerzos principales

En la figura 4.64 se observa al igual que para la tensión de Von Mises, que la máxima concentración de esfuerzos cortantes se produce en la zona inferior del eje donde tiene menor diámetro.

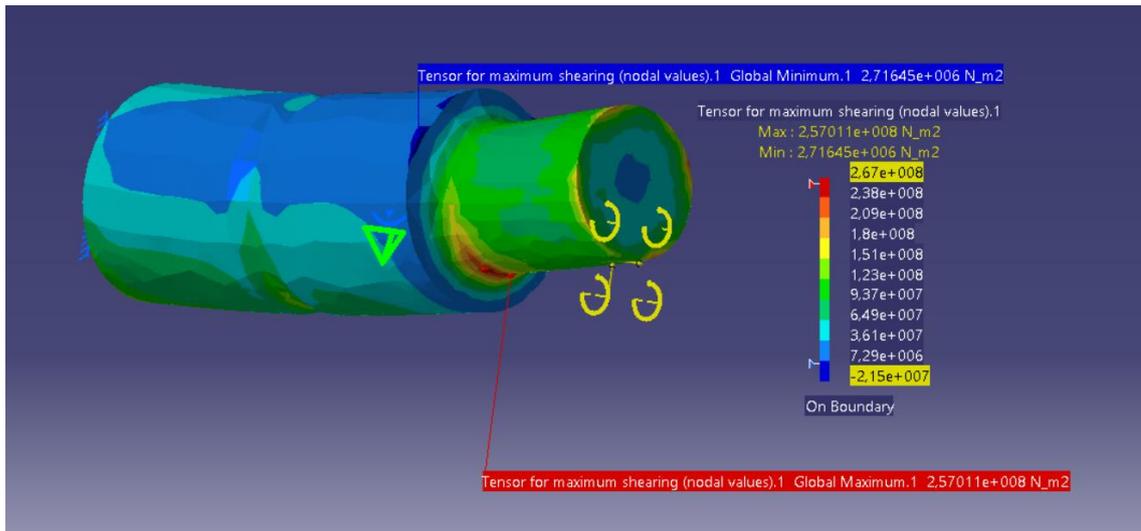


Figura 4.64 Máximo y mínimo esfuerzos cortantes

Los valores aumentan cuando se representa la concentración de esfuerzos principales máximos en valor absoluto figura 4.65.

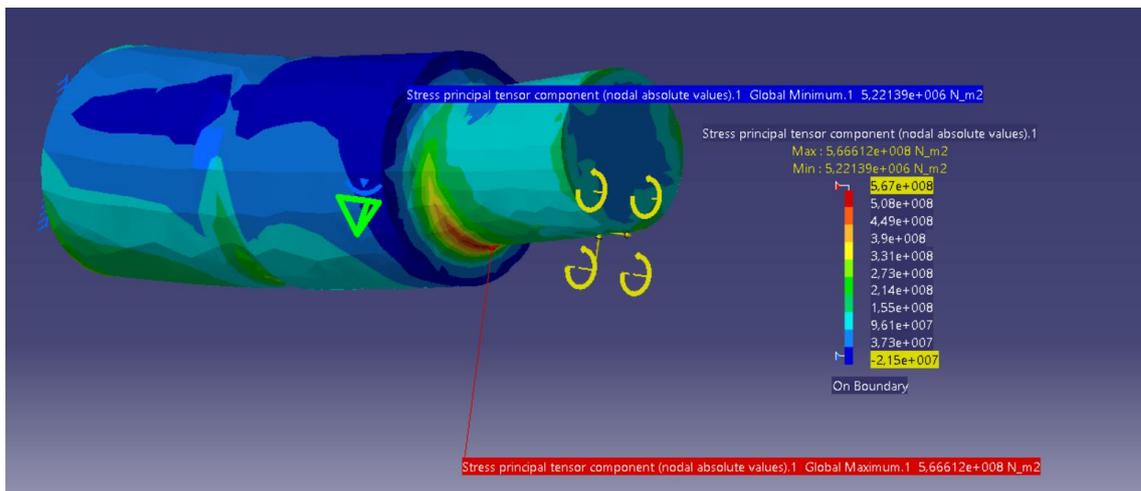


Figura 4.65 Máximo y mínimo concentración de esfuerzos máximo

En la figura 4.66 se muestra el tensor de tensiones, es decir los esfuerzos combinados tanto de tensión normal como cortante.

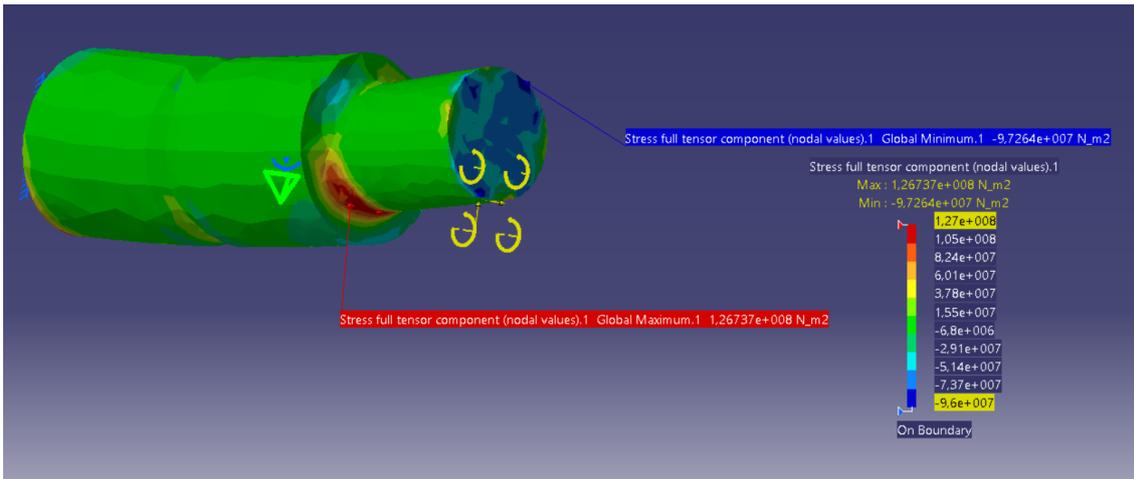


Figura 4.66 Máximo y mínimo del tensor de tensiones

En respuesta a lo que pregunta el enunciado de este problema, claramente y sin hacer ningún cálculo se puede observar cómo la máxima concentración de tensiones se produce en el cilindro de menor diámetro donde el radio de acuerdo o radio de entalla es de 6 mm. Para estudiar si algún punto de la pieza plastifica se compara el límite elástico del material,  $S_y=900$  MPa, y la máxima tensión de Von Mises, (figura 4.61),  $\sigma=4.95 \cdot 10^8$  Pa. Por lo tanto en esta pieza estudiada no se producirá fallo.

Para finalizar este análisis se muestra en la figura 4.67 dónde se ha cometido el mayor error en términos de energía.

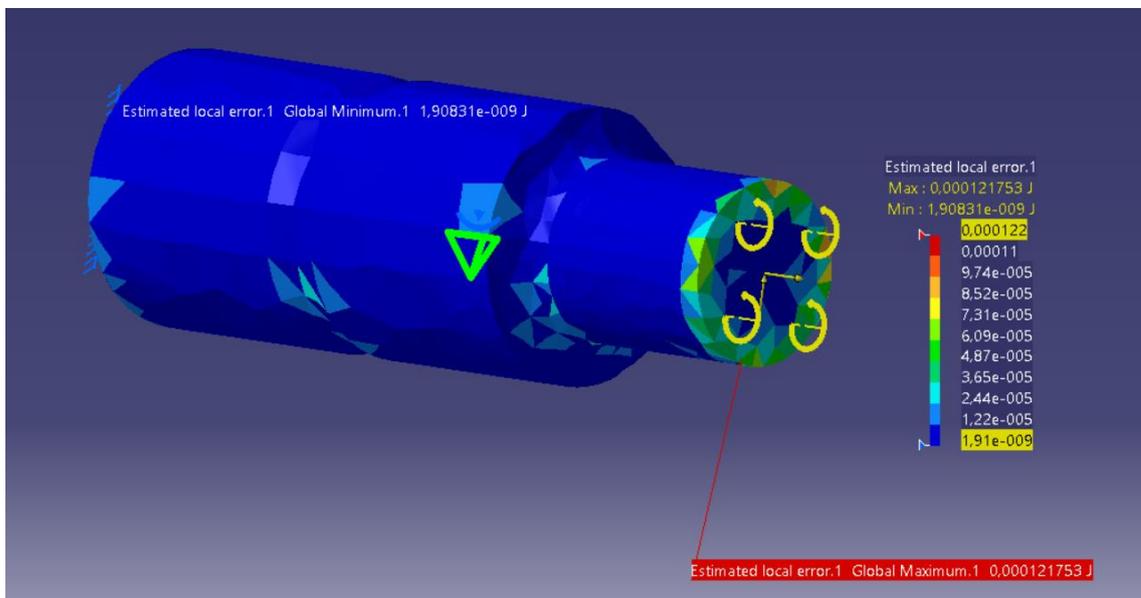


Figura 4.67 Máximo y mínimo error de energía

La figura 4.68 muestra el nuevo error cometido, inferior al 5% marcado por el usuario, e información acerca del material con el que se han realizado los cálculos.

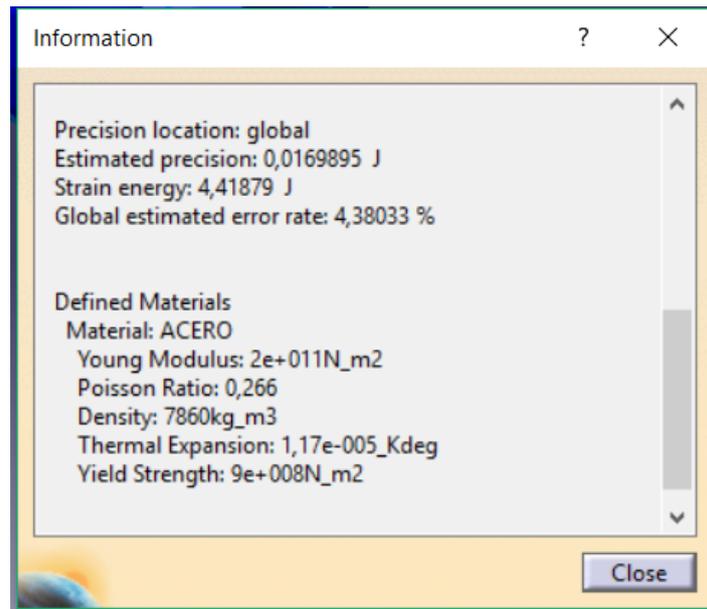


Figura 4.68 Error global cometido

En el Anexo I se muestra el resumen que ofrece CATIA de este análisis.

#### 4.4. PIEZA 4

El resorte de torsión de la figura 4.69 está realizado en alambre de acero ( $S_{ut}=1500$  MPa,  $S_{yt}=1200$  MPa) de 3 mm de diámetro. Los extremos de dicho resorte, que trabajan como si estuvieran empotrados en la sección A, deben soportar una carga  $P$  de 70 N. Está fabricado por estirado en frío.

- a) Determinar si se producirá fallo en algún punto de dicho resorte.

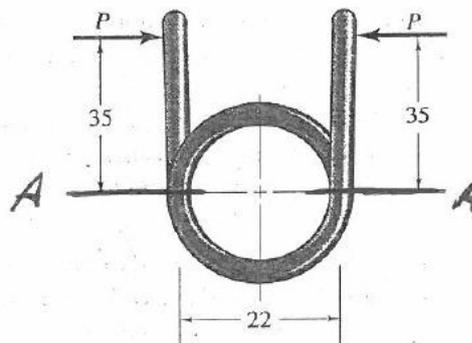


Figura 4.69 Pieza 4

El alambre del resorte, representado ya con Catia, figura 4.70, tiene 3mm de diámetro, como se muestra a continuación.

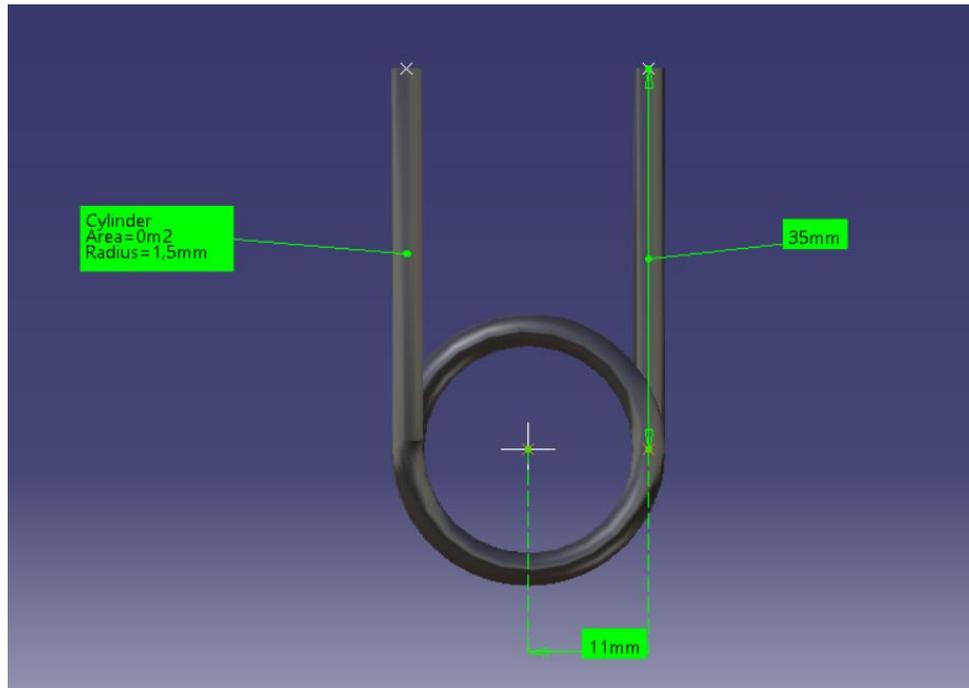


Figura 4.70 Descripción de la pieza a analizar

Los pasos a seguir son los mismos que en las piezas anteriores, primero se colocan las condiciones de contorno de ésta, que son dos empotramientos, figura 4.71. Estos empotramientos se hacen donde se une el extremo recto del muelle con la parte que ya empieza a doblarse. Resultando esta como si se analizara una barra empotrada en un extremo.

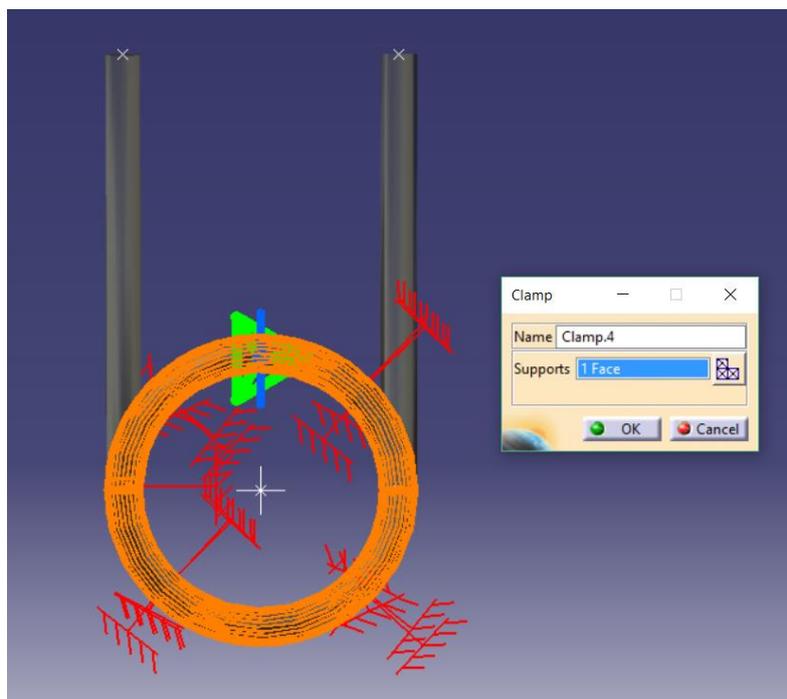


Figura 4.71 Condiciones de contorno

Seguidamente se aplican las fuerzas por las que está afectada esta pieza, figura 4.72. Estas son iguales y de sentidos opuestos, una en cada extremo del resorte.

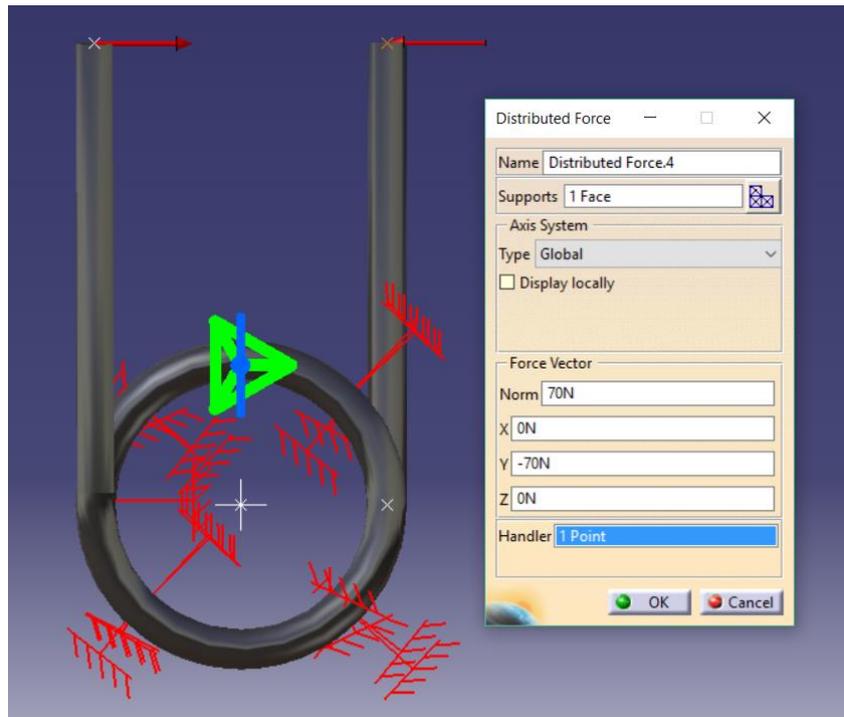


Figura 4.72 Aplicación de fuerzas

Con esto ya se puede realizar el primer análisis de cálculos con un tiempo y una memoria estimados mostrados en la figura 4.73

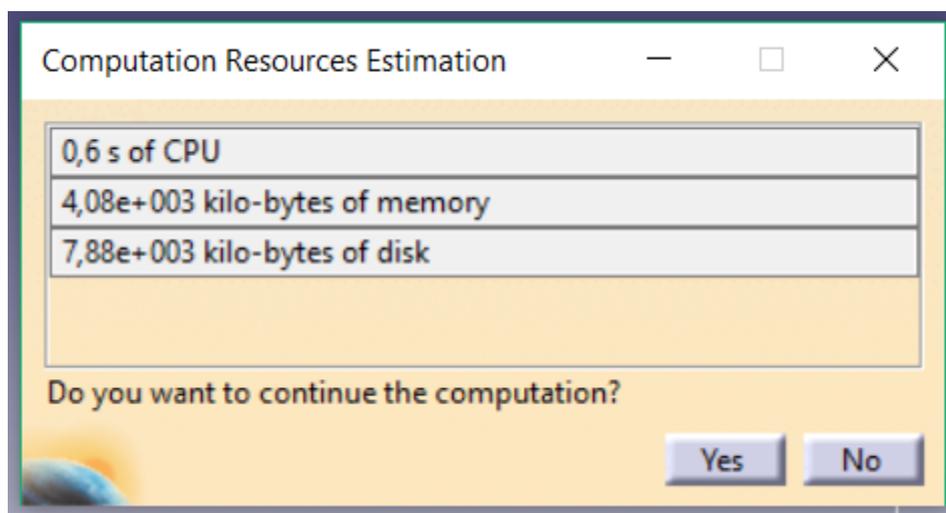


Figura 4.73 Tiempo y memoria que ocupa el análisis

Pero, como ya se sabe, el error cometido es bastante alto, en este caso de un 19.80%, algo inaceptable. Por lo tanto, se adaptará el análisis para que el máximo

error que cometa sea del 5%, tal y como se muestra en la figura 4.74, y como se viene realizando en los casos anteriores.

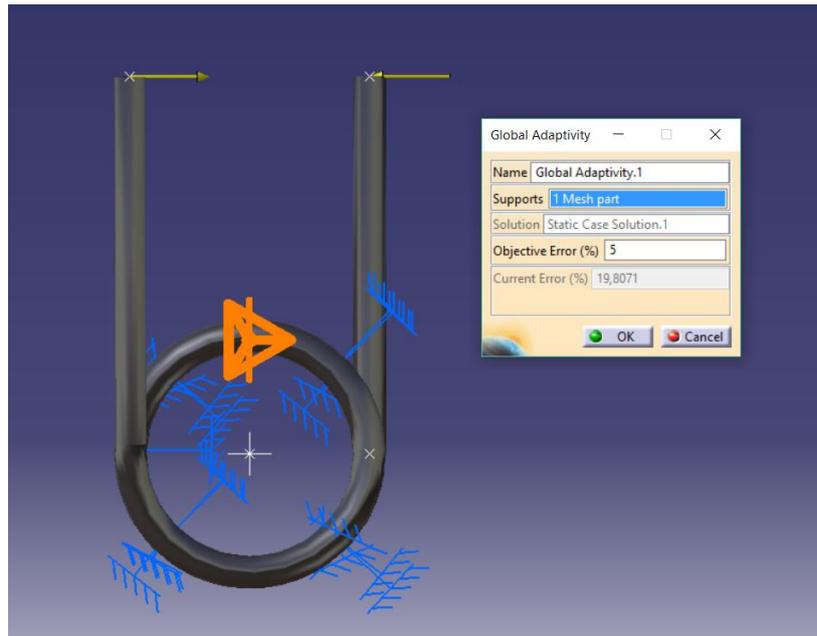


Figura 4.74 Fijación del máximo error posible

A continuación se muestra la malla que el programa ha establecido. Ésta se puede apreciar en la figura 4.75, siendo ésta de menor tamaño donde existe mayor concentración de esfuerzos, en el empotramiento. En esta figura también se puede ver la deformada que sufre el muelle.

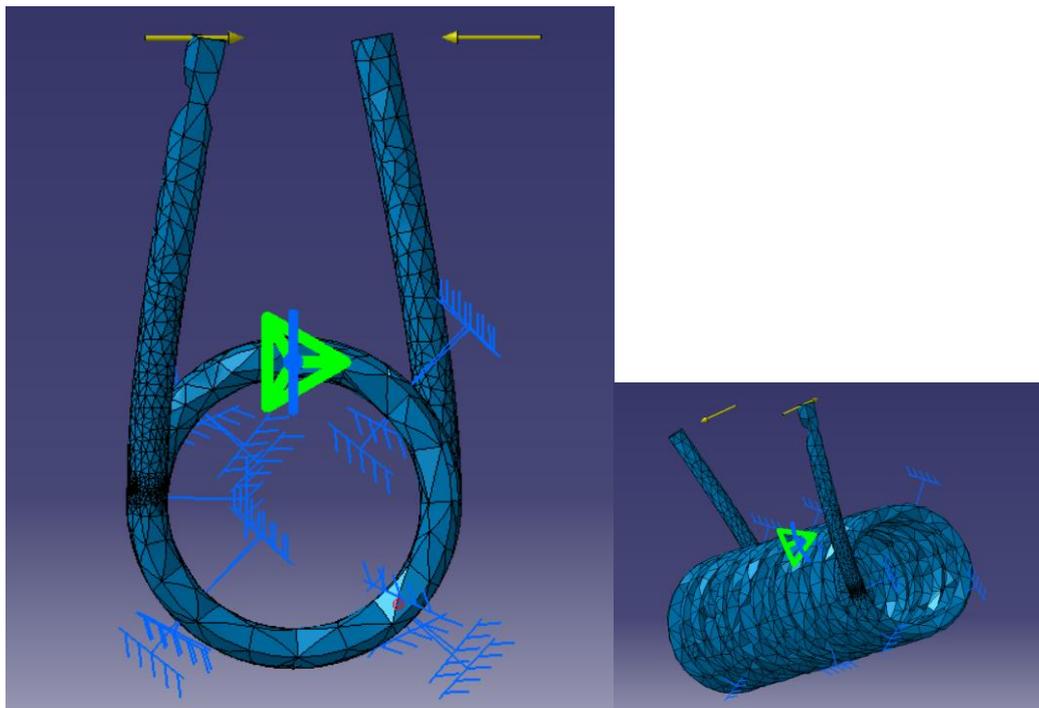


Figura 4.75 Deformación de la pieza

El número de nodos y elementos que se han utilizado se muestran en la figura 4.76

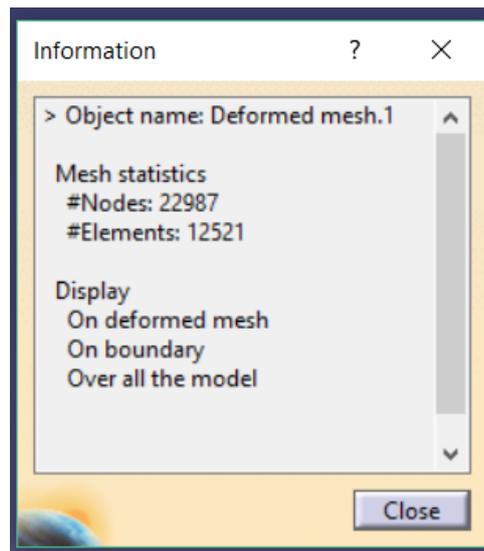


Figura 4.76 Resumen de numero de nodos y elementos

Ahora se mostrarán las imágenes del análisis realizado:

Como se puede ver en la figura 4.77, la máxima tensión de Von Mises se concentra en el extremo donde está empotrado el alambre del muelle.

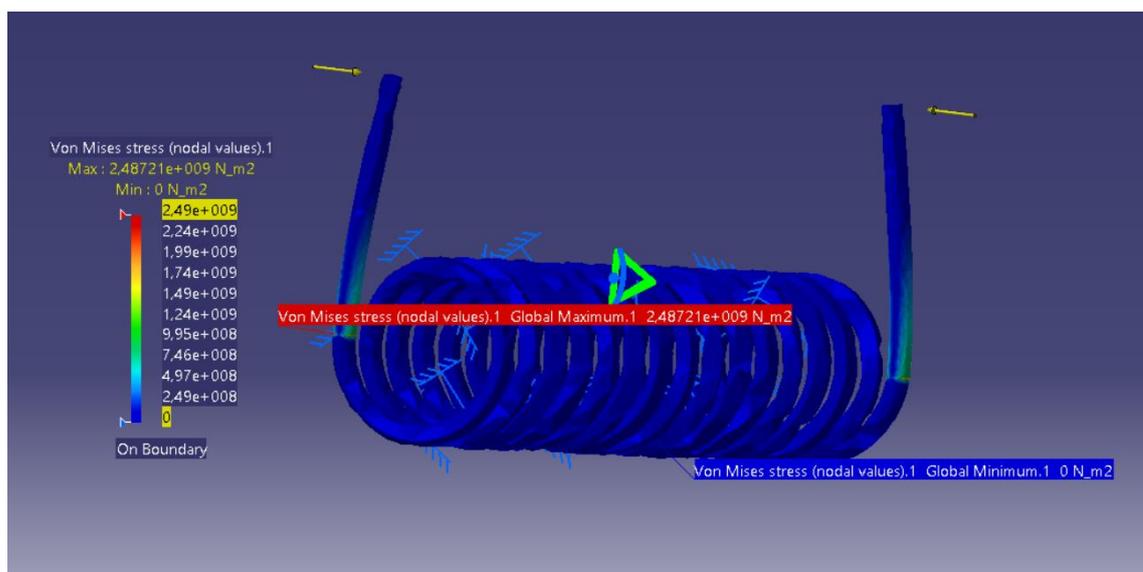


Figura 4.77 Máxima y mínima tensión de Von Mis

Sin embargo los desplazamientos, figura 4.78, como es lógico y ya que en el empotramiento no se puede desplazar, se producen en el extremo opuesto a éste. Se aprecia perfectamente por la escala de colores como a medida que se aleja del empotramiento el desplazamiento va siendo mayor.

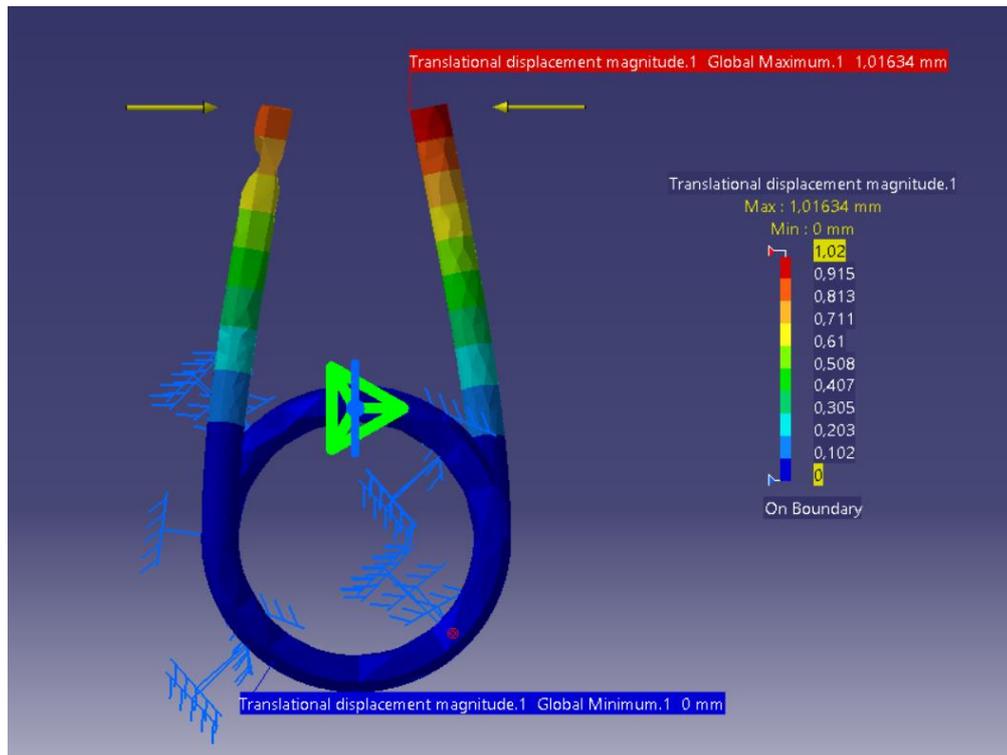


Figura 4.78 Máximo y mínimo desplazamiento

Los esfuerzos principales normales mostrados en la figura 4.79 se producen como se podía esperar en los extremos empotrados.

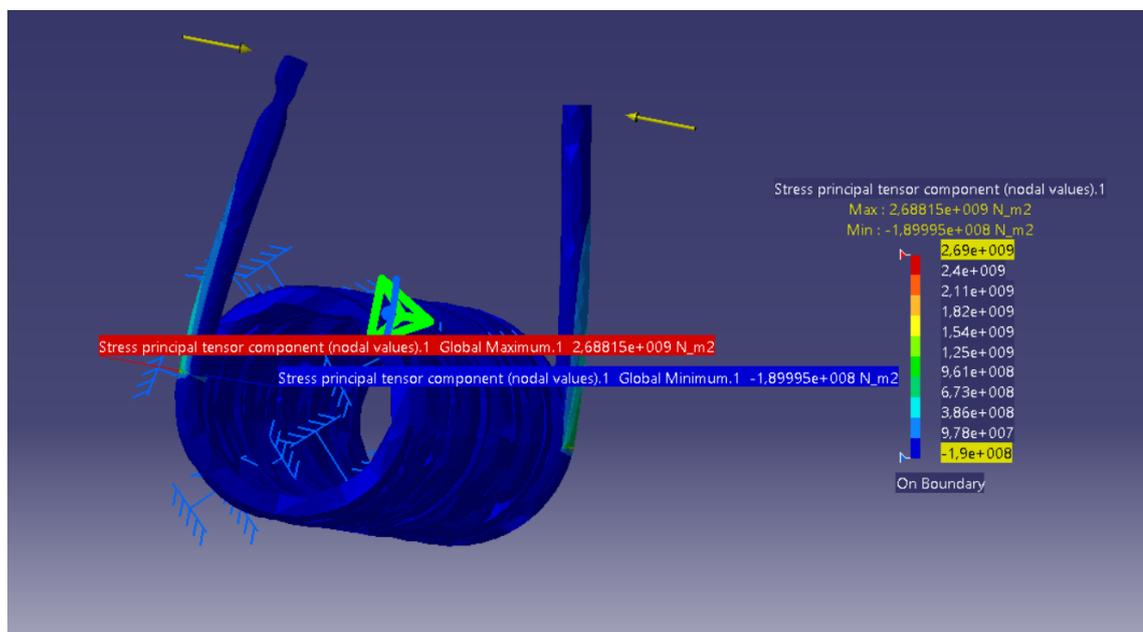


Figura 4.79 Máximo y mínimo esfuerzos principales

Al igual que antes los esfuerzos cortantes también tienen sus máximos en los empotramientos como se aprecia en la figura 4.80.

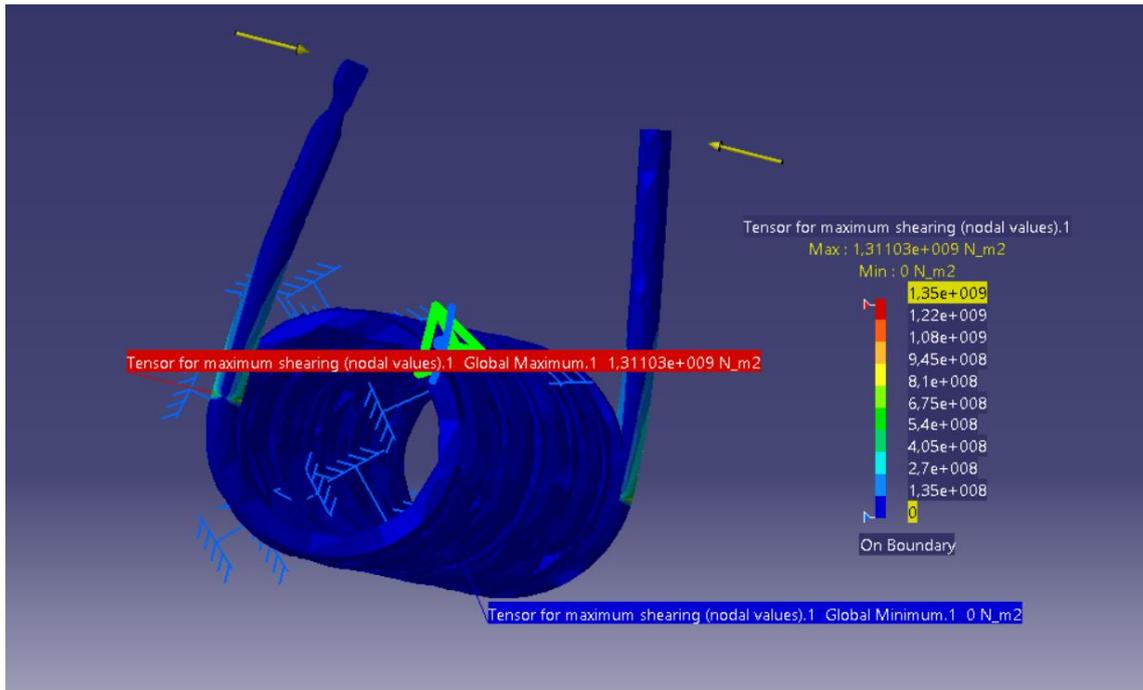


Figura 4.80 Máximo y mínimo esfuerzo cortante

En la figura 4.81 se ilustra la concentración de esfuerzo principal máximo en valor absoluto.

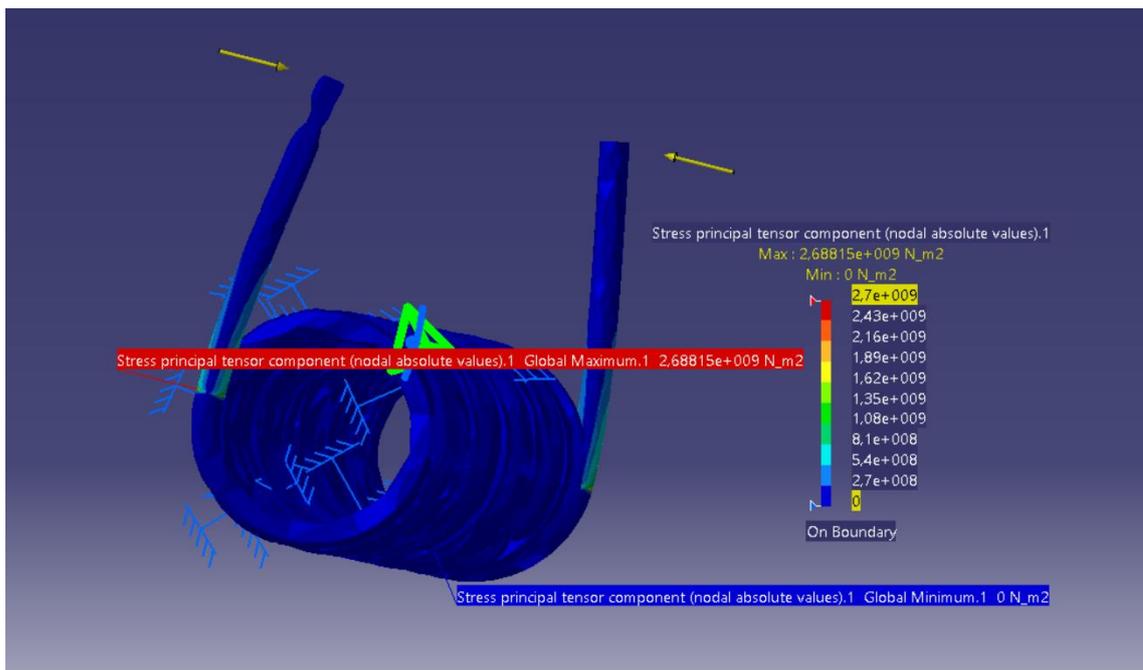


Figura 4.81 Máximo y mínimo concentración de esfuerzo máximo

Para representar los esfuerzos combinados de tensión normal y cortante se clicla en la opción de *tensor componet* como se viene explicando a lo largo del trabajo.

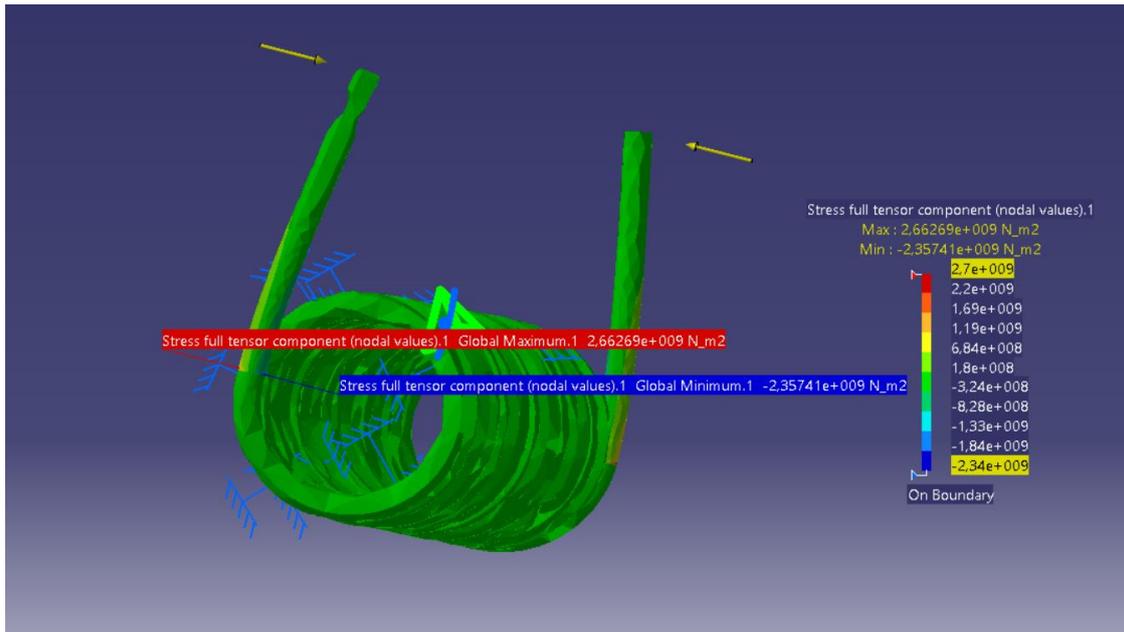


Figura 4.82 Máximo y mínimo del tensor de tensiones

Como el limite elástico  $S_{yt}=1200$  MPa es mayor que la tensión de Von Mises (figura 4.77)  $\sigma=2.48 \cdot 10^9$  Pa. Se concluye que ningún punto del muelle sufrirá fallo con estas cargas.

Para finalizar se muestra el margen de error cometido en términos de energía, que como se muestra en la figura 4.83 se produce donde está la mayor concentración de tensión, es decir, en el empotramiento.

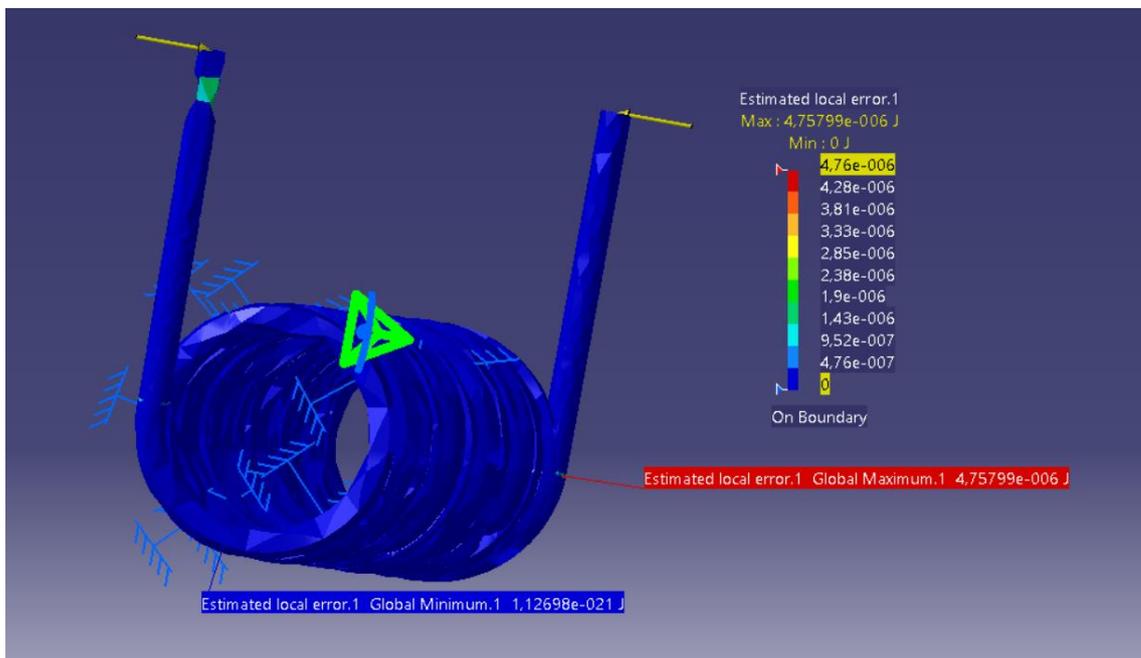
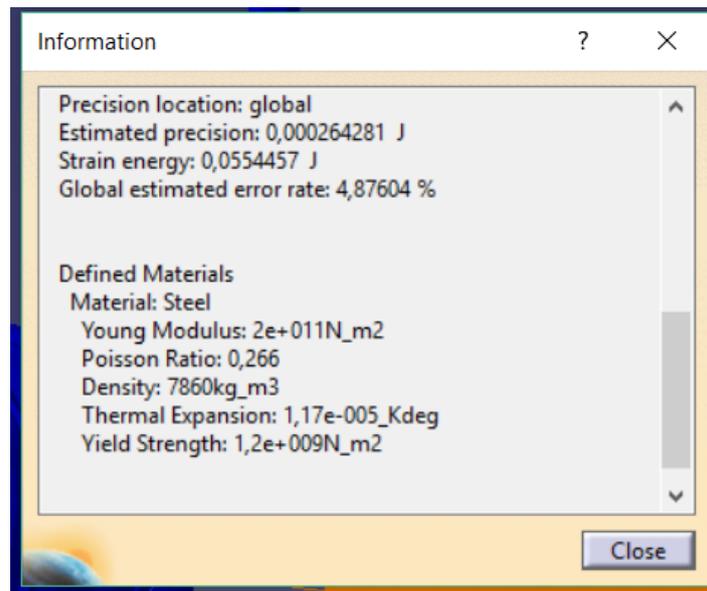


Figura 4.83 Máximo y mínimo error de energía

En la siguiente figura 4.84 se muestra un resumen del error global del análisis una vez corregido éste y siendo inferior al 5% marcado.



*Figura 4.84 Error global cometido*

En el Anexo I se muestra el documento que proporciona el programa con la información del análisis.



## CAPÍTULO 5. CONCLUSIONES Y LINEAS FUTURAS

### 5.1 CONCLUSIONES

Catia no es el único programa capaz de realizar análisis mediante el método de elementos finitos, existen otros muchos más como por ejemplo Nastran, Abaqus, o Ansys.

Este trabajo se ha llevado a cabo con Catia V5 porque es el programa más utilizado en la EII. En el grado de Ingeniera Mecánica hay una asignatura obligatoria específica de DAO (diseño asistido por ordenador) donde el programa usado es Catia V5, por lo tanto como los alumnos de la asignatura Diseño de Maquinas ya tienen unos conocimientos previos del programa, se aprovecha esta situación y se escoge el uso de este programa para así ahorrarse el tiempo que deberían dedicar los alumnos a familiarizarse con un entorno de simulación nuevo. Tiene un peso bastante fuerte en casi todos los ámbitos de la industria. El módulo con el que se ha realizado este proyecto no se imparte como docencia en la escuela, por lo que se ha tenido que estudiar y aprender a manejar específicamente para este trabajo.

Como conclusiones se puede decir que Catia V5 es un programa único, completo y que permite estudiar toda la vida de una pieza, desde su creación hasta su vida en servicio. Los resultados que ofrece Catia son buenos siempre y cuando se acote el error que se permite cometer. Además son más que aceptables y la representación de ellos se realiza de la forma más intuitiva que existe en el mercado. Por esto y por poner en práctica lo aprendido hasta ahora durante el grado, se decidió realizarlo con Catia V5.

Como se puede comprobar, los análisis realizados permiten una rápida interpretación de donde se encuentra el lugar geométrico más propenso para ocurrir el fallo.

Con los cuatro ejemplos analizados a lo largo del trabajo se ha intentado ayudar al usuario a poder realizar cualquier análisis de un diseño estático que se proponga, ya que se han explicado estas simulaciones paso por paso.

### 5.2. LINEAS FUTURAS

Como líneas futuras se anima al usuario a realizar los mismos cálculos con otro software y a comprobar el correcto funcionamiento de los mismos. También a buscar una solución para poder realizar el análisis de piezas con material frágil, ya que Catia V5 comete un error que no permite poder realizarlo.

Otra posible línea de investigación para el futuro sería realizar análisis de piezas sometidas a cargas variables o piezas rotatorias, es decir, a fatiga.



## BIBLIOGRAFÍA

- [1] EEES (Espacio Europeo de Educación Superior)  
<http://www.eees.es/es/universidades> Último acceso 17 de Junio de 2017
- [2] Guía docente Universidad de Cantabria <http://web.unican.es/estudios/detalle-asignatura?c=G755&p=109&a=2017> Último acceso 19 de Junio de 2017
- [3] Guía docente Universidad Autónoma de Barcelona  
[http://gaonline.euss.es/codi/GuiesDocents/FitxaAssignaturaGrau.php?IdiomaAss=ESP&CodiAss=200244\\_GME01&pla=GME01&CursAss=2017&TipusGuia=2](http://gaonline.euss.es/codi/GuiesDocents/FitxaAssignaturaGrau.php?IdiomaAss=ESP&CodiAss=200244_GME01&pla=GME01&CursAss=2017&TipusGuia=2) Último acceso 19 de Junio de 2017
- [4] Guía docente Escuela Técnica Superior de Ingeniería Universidad de Huelva  
<http://www.uhu.es/etsi/guia-de-asignatura/?codigo=606410212> Último acceso 18 de Junio de 2017
- [5] Guía docente Universidad de Sevilla  
[http://www.us.es/estudios/grados/plan\\_207/asignatura\\_2070026](http://www.us.es/estudios/grados/plan_207/asignatura_2070026) Último acceso 20 de Junio de 2017
- [6] Catia V5 <https://www.3ds.com/es/productos-y-servicios/catia/> Ultimo acceso: 25 Junio de 2017
- [7] Programa MEF Nastran <http://www.mscsoftware.com/product/msc-nastran> Último acceso 28 de Junio de 2017
- [8] Programa MEF Abaqus <https://www.3ds.com/es/productos-y-servicios/simulia/productos/abaqus/> Último acceso 28 de Junio de 2017
- [9] Programa MEF Solidworks <http://www.solidworks.es/sw/purchase/contact-sales.htm?Source=EUROWEST-ES-REQUEST-A-CONTACT-GOOGLE-ADWORDS&mktid=6603&gclid=CJXrajS3dQCFWko0wodbn0JgQ> Último acceso 28 de Junio de 2017
- [10] Programa MEF Ansys <http://www.ansys.com/> Último acceso 28 de Junio de 2017
- [11] Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, Octava edición, Mc Graw Hill 2008
- [12] L. del Val, M.Herráez, M.A. Martín, F. Romano, Apuntes de la asignatura Diseño de Máquinas. Grado en Ingeniería Mecánica. Escuela de Ingenierías Industriales. Universidad de Valladolid. Curso 2015-2016
- [13] R.A. Mireles Palomares, "Tesis Teoría de falla y sus aplicaciones", Febrero de 1992, San Nicolás de los Garza N.L. (México)

- [14] Método de análisis por elementos finitos  
[http://catarina.udlap.mx/u\\_dl\\_a/tales/documentos/lim/moises\\_g\\_lf/capitulo5.pdf](http://catarina.udlap.mx/u_dl_a/tales/documentos/lim/moises_g_lf/capitulo5.pdf)  
Último acceso 29 de Junio de 2017
- [15] Dassault Systemes. <http://www.3ds.com> Último acceso 26 de Junio de 2017
- [16] Catia V5 FEA Tutorials  
[https://books.google.es/books?id=IZHcY3hyJyEC&printsec=frontcover&hl=es&source=gbg\\_summary\\_r&cad=0#v=onepage&q&f=false](https://books.google.es/books?id=IZHcY3hyJyEC&printsec=frontcover&hl=es&source=gbg_summary_r&cad=0#v=onepage&q&f=false) Último acceso 29 de Junio de 2017
- [17] J.A. Vasquez Angulo, Análisis y diseño de piezas con CATIA V5, 2ª edición, Marcombo 2012

# ANEXO I: ANÁLISIS REALIZADO POR CATIA V5

## Pieza 1 sin corregir

### MESH:

Entity	Size
Nodes	3374
Elements	1810

### ELEMENT TYPE:

Connectivity	Statistics
TE10	1810 ( 100,00% )

### Materials.1

<b>Material</b>	ACERO AISI 1095
<b>Young's modulus</b>	2e+011N_m2
<b>Poisson's ratio</b>	0,266
<b>Density</b>	7860kg_m3
<b>Coefficient of thermal expansion</b>	1,17e-005_Kdeg
<b>Yield strength</b>	4,6e+008N_m2

## Static Case

### Boundary Conditions

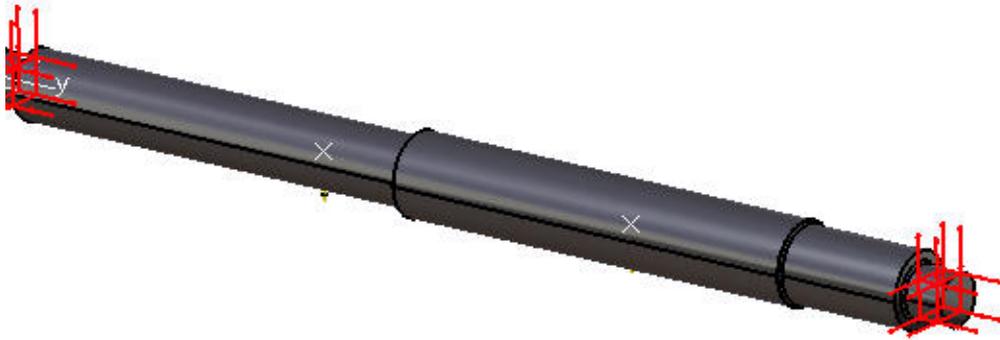


Figure 1

### STRUCTURE Computation

Number of nodes	:	3374
Number of elements	:	1810
Number of D.O.F.	:	10122
Number of Contact relations	:	0
Number of Kinematic relations	:	0

Parabolic tetrahedron : 1810

### RESTRAINT Computation

Name: Restraints.1

Number of S.P.C : 420

### LOAD Computation

Name: Loads.1

Applied load resultant :

Fx	=	-7	.	516e-009	N
Fy	=	7	.	867e-008	N
Fz	=	-6	.	600e+003	N
Mx	=	-2	.	303e+003	Nxm
My	=	-3	.	816e-008	Nxm
Mz	=	-3	.	592e-010	Nxm

### STIFFNESS Computation

Number of lines	:	10122		
Number of coefficients	:	364197		
Number of blocks	:	1		
Maximum number of coefficients per bloc	:	364197		
Total matrix size	:	4	.	21 Mb

### SINGULARITY Computation

Restraint: Restraints.1

Number of local singularities	:	0
Number of singularities in translation	:	0
Number of singularities in rotation	:	0
Generated constraint type	:	MPC

### CONSTRAINT Computation

Restraint: Restraints.1

Number of constraints	:	420
Number of coefficients	:	0
Number of factorized constraints	:	420
Number of coefficients	:	0
Number of deferred constraints	:	0

### FACTORIZED Computation

Method	:	SPARSE
Number of factorized degrees	:	9702
Number of supernodes	:	860
Number of overhead indices	:	70602
Number of coefficients	:	1597167

Maximum front width : 690  
 Maximum front size : 238395  
 Size of the factorized matrix (Mb) : 12 . 1854  
 Number of blocks : 1  
 Number of Mflops for factorization : 4 . 383e+002  
 Number of Mflops for solve : 6 . 437e+000  
 Minimum relative pivot : 5 . 210e-003

### DIRECT METHOD Computation

Name: Static Case Solution.1

Restraint: Restraints.1

Load: Loads.1

Strain Energy : 3.524e-001 J

Equilibrium

Components	Applied Forces	Reactions	Residual	Relative Magnitude Error
Fx (N)	-7.5161e-009	4.9368e-009	-2.5793e-009	9.2479e-013
Fy (N)	7.8668e-008	-7.4256e-008	4.4120e-009	1.5819e-012
Fz (N)	-6.6000e+003	6.6000e+003	1.6638e-008	5.9656e-012
Mx (Nxm)	-2.3025e+003	2.3025e+003	5.2451e-009	3.0089e-012
My (Nxm)	-3.8156e-008	3.8254e-008	9.8281e-011	5.6381e-014
Mz (Nxm)	-3.5923e-010	7.0654e-010	3.4731e-010	1.9924e-013

### Static Case Solution.1 - Deformed mesh.2

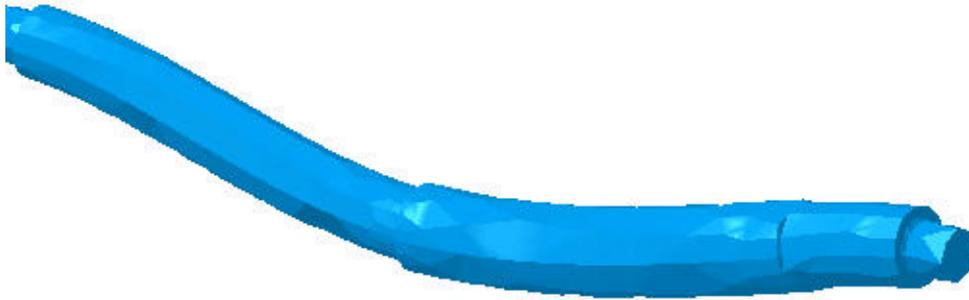


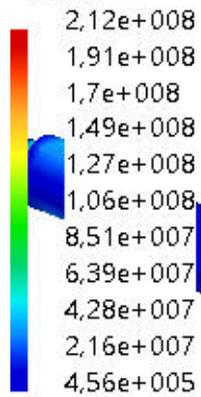
Figure 2

On deformed mesh ---- On boundary ---- Over all the model

**Static Case Solution.1 - Von Mises stress (nodal values).2**

Von Mises stress (nodal values).2

N\_m2



On Boundary

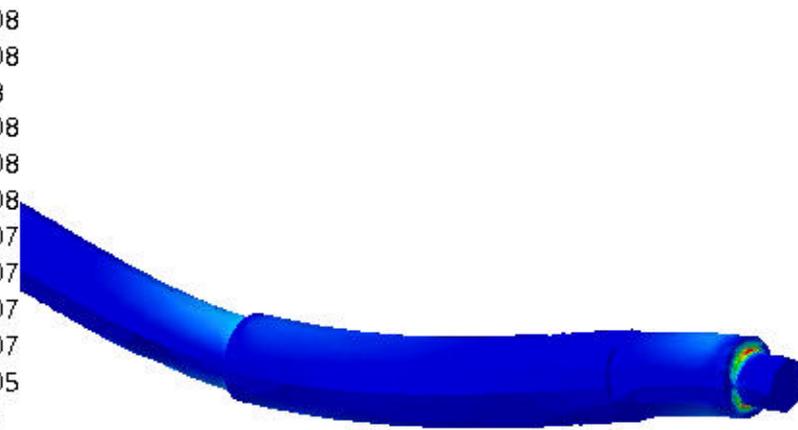


Figure 3

3D elements: : Components: : All

On deformed mesh ---- On boundary ---- Over all the model

### Static Case Solution.1 - Deformed mesh.1

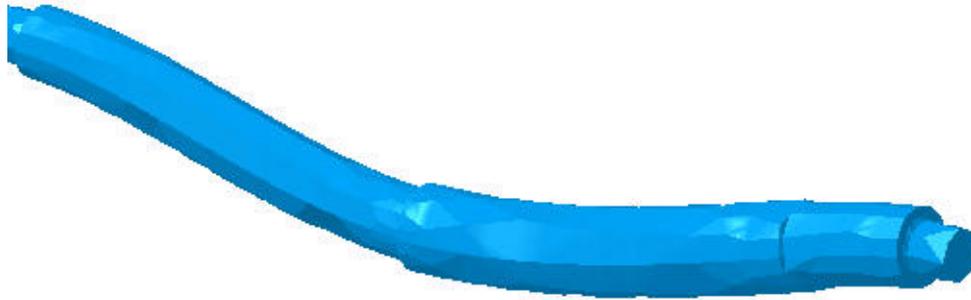


Figure 4

On deformed mesh ---- On boundary ---- Over all the model

**Static Case Solution.1 - Von Mises stress (nodal values).1**

Von Mises stress (nodal values).1

Max : 2,11961e+008 N\_m2

Min : 455609 N\_m2

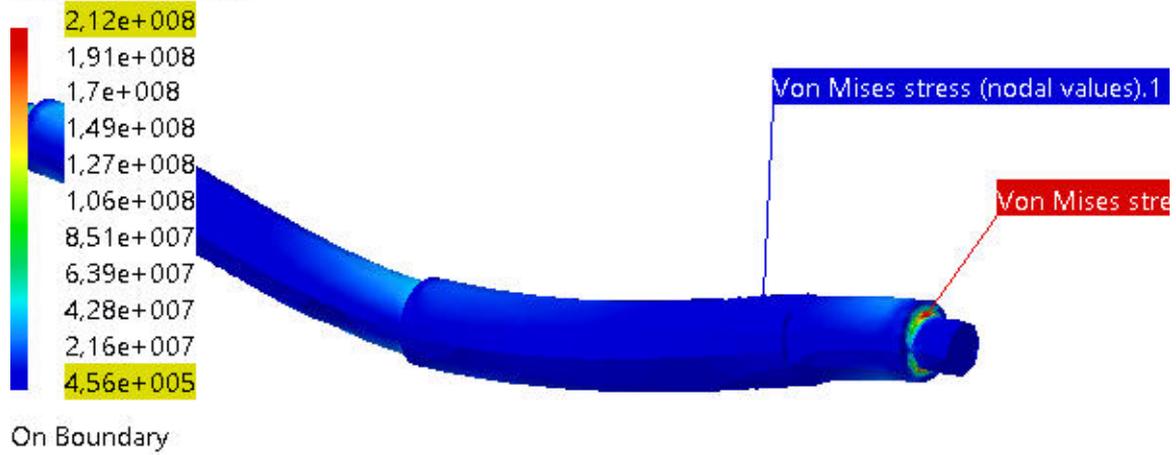


Figure 5

3D elements: : Components: : All

On deformed mesh ---- On boundary ---- Over all the model

### Static Case Solution.1 - Translational displacement magnitude.1

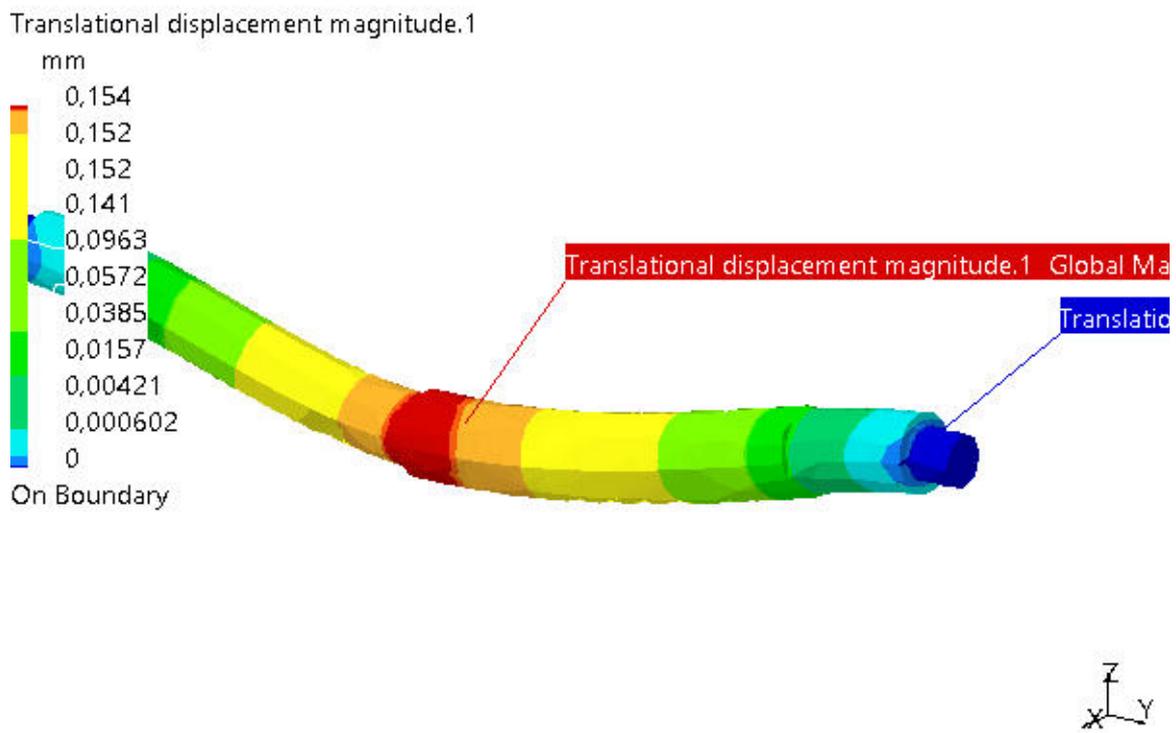


Figure 6

3D elements: : Components: : All

On deformed mesh ---- On boundary ---- Over all the model

**Static Case Solution.1 - Stress full tensor component (element's nodes values).1**

Stress full tensor component (element's nodes values).1

Max: 1,20499e+008 N\_m2

Min: -1,20202e+008 N\_m2

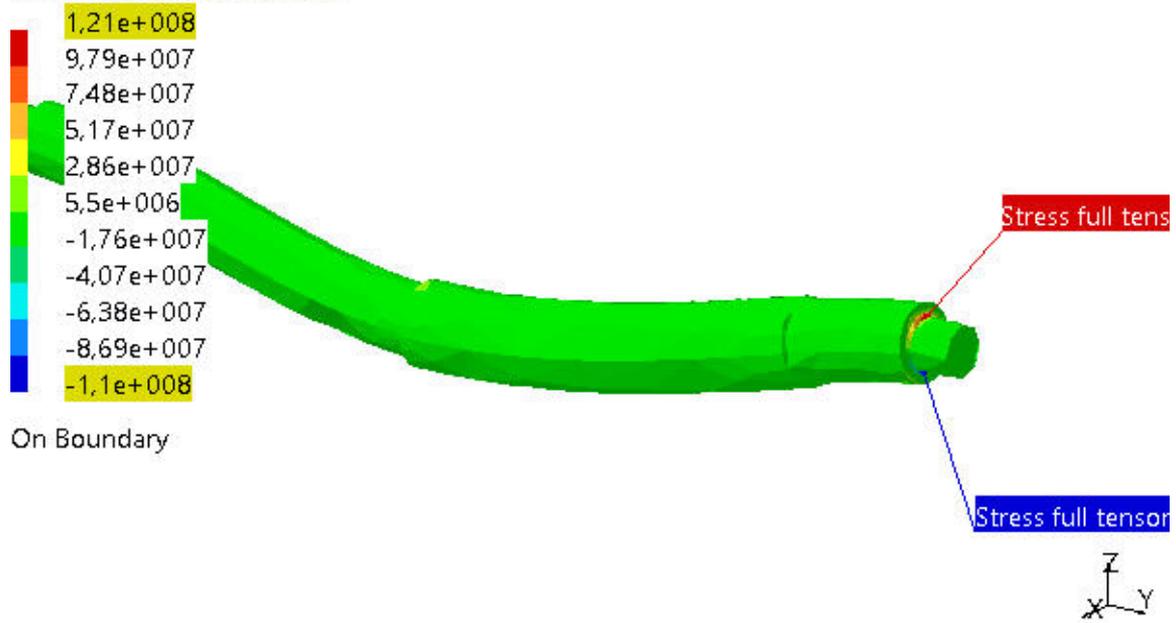


Figure 7

3D elements: : Components: : C11

On deformed mesh ---- On boundary ---- Over all the model

### Static Case Solution.1 - Estimated local error.1

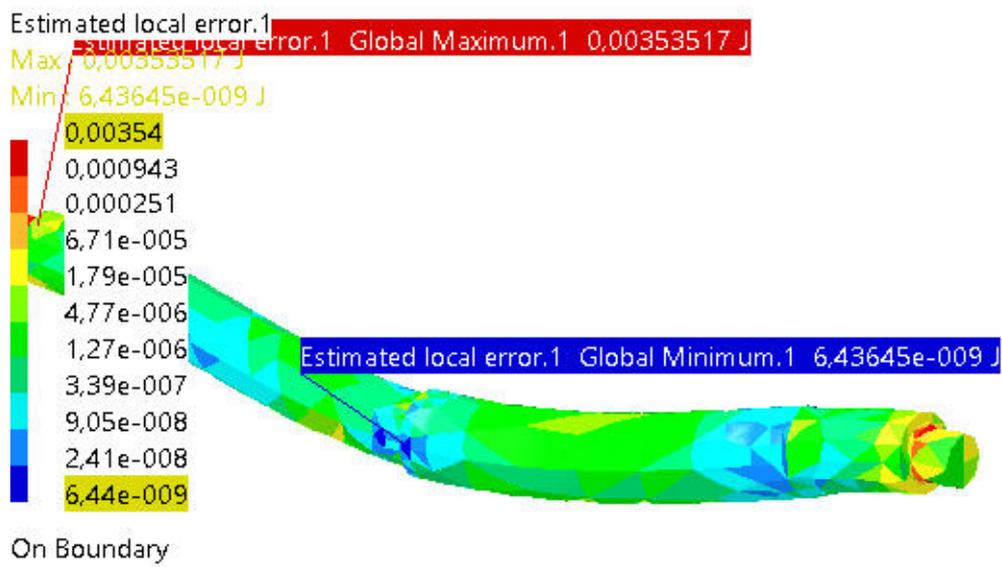


Figure 8

3D elements: : Components: : All

On deformed mesh ---- On boundary ---- Over all the model

## Pieza 1 corregida

### MESH:

Entity	Size
Nodes	145818
Elements	100348

### ELEMENT TYPE:

Connectivity	Statistics
TE10	100348 ( 100,00% )

### Materials.1

<b>Material</b>	ACERO AISI 1095
<b>Young's modulus</b>	2e+011N_m2
<b>Poisson's ratio</b>	0,266
<b>Density</b>	7860kg_m3
<b>Coefficient of thermal expansion</b>	1,17e-005_Kdeg
<b>Yield strength</b>	4,6e+008N_m2

## Static Case

### Boundary Conditions

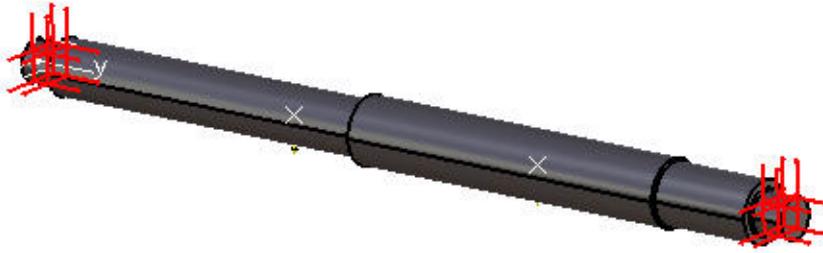


Figure 1

### STRUCTURE Computation

Number of nodes	:	145818
Number of elements	:	100348
Number of D.O.F.	:	437454
Number of Contact relations	:	0
Number of Kinematic relations	:	0

Parabolic tetrahedron : 100348

### RESTRAINT Computation

Name: Restraints.1

Number of S.P.C : 24282

### LOAD Computation

Name: Loads.1

Applied load resultant :

Fx	=	-3	.	936e-008	N
Fy	=	5	.	815e-007	N
Fz	=	-6	.	600e+003	N
Mx	=	-2	.	303e+003	Nxm
My	=	-1	.	918e-008	Nxm
Mz	=	2	.	196e-008	Nxm

### STIFFNESS Computation

Number of lines	:	437454		
Number of coefficients	:	18116433		
Number of blocks	:	37		
Maximum number of coefficients per bloc	:	499998		
Total matrix size	:	208	.	99 Mb

### SINGULARITY Computation

Restraint: Restraints.1

Number of local singularities	:	0
Number of singularities in translation	:	0
Number of singularities in rotation	:	0
Generated constraint type	:	MPC

### CONSTRAINT Computation

Restraint: Restraints.1

Number of constraints	:	24282
Number of coefficients	:	0
Number of factorized constraints	:	24282
Number of coefficients	:	0
Number of deferred constraints	:	0

### FACTORIZED Computation

Method	:	SPARSE
Number of factorized degrees	:	413172
Number of supernodes	:	8031
Number of overhead indices	:	2370564
Number of coefficients	:	410822253

Maximum front width : 6489  
 Maximum front size : 21056805  
 Size of the factorized matrix (Mb) : 3134 . 32  
 Number of blocks : 206  
 Number of Mflops for factorization : 1 . 171e+006  
 Number of Mflops for solve : 1 . 645e+003  
 Minimum relative pivot : 1 . 091e-002

### DIRECT METHOD Computation

Name: Static Case Solution.1

Restraint: Restraints.1

Load: Loads.1

Strain Energy : 4.032e-001 J

Equilibrium

Components	Applied Forces	Reactions	Residual	Relative Magnitude Error
Fx (N)	-3.9362e-008	4.2247e-008	2.8853e-009	1.2150e-012
Fy (N)	5.8149e-007	-5.8124e-007	2.5815e-010	1.0870e-013
Fz (N)	-6.6000e+003	6.6000e+003	-6.8630e-009	2.8899e-012
Mx (Nxm)	-2.3025e+003	2.3025e+003	-4.4433e-009	2.9936e-012
My (Nxm)	-1.9184e-008	1.9183e-008	-1.6924e-012	1.1402e-015
Mz (Nxm)	2.1964e-008	-2.3211e-008	-1.2467e-009	8.3991e-013

### Static Case Solution.1 - Deformed mesh.2

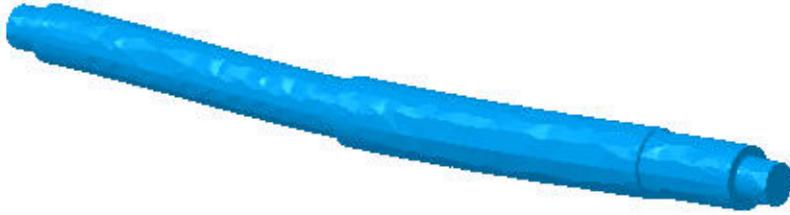


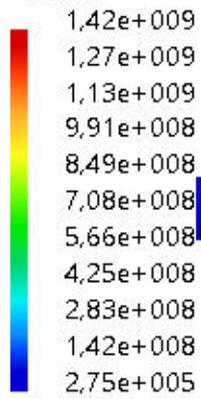
Figure 2

On deformed mesh ---- On boundary ---- Over all the model

**Static Case Solution.1 - Von Mises stress (nodal values).2**

Von Mises stress (nodal values).2

N\_m2



On Boundary

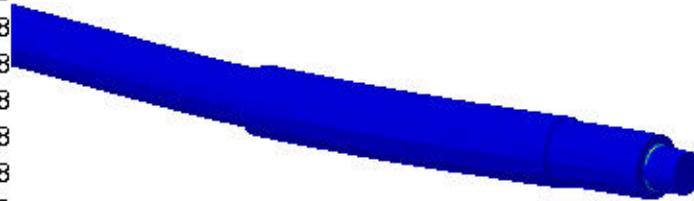


Figure 3

3D elements: : Components: : All

On deformed mesh ---- On boundary ---- Over all the model

### Static Case Solution.1 - Deformed mesh.1

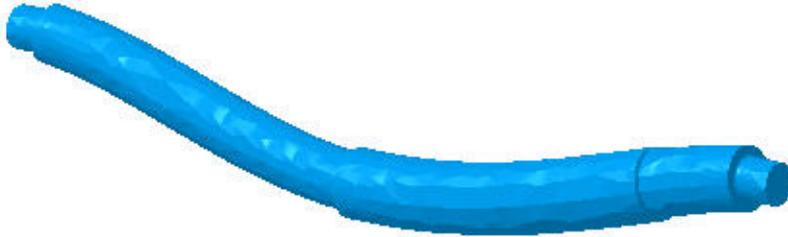


Figure 4

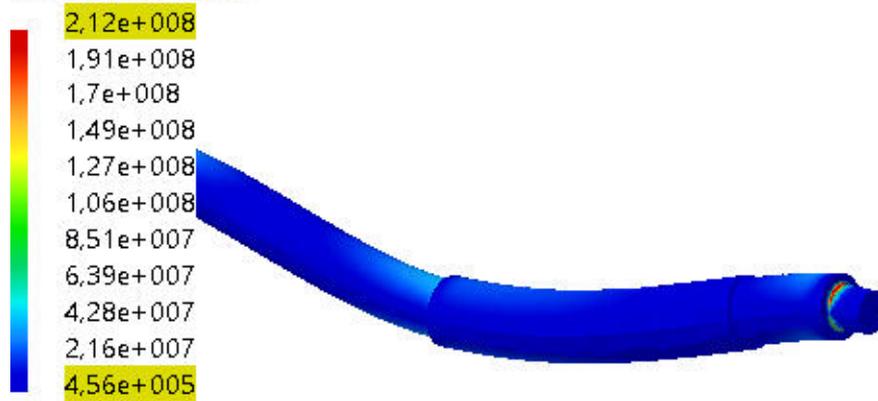
On deformed mesh ---- On boundary ---- Over all the model

**Static Case Solution.1 - Von Mises stress (nodal values).1**

Von Mises stress (nodal values).1

Max: 1,41557e+009 N\_m2

Min: 275443 N\_m2



On Boundary



Figure 5

3D elements: : Components: : All

On deformed mesh ---- On boundary ---- Over all the model

### Static Case Solution.1 - Translational displacement magnitude.1

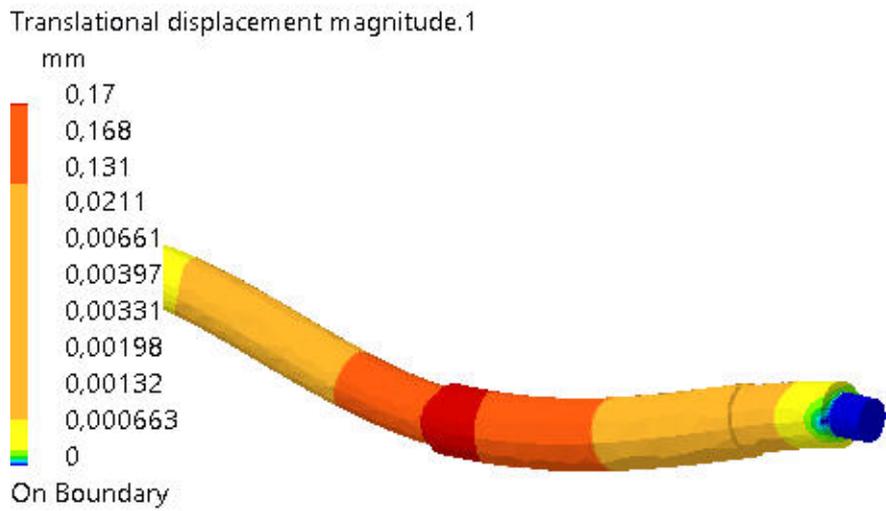


Figure 6

3D elements: : Components: : All

On deformed mesh ---- On boundary ---- Over all the model

**Static Case Solution.1 - Stress full tensor component (element's nodes values).1**

Stress full tensor component (element's nodes values).1

Max : 4,43026e+008 N\_m2

Min : -4,96601e+008 N\_m2

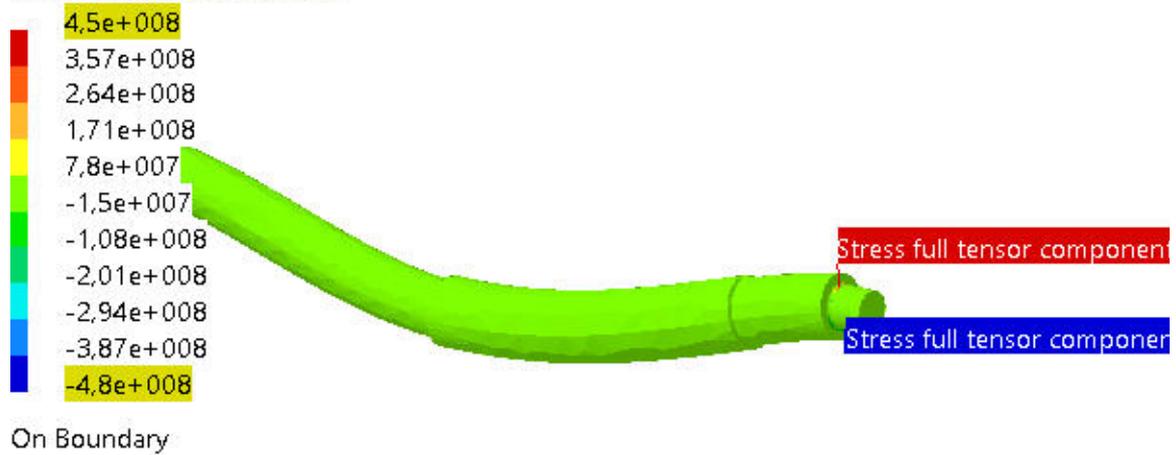


Figure 7

3D elements: : Components: : C11

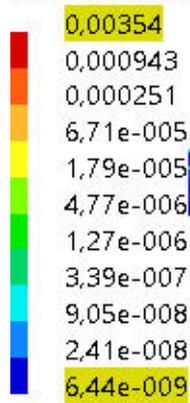
On deformed mesh ---- On boundary ---- Over all the model

### Static Case Solution.1 - Estimated local error.1

Estimated local error.1

Max : 4,66438e-006 J

Min : 1,06691e-011 J



On Boundary



Figure 8

3D elements: : Components: : All

On deformed mesh ---- On boundary ---- Over all the model

## Pieza 2

### MESH:

Entity	Size
Nodes	11478
Elements	5983

### ELEMENT TYPE:

Connectivity	Statistics
TE10	5983 ( 100,00% )

### Materials.1

<b>Material</b>	ACERO LAMINADO EN CALIENTE AISI 1010
<b>Young's modulus</b>	2e+011N_m2
<b>Poisson's ratio</b>	0,266
<b>Density</b>	7860kg_m3
<b>Coefficient of thermal expansion</b>	1,17e-005_Kdeg
<b>Yield strength</b>	1,8e+008N_m2

## Static Case

### Boundary Conditions



Figure 1

### STRUCTURE Computation

Number of nodes	:	11478
Number of elements	:	5983
Number of D.O.F.	:	34434
Number of Contact relations	:	0
Number of Kinematic relations	:	0

Parabolic tetrahedron : 5983

### RESTRAINT Computation

Name: Restraints.1

Number of S.P.C : 399

### LOAD Computation

Name: Loads.1

Applied load resultant :

Fx	=	1	.	907e-006	N
Fy	=	-3	.	251e-007	N
Fz	=	1	.	349e-005	N
Mx	=	1	.	219e-005	Nxm
My	=	1	.	000e+002	Nxm
Mz	=	-1	.	723e-006	Nxm

### STIFFNESS Computation

Number of lines	:	34434		
Number of coefficients	:	1220553		
Number of blocks	:	3		
Maximum number of coefficients per bloc	:	499985		
Total matrix size	:	14	.	10 Mb

### SINGULARITY Computation

Restraint: Restraints.1

Number of local singularities	:	0
Number of singularities in translation	:	0
Number of singularities in rotation	:	0
Generated constraint type	:	MPC

### CONSTRAINT Computation

Restraint: Restraints.1

Number of constraints	:	399
Number of coefficients	:	0
Number of factorized constraints	:	399
Number of coefficients	:	0
Number of deferred constraints	:	0

### FACTORIZED Computation

Method	:	SPARSE
Number of factorized degrees	:	34035
Number of supernodes	:	1897
Number of overhead indices	:	197229
Number of coefficients	:	6235008

Maximum front width : 684  
 Maximum front size : 234270  
 Size of the factorized matrix (Mb) : 47 . 5693  
 Number of blocks : 4  
 Number of Mflops for factorization : 1 . 677e+003  
 Number of Mflops for solve : 2 . 511e+001  
 Minimum relative pivot : 3 . 327e-006

### DIRECT METHOD Computation

Name: Static Case Solution.1

Restraint: Restraints.1

Load: Loads.1

Strain Energy : 3.613e+000 J

Equilibrium

Components	Applied Forces	Reactions	Residual	Relative Magnitude Error
Fx (N)	1.9073e-006	-1.9177e-006	-1.0351e-008	5.1914e-012
Fy (N)	-3.2515e-007	3.2564e-007	4.9092e-010	2.4621e-013
Fz (N)	1.3486e-005	-1.3489e-005	-3.5014e-009	1.7560e-012
Mx (Nxm)	1.2186e-005	-1.2190e-005	-4.0085e-009	1.9709e-012
My (Nxm)	1.0000e+002	-1.0000e+002	-2.8220e-010	1.3875e-013
Mz (Nxm)	-1.7225e-006	1.7333e-006	1.0713e-008	5.2677e-012

### Static Case Solution.1 - Deformed mesh.2



Figure 2

On deformed mesh ---- On boundary ---- Over all the model

**Static Case Solution.1 - Von Mises stress (nodal values).2**

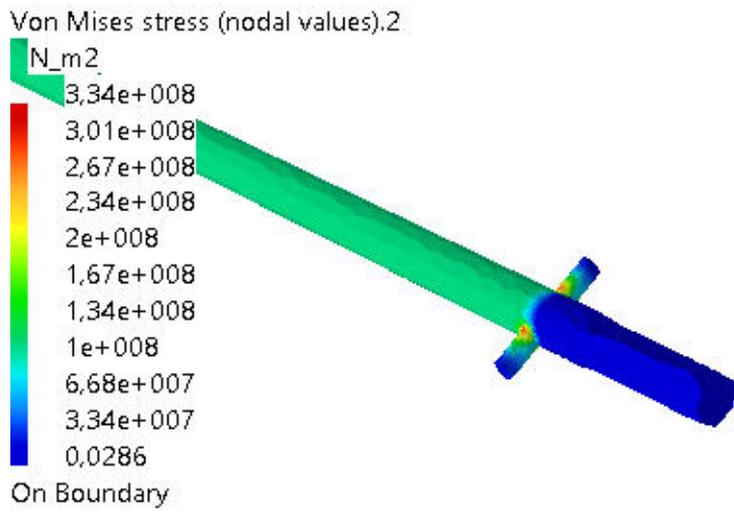


Figure 3

3D elements: : Components: : All

On deformed mesh ---- On boundary ---- Over all the model

### Static Case Solution.1 - Stress full tensor component (nodal values).1

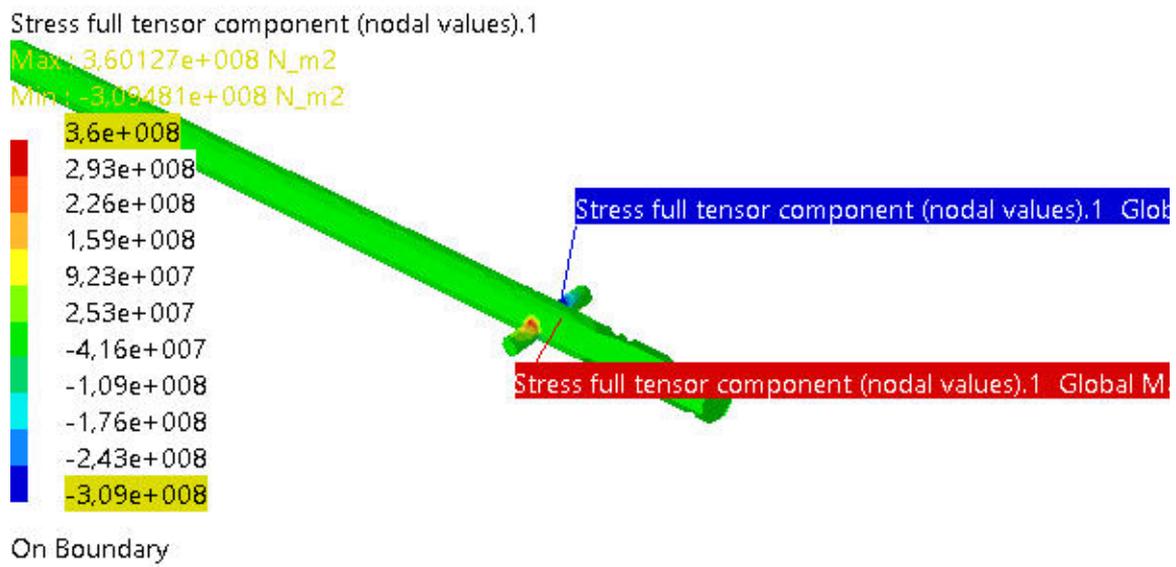


Figure 4

3D elements: : Components: : C11

On deformed mesh ---- On boundary ---- Over all the model

### Static Case Solution.1 - Deformed mesh.1



Figure 5

On deformed mesh ---- On boundary ---- Over all the model

**Static Case Solution.1 - Von Mises stress (nodal values).1**

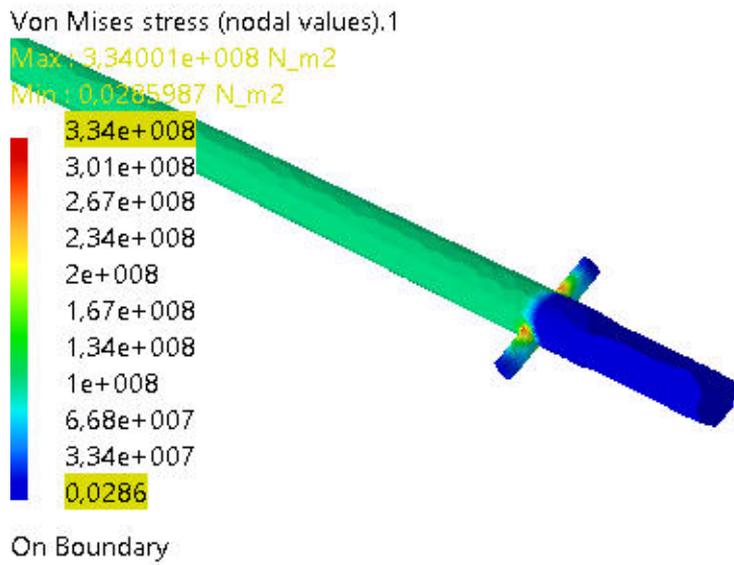


Figure 6

3D elements: : Components: : All

On deformed mesh ---- On boundary ---- Over all the model

### Static Case Solution.1 - Stress principal tensor symbol.1

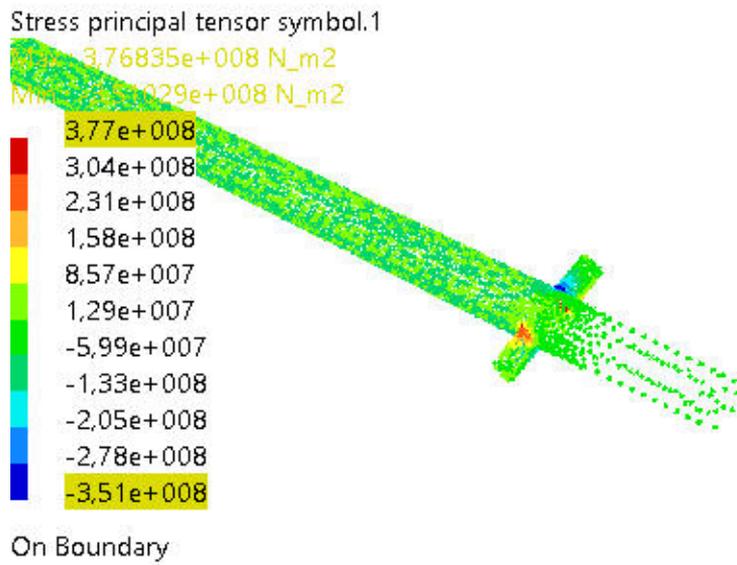


Figure 7

3D elements: : Components: : All

On deformed mesh ---- On boundary ---- Over all the model

### Static Case Solution.1 - Translational displacement vector.1

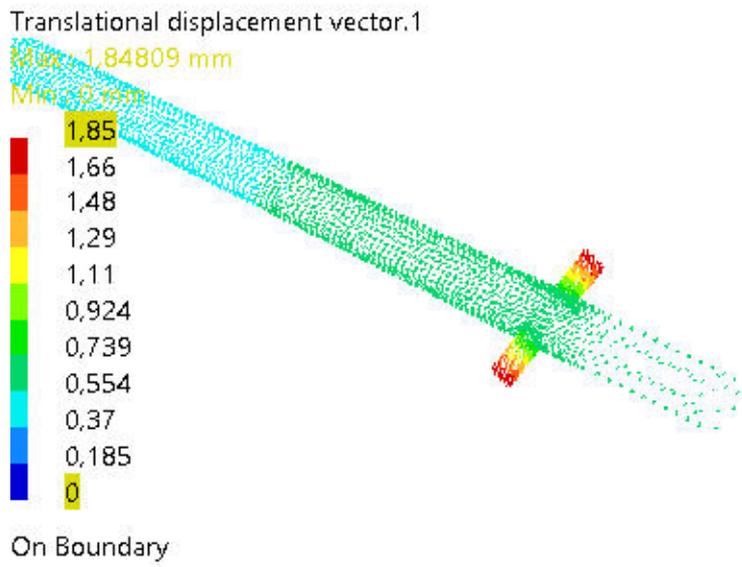


Figure 8

3D elements: : Components: : All

On deformed mesh ---- On boundary ---- Over all the model

### Static Case Solution.1 - Estimated local error.1

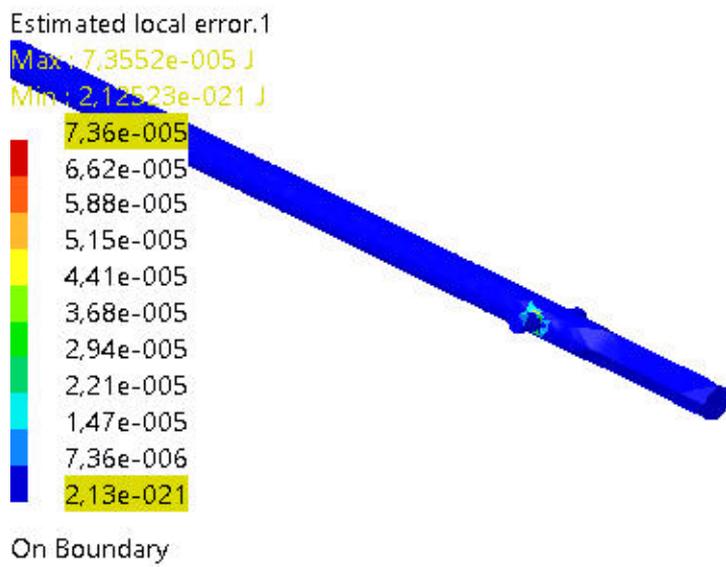


Figure 9

3D elements: : Components: : All

On boundary ---- Over all the model

## Pieza 3

### MESH:

Entity	Size
Nodes	8735
Elements	5518

### ELEMENT TYPE:

Connectivity	Statistics
TE10	5518 ( 100,00% )

### Materials.1

<b>Material</b>	ACERO
<b>Young's modulus</b>	2e+011N_m2
<b>Poisson's ratio</b>	0,266
<b>Density</b>	7860kg_m3
<b>Coefficient of thermal expansion</b>	1,17e-005_Kdeg
<b>Yield strength</b>	9e+008N_m2

## Static Case

### Boundary Conditions

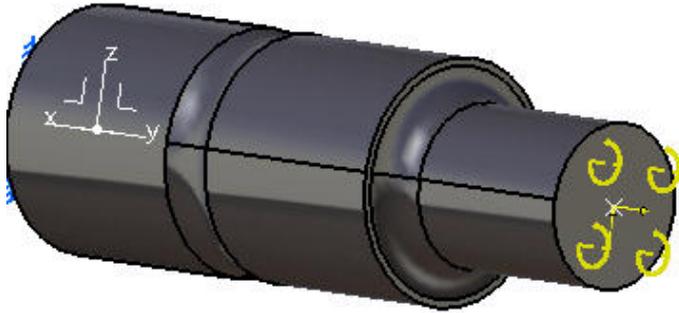


Figure 1

### STRUCTURE Computation

Number of nodes	:	8735
Number of elements	:	5518
Number of D.O.F.	:	26205
Number of Contact relations	:	0
Number of Kinematic relations	:	0

Parabolic tetrahedron : 5518

### RESTRAINT Computation

Name: Restraints.1

Number of S.P.C : 495

### LOAD Computation

Name: Loads.1

Applied load resultant :

Fx	=	3	.	201e+002	N
Fy	=	1	.	000e+005	N
Fz	=	1	.	030e+004	N
Mx	=	1	.	339e+003	Nxm
My	=	5	.	000e+002	Nxm
Mz	=	-4	.	161e+001	Nxm

### STIFFNESS Computation

Number of lines	:	26205		
Number of coefficients	:	1032537		
Number of blocks	:	3		
Maximum number of coefficients per bloc	:	499993		
Total matrix size	:	11	.	92 Mb

### SINGULARITY Computation

Restraint: Restraints.1

Number of local singularities	:	0
Number of singularities in translation	:	0
Number of singularities in rotation	:	0
Generated constraint type	:	MPC

### CONSTRAINT Computation

Restraint: Restraints.1

Number of constraints	:	495
Number of coefficients	:	0
Number of factorized constraints	:	495
Number of coefficients	:	0
Number of deferred constraints	:	0

### FACTORIZED Computation

Method	:	SPARSE
Number of factorized degrees	:	25710
Number of supernodes	:	1555
Number of overhead indices	:	204888
Number of coefficients	:	9529359
Maximum front width	:	1584

Maximum front size : 1255320  
 Size of the factorized matrix (Mb) : 72 . 7032  
 Number of blocks : 5  
 Number of Mflops for factorization : 7 . 116e+003  
 Number of Mflops for solve : 3 . 825e+001  
 Minimum relative pivot : 1 . 267e-001

### DIRECT METHOD Computation

Name: Static Case Solution.1

Restraint: Restraints.1

Load: Loads.1

Strain Energy : 4.419e+000 J

Equilibrium

Components	Applied Forces	Reactions	Residual	Relative Magnitude Error
Fx (N)	3.2010e+002	-3.2010e+002	-1.9093e-009	1.2892e-013
Fy (N)	1.0000e+005	-1.0000e+005	-1.0768e-009	7.2714e-014
Fz (N)	1.0303e+004	-1.0303e+004	2.1973e-009	1.4838e-013
Mx (Nxm)	1.3394e+003	-1.3394e+003	2.9058e-010	1.5094e-013
My (Nxm)	5.0000e+002	-5.0000e+002	-2.6375e-011	1.3700e-014
Mz (Nxm)	-4.1613e+001	4.1613e+001	1.9745e-010	1.0256e-013

### Static Case Solution.1 - Deformed mesh.2



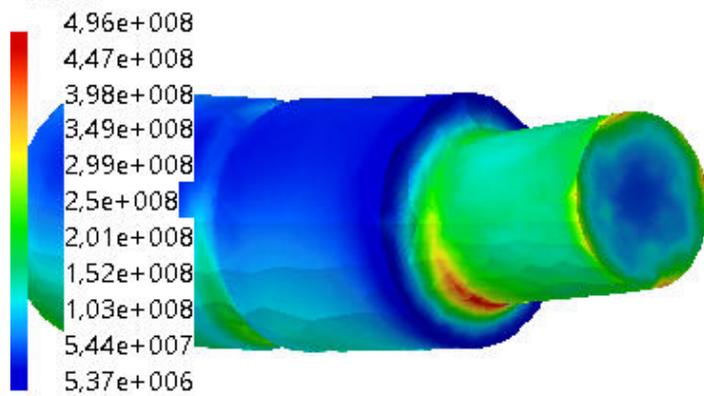
Figure 2

On deformed mesh ---- On boundary ---- Over all the model

### Static Case Solution.1 - Von Mises stress (nodal values).2

Von Mises stress (nodal values).2

N\_m2



On Boundary



Figure 3

3D elements: : Components: : All

On deformed mesh ---- On boundary ---- Over all the model

### Static Case Solution.1 - Deformed mesh.1



Figure 4

On deformed mesh ---- On boundary ---- Over all the model

### Static Case Solution.1 - Von Mises stress (nodal values).1

Von Mises stress (nodal values).1

Max : 4,95573e+008 N\_m2

Min : 5,36825e+006 N\_m2

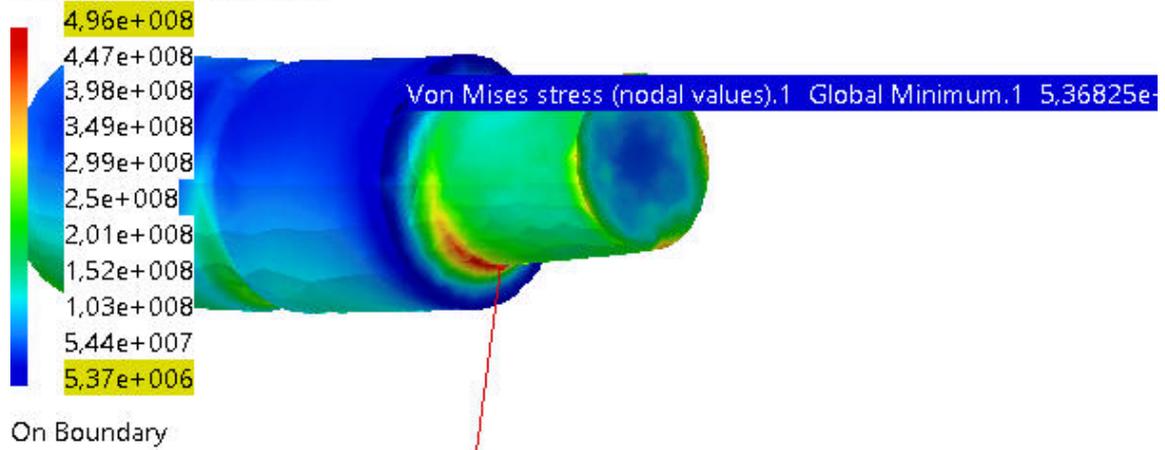


Figure 5

3D elements: : Components: : All

On deformed mesh ---- On boundary ---- Over all the model

### Static Case Solution.1 - Translational displacement magnitude.1

Translational displacement magnitude.1

Max : 0,302816 mm

Min : 0 mm

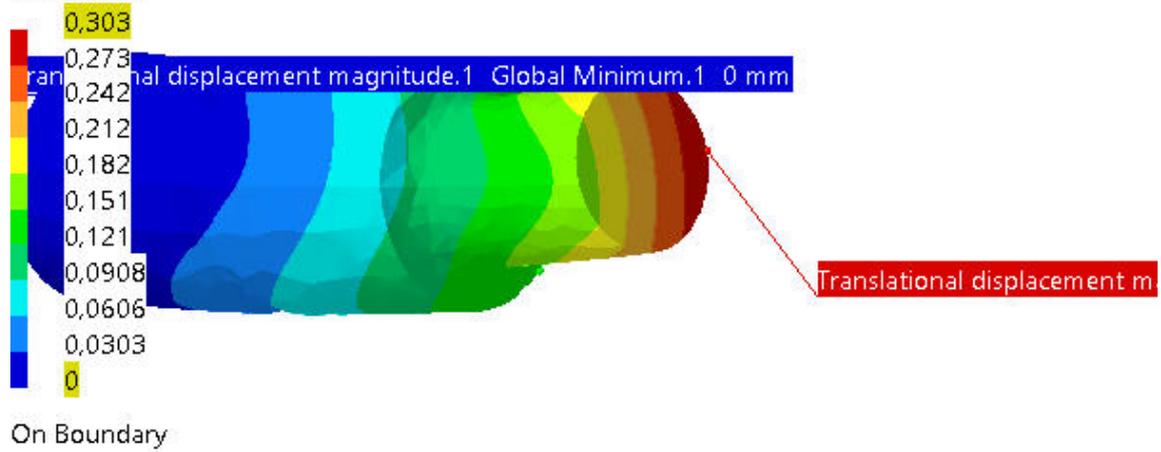


Figure 6

3D elements: : Components: : All

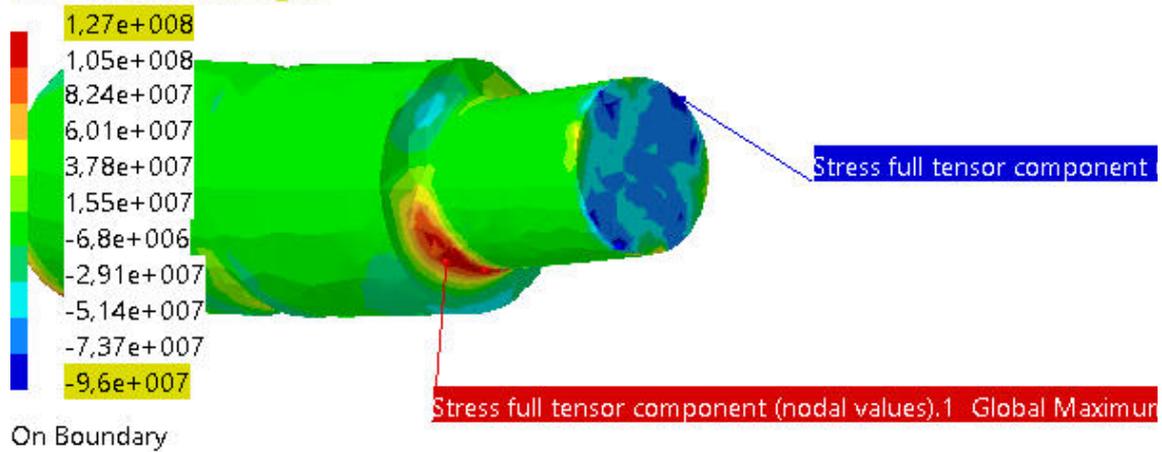
On deformed mesh ---- On boundary ---- Over all the model

### Static Case Solution.1 - Stress full tensor component (nodal values).1

Stress full tensor component (nodal values).1

Max: 1,26737e+008 N\_m2

Min: -9,7264e+007 N\_m2



z  
x y

Figure 7

3D elements: : Components: : C11

On deformed mesh ---- On boundary ---- Over all the model

### Static Case Solution.1 - Estimated local error.1

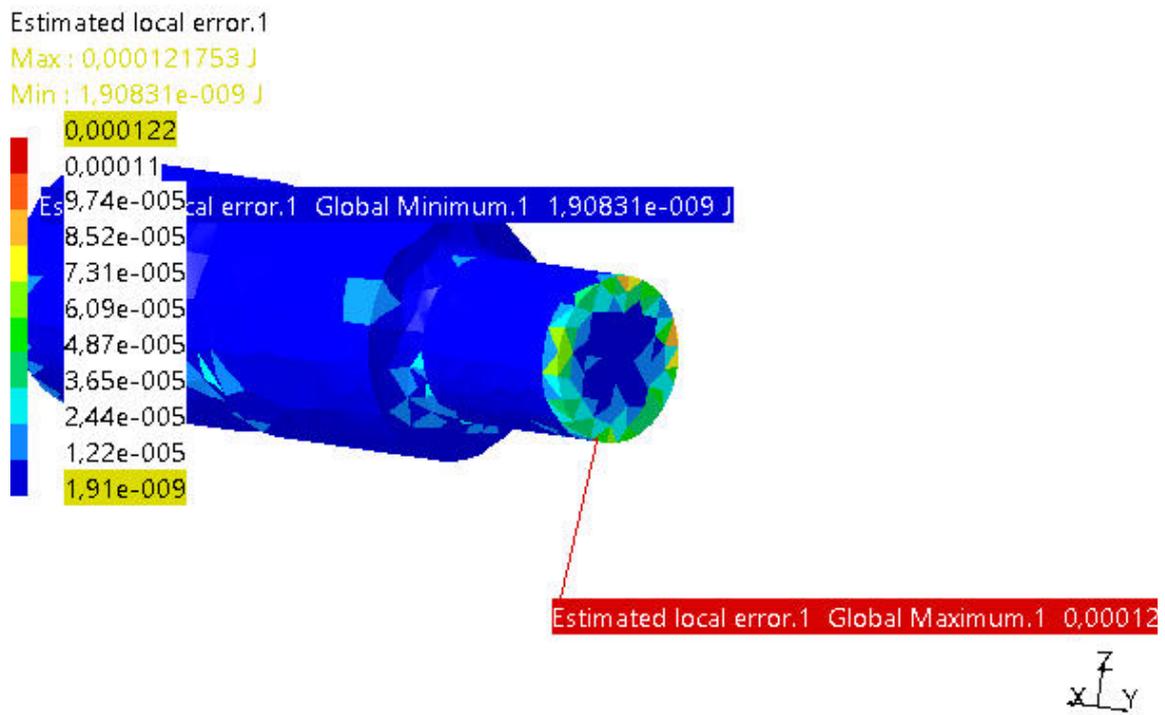


Figure 8

3D elements: : Components: : All

On all Elements ---- Over all the model

## Pieza 4

### MESH:

Entity	Size
Nodes	22987
Elements	12521

### ELEMENT TYPE:

Connectivity	Statistics
TE10	12521 ( 100,00% )

### Materials.1

<b>Material</b>	Steel
<b>Young's modulus</b>	2e+011N_m2
<b>Poisson's ratio</b>	0,266
<b>Density</b>	7860kg_m3
<b>Coefficient of thermal expansion</b>	1,17e-005_Kdeg
<b>Yield strength</b>	1,2e+009N_m2

## Static Case

### Boundary Conditions

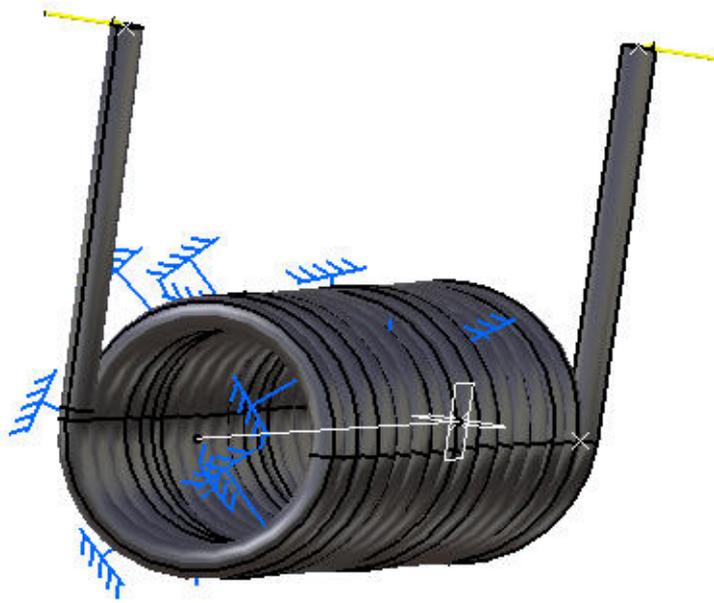


Figure 1

### STRUCTURE Computation

Number of nodes	:	22987
Number of elements	:	12521
Number of D.O.F.	:	68961
Number of Contact relations	:	0
Number of Kinematic relations	:	0

Parabolic tetrahedron : 12521

### RESTRAINT Computation

Name: Restraints.1

Number of S.P.C : 23058

### LOAD Computation

Name: Loads.1

Applied load resultant :

Fx	=	1	.	784e-008	N
Fy	=	-7	.	103e-008	N
Fz	=	5	.	967e-010	N
Mx	=	-7	.	151e+000	Nxm
My	=	2	.	597e-010	Nxm
Mz	=	2	.	572e-003	Nxm

### STIFFNESS Computation

Number of lines	:	68961		
Number of coefficients	:	2490324		
Number of blocks	:	5		
Maximum number of coefficients per bloc	:	499992		
Total matrix size	:	28	.	76 Mb

### SINGULARITY Computation

Restraint: Restraints.1

Number of local singularities	:	0
Number of singularities in translation	:	0
Number of singularities in rotation	:	0
Generated constraint type	:	MPC

### CONSTRAINT Computation

Restraint: Restraints.1

Number of constraints	:	23058
Number of coefficients	:	0
Number of factorized constraints	:	23058
Number of coefficients	:	0
Number of deferred constraints	:	0

### FACTORIZED Computation

Method	:	SPARSE
Number of factorized degrees	:	45903
Number of supernodes	:	2181
Number of overhead indices	:	280314
Number of coefficients	:	14323971

Maximum front width : 1755  
 Maximum front size : 1540890  
 Size of the factorized matrix (Mb) : 109 . 283  
 Number of blocks : 8  
 Number of Mflops for factorization : 1 . 112e+004  
 Number of Mflops for solve : 5 . 753e+001  
 Minimum relative pivot : 7 . 316e-002

### DIRECT METHOD Computation

Name: Static Case Solution.1

Restraint: Restraints.1

Load: Loads.1

Strain Energy : 5.545e-002 J

Equilibrium

Components	Applied Forces	Reactions	Residual	Relative Magnitude Error
Fx (N)	1.7836e-008	-1.7932e-008	-9.6064e-011	1.7585e-012
Fy (N)	-7.1028e-008	6.9181e-008	-1.8471e-009	3.3812e-011
Fz (N)	5.9674e-010	-5.0365e-011	5.4638e-010	1.0002e-011
Mx (Nxm)	-7.1509e+000	7.1509e+000	1.0207e-010	1.8042e-011
My (Nxm)	2.5966e-010	-2.7509e-010	-1.5428e-011	2.7268e-012
Mz (Nxm)	2.5723e-003	-2.5723e-003	3.8644e-011	6.8304e-012

### Static Case Solution.1 - Deformed mesh.2

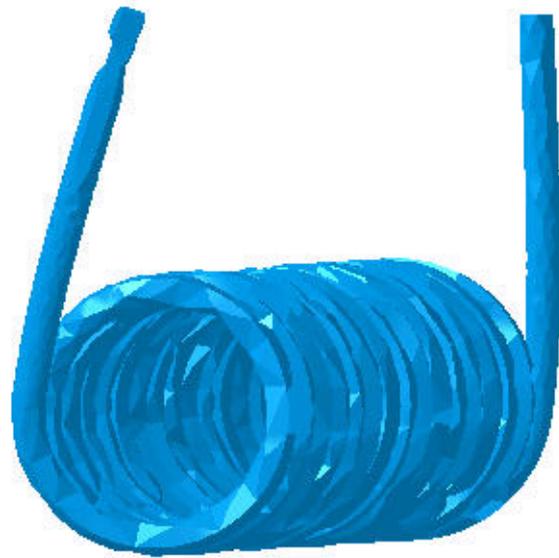


Figure 2

On deformed mesh ---- On boundary ---- Over all the model

**Static Case Solution.1 - Von Mises stress (nodal values).2**

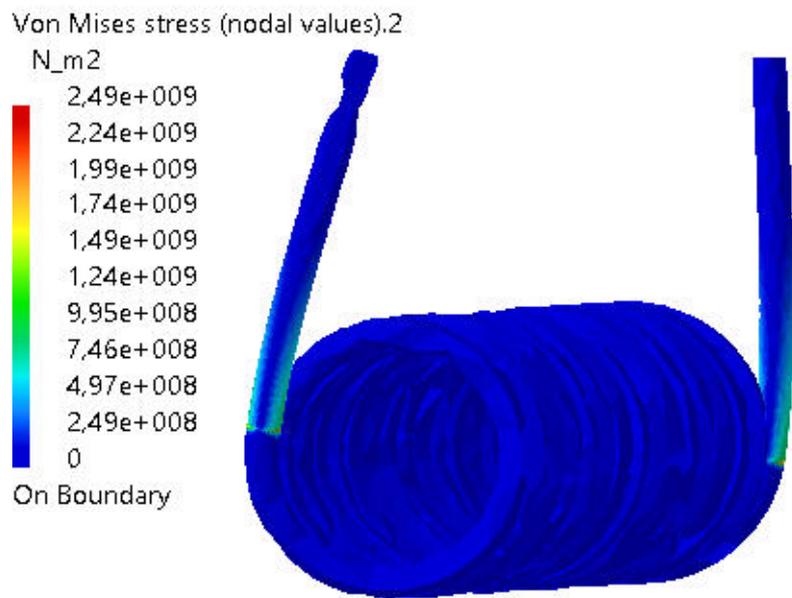


Figure 3

3D elements: : Components: : All

On deformed mesh ---- On boundary ---- Over all the model

**Static Case Solution.1 - Deformed mesh.1**

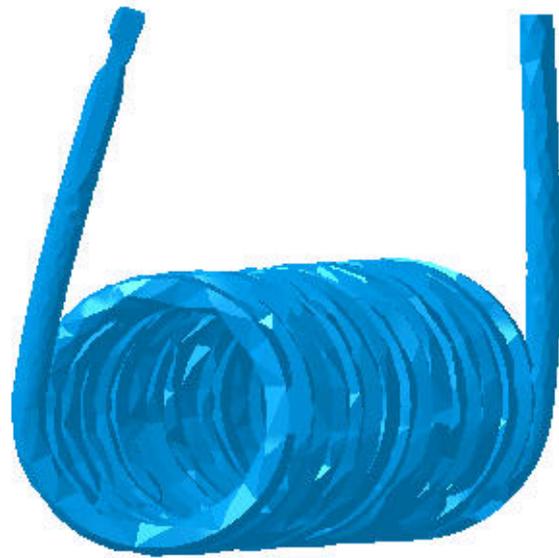


Figure 4

On deformed mesh ---- On boundary ---- Over all the model

**Static Case Solution.1 - Von Mises stress (nodal values).1**



Figure 5

3D elements: : Components: : All

On deformed mesh ---- On boundary ---- Over all the model

**Static Case Solution.1 - Translational displacement magnitude.1**

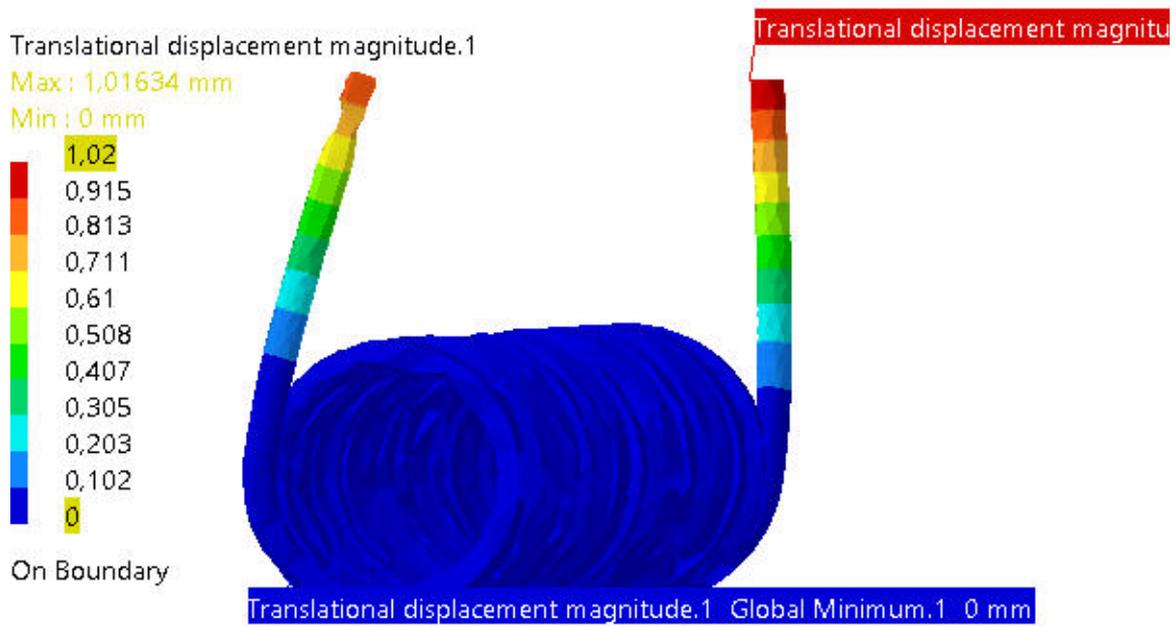


Figure 6

3D elements: : Components: : All

On deformed mesh ---- On boundary ---- Over all the model

**Static Case Solution.1 - Stress full tensor component (nodal values).1**

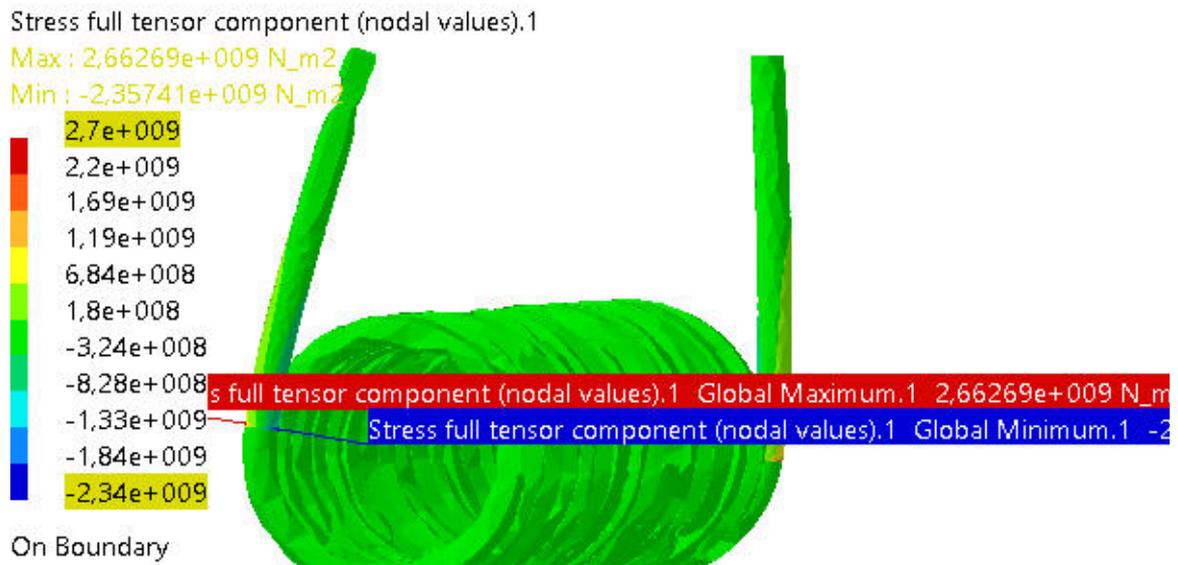


Figure 7

3D elements: : Components: : C11

On deformed mesh ---- On boundary ---- Over all the model

### Static Case Solution.1 - Estimated local error.1

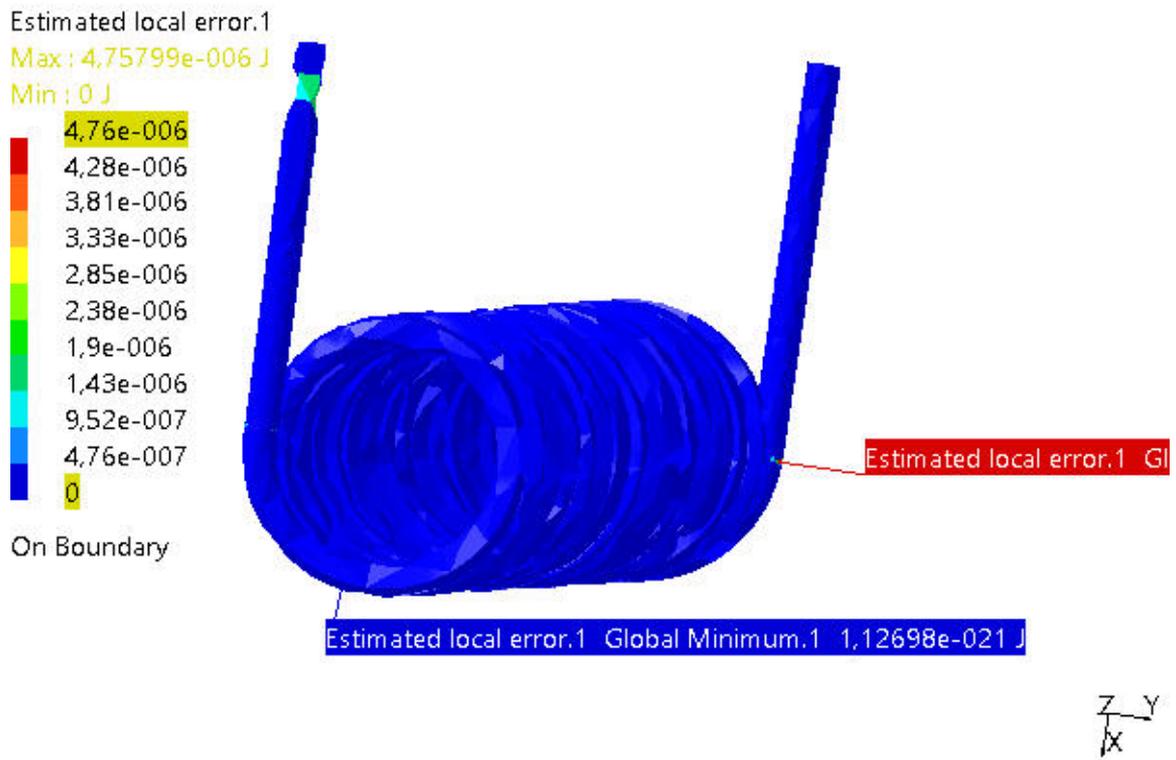


Figure 8

3D elements: : Components: : All

On boundary ---- Over all the model