



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Dpto. de Ingeniería Mecánica y de Materiales

Análisis del comportamiento en servicio de un molino de
cemento mediante Ansys Workbench

Trabajo Fin de Máster

Máster Universitario en Ingeniería Mecánica

AUTOR/A: Arbona Castells, Alexis

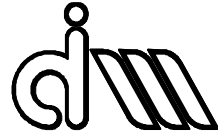
Tutor/a: Ródenas García, Juan José

Cotutor/a: Vercher Martínez, Ana

CURSO ACADÉMICO: 2023/2024

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales



Trabajo Fin de Máster en Ingeniería Mecánica

ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO EN SERVICIO DE UN MOLINO DE CEMENTO
MEDIANTE ANSYS WORKBENCH

Presentado por: D. Alexis Arbona Castells
Dirigido por: Dr. D. Juan José Ródenas García
Dra. D.^a Ana Vercher Martínez

Valencia, septiembre de 2024

RESUMEN

El objetivo de este trabajo de fin de máster es examinar las funcionalidades y herramientas del software Ansys Workbench para el análisis de problemas estructurales, específicamente en el ámbito de la elasticidad lineal. En los últimos años, Ansys Workbench ha ganado popularidad frente a Ansys APDL, gracias a su interfaz más intuitiva y a su capacidad de organizar los modelos de manera más visual.

Para analizar en detalle las herramientas más utilizadas que tiene este software se realizará un análisis estructural de un molino de bolas que ha presentado fallos estructurales, el cual, por su funcionamiento tiene cierta complejidad para realizar dicho análisis, lo que hace que sea un componente interesante para analizar en este proyecto.

Para utilizar diferentes herramientas del software y ver la capacidad de éste para analizar modelos de distinta complejidad se han realizado dos modelos de elementos finitos de diferente nivel de detalle.

Un aspecto importante que considerar y que ha sido útil durante la realización del proyecto, es la posibilidad de incorporar macros con lenguaje APDL, lo que hace que la transición entre APDL y Workbench sea más sencilla para los nuevos usuarios de este último.

Se han comparado los resultados de ambos modelos y correlacionan adecuadamente, ambos tienen el mismo comportamiento y las diferencias entre los resultados de ambos modelos son mínimas.

Las características de Ansys Workbench hacen que este software represente una alternativa muy interesante frente al uso de APDL.

RESUM

L'objectiu d'aquest treball de fi de màster és examinar les funcionalitats i eines del programa Ansys Workbench per a l'anàlisi de problemes estructurals, específicament en l'àmbit de l'elasticitat lineal. En els últims anys, Ansys Workbench ha guanyat popularitat davant Ansys APDL, gràcies a la seva interfície més intuïtiva i a la seva capacitat d'organitzar els models de manera més visual.

Per analitzar en detall les eines més utilitzades que té aquest programa es realitzarà una anàlisi estructural d'un molí de boles que ha presentat fallades estructurals, la qual, pel seu funcionament té certa complexitat per realitzar aquesta anàlisi, la qual cosa fa que siga un component interessant per analitzar en aquest projecte.

Per utilitzar diferents eines del programa i veure la capacitat d'aquest per analitzar models de diferent complexitat s'han realitzat dos models d'elements finits de diferent nivell de detall.

Un aspecte important que considerar i que ha estat útil durant la realització del projecte, és la possibilitat d'incorporar macros amb llenguatge APDL, la qual cosa fa que la transició entre APDL i Workbench siga més senzilla per als nous usuaris d'aquest últim.

S'han comparat els resultats dels dos models i correlacionen adequadament, els dos tenen el mateix comportament i les diferències entre els resultats dels dos models són mínimes.

Les característiques d'Ansys Workbench fan que aquest programa represente una alternativa molt interessant davant l'ús d'APDL.



ABSTRACT

The purpose of this master's thesis is to examine the functionalities and tools of the Ansys Workbench software for the analysis of structural problems, specifically in the field of linear elasticity. In recent years, Ansys Workbench has gained popularity over Ansys APDL, thanks to its more intuitive interface and its ability to organise models in a more visual way.

In order to analyse in detail the most used tools of this software, a structural analysis of a ball mill that has presented structural failures will be carried out, which, due to its operation, has a certain complexity to perform such analysis, which makes it an interesting component to analyse in this project.

In order to use different software tools and to see its capacity to analyse models of different complexity, two finite element models of different levels of detail have been created.

An important aspect to consider, which has been useful during the project, is the possibility of incorporating macros with APDL language, which makes the transition between APDL and Workbench easier for new users of the last one.

The results of both models have been compared and correlate well, both have the same behaviour and the differences between the results of both models are minimal.

The features of Ansys Workbench make this software a very interesting alternative to the use of APDL.

ÍNDICE

PREFACIO.....	8
DOCUMENTO I MEMORIA.....	9
1. Introducción	10
2. Descripción del molino a analizar	10
2.1. Molinos de bolas y su funcionamiento.....	10
2.2. Problema estructural del molino.....	14
3. Marco teórico	14
3.1. Método de los elementos finitos.....	14
3.1.1. Descripción del método.....	14
3.1.2. Tipos de elementos y uniones	15
3.1.3. Softwares de elementos finitos más utilizados en análisis estructural	18
3.1.4. Contactos.....	18
4. Características generales del modelo	20
5. Materiales y propiedades mecánicas	20
6. Modelado del molino	21
6.1. Modelo 1.....	21
6.1.1. Modelado de las tapas	21
6.1.2. Modelado del cuerpo del molino y bridas	26
6.1.3. Modelado de la unión.....	31
6.2. Modelo 2.....	33
6.2.1. Modelado de las tapas	33
6.2.2. Modelado del cuerpo del molino y bridas	37
6.2.3. Modelado de los tornillos.....	40
6.2.4. Modelado de las uniones de los componentes	44
6.2.5. Modelado de los contactos	46
6.2.6. Modelado de la unión bridas-cuerpo del molino.....	48
6.2.7. Modelos realizados previos al mallado final.....	52
7. Verificación de los modelos de elementos finitos	57
7.1. Chequeo modal.....	57
7.1.1. Modelo 1	57
7.1.2. Modelo 2	60
7.2. Análisis gravitatorio	61
7.2.1. Modelo 1	63
7.2.2. Modelo 2	65
8. Restricciones de desplazamiento.....	67
9. Cargas.....	69



9.1.	Pretensión en los tornillos del modelo 2.....	69
9.2.	Cargas del interior del molino	71
10.	Resultados.....	73
10.1.	Modelo 1.....	74
10.2.	Modelo 2.....	78
10.3.	Comparación entre modelos	84
11.	Conclusiones.....	86
12.	Bibliografía.....	88
	DOCUMENTO II PLANOS	89
	DOCUMENTO III PRESUPUESTO.....	91
	ANEXO I	93



PREFACIO

El método de los elementos finitos es muy utilizado en el ámbito de la ingeniería mecánica para resolver problemas estructurales, permite simular y resolver problemas complejos mediante la discretización de éste. Este método es utilizado para todo tipo de problemas estructurales y permite resolver tanto problemas lineales como no lineales, estáticos dinámicos, problemas de componentes sometidos a fatiga y más.

Existen diversas herramientas de software comercial de elementos finitos disponibles en la actualidad; *Ansys*, *Nastran*, *Hyperworks* y *Abaqus* son solo algunos de los softwares comerciales más utilizados para resolver problemas estructurales. Cada uno tiene ciertas peculiaridades o herramientas que lo hacen ser más útil para resolver determinados problemas estructurales.

Este trabajo de fin de máster pretende analizar las características y utilidades del software Ansys Workbench para analizar problemas estructurales considerando elasticidad lineal. El uso de Ansys Workbench ha ido creciendo en la actualidad respecto al de Ansys APDL debido a que tiene integrada una interfaz más intuitiva para el usuario y permite una organización de los modelos más visual.

Para este estudio se plantea realizar el análisis estructural de un molino de bolas de acero que se utiliza para moler cemento. Mediante la acción rotatoria del molino se consigue que las bolas de acero de su interior vayan moliendo el cemento hasta conseguir el tamaño deseado, lo que genera cargas importantes sobre el molino que deben estudiarse con detalle. La complejidad de este componente permitirá realizar una amplia exploración de las capacidades de Ansys Workbench para realizar análisis estructurales.



DOCUMENTO I MEMORIA

1. INTRODUCCIÓN

En este trabajo de fin de máster se van a realizar dos análisis estructurales utilizando el software Ansys Workbench de un molino de bolas para moler cemento que ha presentado fallos estructurales.

Se pretende que la experiencia adquirida con los análisis estudiados sirva para la realización de futuros análisis con este software, con lo que se describirán con adecuada profundidad los procedimientos de modelado y análisis utilizados.

Para analizar en profundidad las herramientas y los diferentes análisis que se pueden llevar a cabo con Ansys Workbench se van a elaborar dos modelos de elementos finitos con diferente nivel de detalle. Estos análisis tienen como objetivo correlacionar entre sí los resultados obtenidos de cada uno y comprobar que es posible utilizar las herramientas de este software, además de ver cómo funcionan, para realizar análisis estructurales de problemas reales con el nivel de complejidad que presenta el componente a estudiar.

2. DESCRIPCIÓN DEL MOLINO A ANALIZAR

2.1. MOLINOS DE BOLAS Y SU FUNCIONAMIENTO

Los molinos de bolas llevan gran cantidad de años siendo utilizados para la molienda de materiales, utilizándose ampliamente en la producción de cemento y la minería. La utilización de este tipo de maquinaria tiene como finalidad reducir el tamaño de los elementos que se muelen. Para realizar la molienda se utilizan elementos molturantes, responsables de la acción de trituración, agua, reactivos químicos como, por ejemplo, cal, que sirve para regular el pH, depresores y reactivos característicos según el mineral que se esté moliendo.

Un molino de bolas consta de un recipiente con elementos de molienda que gira sobre su eje para llevar a cabo el molido de los materiales. Depende del molino, este eje puede estar alineado con la horizontal o tener un pequeño ángulo respecto a ésta. Para evitar la abrasión de los molinos se suelen colocar recubrimientos de materiales como acero de manganeso o goma.

Los elementos molturantes pueden ser, entre otros, bolas, barras o cilindros de acero, los cuales reducen el tamaño del material mediante impactos y fricción. Según la dureza del material que se requiere moler se pueden utilizar elementos molturantes de acero o cerámicos e incluso si el material es blando se puede moler sin elementos externos. En la figura siguiente se muestran distintos elementos molturantes utilizados en molinos.



Figura 1.. Diferentes tipos de elementos molturantes.[1]

Gran cantidad de molinos de bolas utilizan varias cámaras separadas mediante diafragmas que sirven para clasificar en cada cámara los elementos molidos según su tamaño. Estos diafragmas actúan como filtros que solo dejan pasar, de una cámara a otra, elementos de tamaño menor al establecido. Por tanto, el molino realiza la molienda de los materiales y, cuando tienen un tamaño específico, pasan a la siguiente cámara por la propia rotación del molino. En la siguiente cámara se sigue produciendo la molienda hasta pasar a la siguiente y así sucesivamente hasta llegar a la descarga.

Existen tres tipos diferentes de descarga de material molido en molinos:

- Descarga por rebose
- Descarga por rejilla o diafragma
- Descarga periférica central

En la figura siguiente, se muestran los diferentes tipos de descarga.

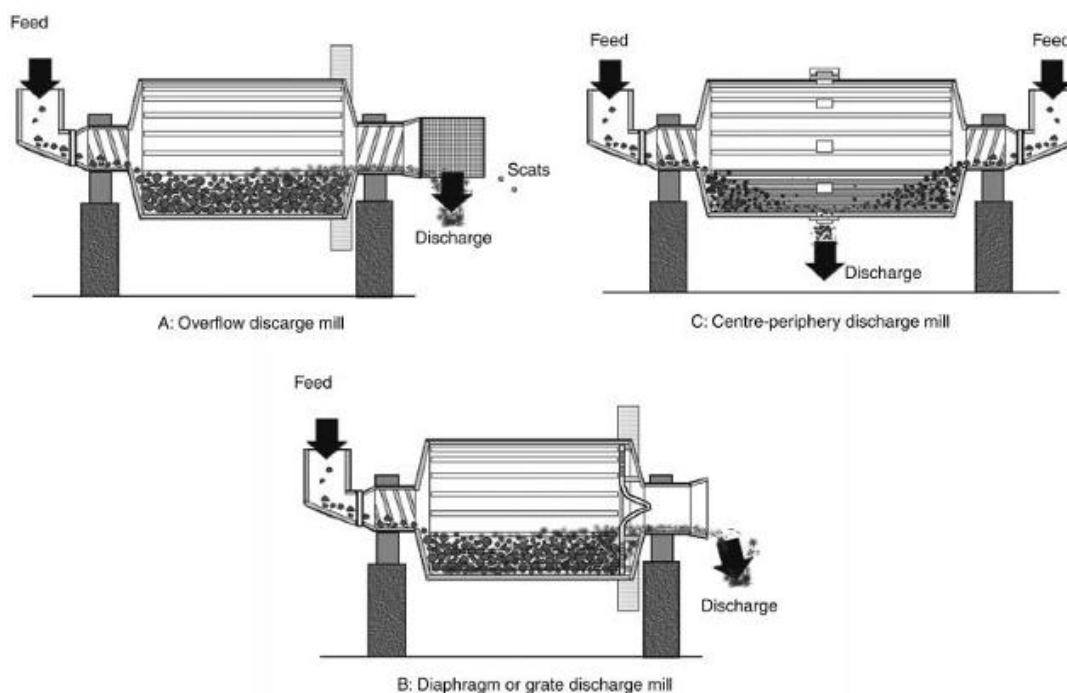


Figura 2. Diferentes tipos de descarga de material molido.

Aparte de la forma de la descarga del material molido, también se distinguen diferentes tipos de molinos utilizados para la molienda de materiales según la forma de moler, como se ha explicado al inicio del apartado:

- Molinos de bolas
- Molinos de barras

Los molinos de bolas generalmente suelen referirse a molinos cilíndricos con una longitud mayor o igual que su diámetro y los hay de gran variedad de tamaños. En la figura siguiente se muestra un ejemplo de un molino de bolas.



Figura 3. Molino de bolas cilíndrico. [2]

Sin embargo, no todos los molinos de bolas son cilíndricos, existen molinos de bolas cónicos donde el lado por donde se insertan los materiales a moler tiene un mayor ángulo abierto que el lado contrario. Las bolas grandes se agrupan al inicio del molino mientras que las pequeñas se mueven hacia el final del mismo, de esta forma se logra una molienda más basta al inicio y una más fina al final. En la figura siguiente se muestra un molino de bolas cónico.

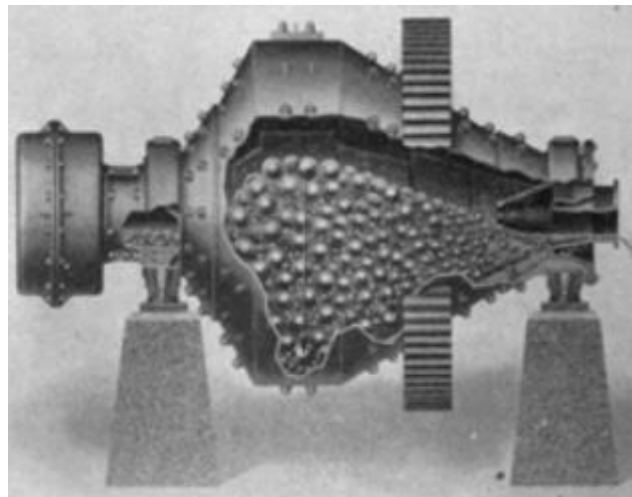


Figura 4. Molino de bolas cónico Hardinge.

También se utilizan elementos de molienda diferentes a las bolas, como en los molinos de barras. En estos molinos las barras son las encargadas de moler los materiales hasta que llegan a la zona de descarga, donde se sitúa un anillo biselado y una puerta que sujeta las barras mientras el material sale de esta zona. En la figura siguiente se muestra un molino Marcy de barras.

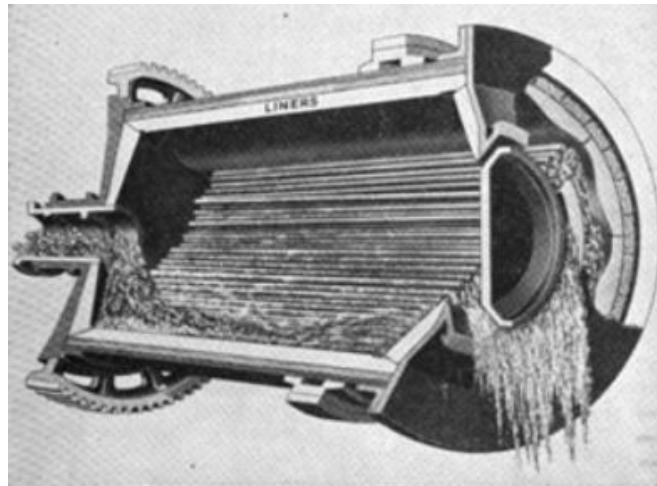


Figura 5. Molino Marcy de barras. [2]

Algunas variables importantes cuando se requiere realizar una molienda de materiales son: características de la carga (volumen de carga, altura de la carga, tamaño de bolas, densidad de bolas), velocidad de rotación del molino...

Si se tiene un molino de bolas, como se ha mencionado previamente, la acción de molienda se produce por impacto y fricción de las bolas con el material que se requiere moler. Debido a este tipo de carga se tienen por tanto 2 zonas diferenciadas, una donde mayoritariamente los esfuerzos son de abrasión y otra donde los esfuerzos son de impacto. Estos dos tipos de esfuerzos generan sobre el cuerpo del molino una distribución de cargas irregular en su sección transversal. En la figura siguiente se puede observar los diferentes tipos de esfuerzos a los que se somete un molino de bolas. [3]

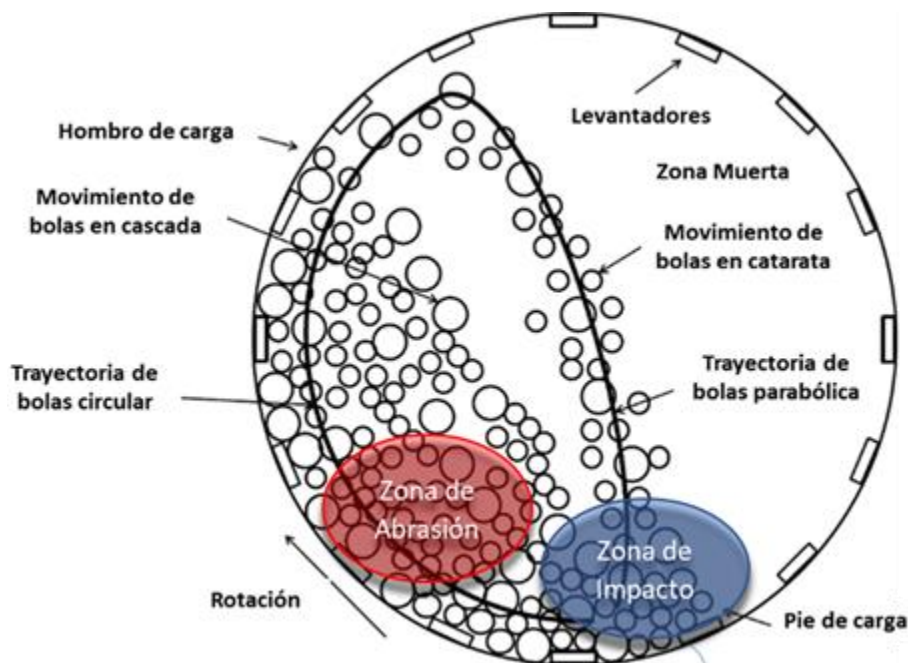


Figura 6. Tipos de esfuerzos en un molino de bolas. [3]

2.2. PROBLEMA ESTRUCTURAL DEL MOLINO

Como se ha mencionado anteriormente, se pretende realizar un análisis estructural de un molino real que ha presentado problemas estructurales. El problema estructural que se ha encontrado son unas grietas que aparecen en el marco de una de las ventanas del cuerpo del molino tal y como muestra la Figura 7.

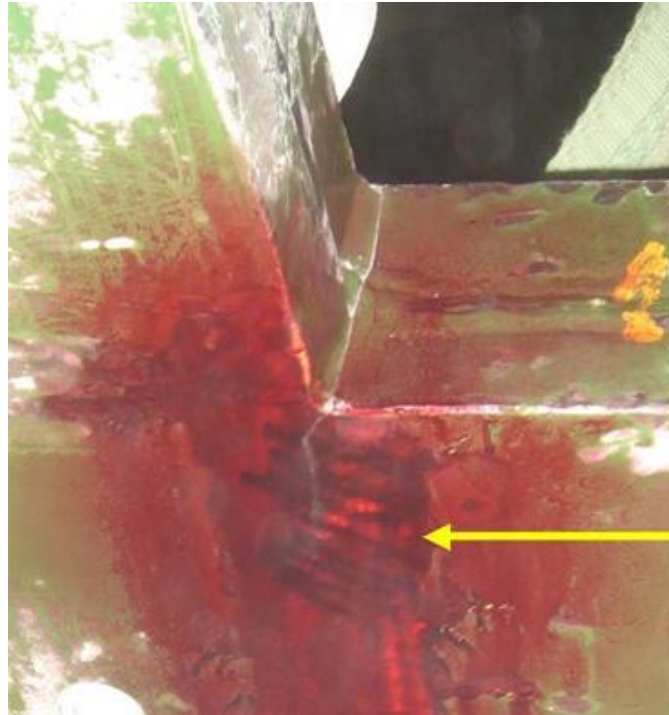


Figura 7. Grieta observada en una de las ventanas del molino

Como se mostrará en los apartados siguientes, estas ventanas actúan como un concentrador de tensiones y se analizará su efecto frente a casos de carga estáticos.

3. MARCO TEÓRICO

3.1. MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS

3.1.1. DESCRIPCIÓN DEL MÉTODO

El método de los elementos finitos es uno de los más utilizados en diferentes campos de la ingeniería y física para aproximar soluciones de ecuaciones diferenciales. Puede aplicarse en multitud de problemas y es utilizado para análisis estructural, mecánica de fluidos, transferencia de calor, problemas de electromagnetismo, vibraciones...

El método de los elementos finitos lleva a cabo una discretización física y una matemática.

La discretización física consiste en dividir la geometría existente en un número finito de elementos, que a su vez están asociados a nodos que se encargan de unir todos los elementos del modelo.

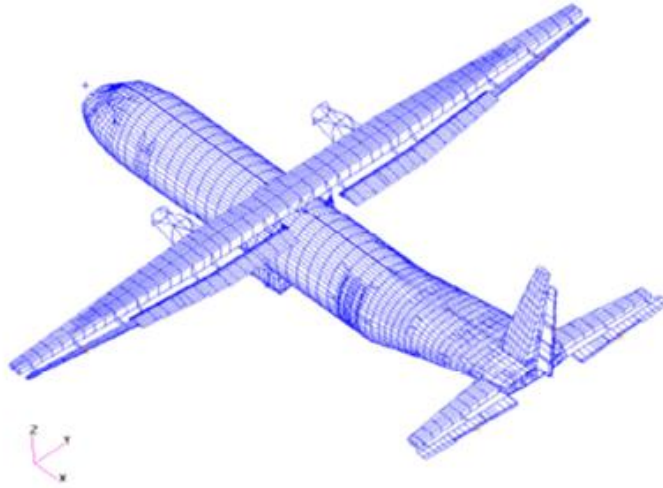


Figura 8. Discretización física de un avión de transporte mediante MEF.

Por otra parte, la discretización matemática, que se apoya en la discretización física, consiste en aproximar las incógnitas del problema mediante el valor de la función en los nodos de los elementos. Las funciones de forma se encargan de definir el comportamiento de los elementos a partir del comportamiento de los nodos.

Para la resolución de un problema mediante el método de los elementos finitos se requiere de preproceso, cálculo y postproceso. Los softwares de elementos finitos pueden realizar solo 1 de las acciones descritas, la de cálculo, o realizarlas todas. Los softwares comerciales suelen incluir todas ellas.

Durante el preproceso, se realiza o se depura la geometría importada de otro software CAD, se seleccionan los elementos que se van a utilizar, se realiza el mallado de la geometría, se eligen los materiales a utilizar, se asignan los materiales a los diferentes componentes que existan, se aplican las condiciones de contorno y las cargas. Estas son las funciones básicas que se llevan a cabo durante el preproceso, pero dependiendo del problema pueden existir más.

Una vez discretizado el modelo, se deben seleccionar algunas opciones para realizar el cálculo, como indicar el tipo de problema a resolver (estático, dinámico, modal...) y si se requiere, indicar algunos parámetros sobre el cálculo como incrementos de tiempo, número de *cutouts* permitidos si es un problema no lineal, número de procesadores a utilizar, ficheros o información que se desea obtener del cálculo...

Una vez obtenida la solución, se debe realizar un postprocesado de la información que proporciona el solver. Para ello se pueden visualizar los resultados en herramientas de postprocesado, utilizar otras herramientas de postprocesado para obtener, de los ficheros, ciertos valores de interés... [4]

3.1.2. TIPOS DE ELEMENTOS Y UNIONES

Existen multitud de tipos de elementos finitos que se pueden utilizar para discretizar los modelos geométricos, en general, se pueden distinguir entre elementos 1D, 2D o 3D y elementos de primer orden y de segundo orden. La Figura 9 ilustra los tipos de elementos más comunes según dimensión y orden.

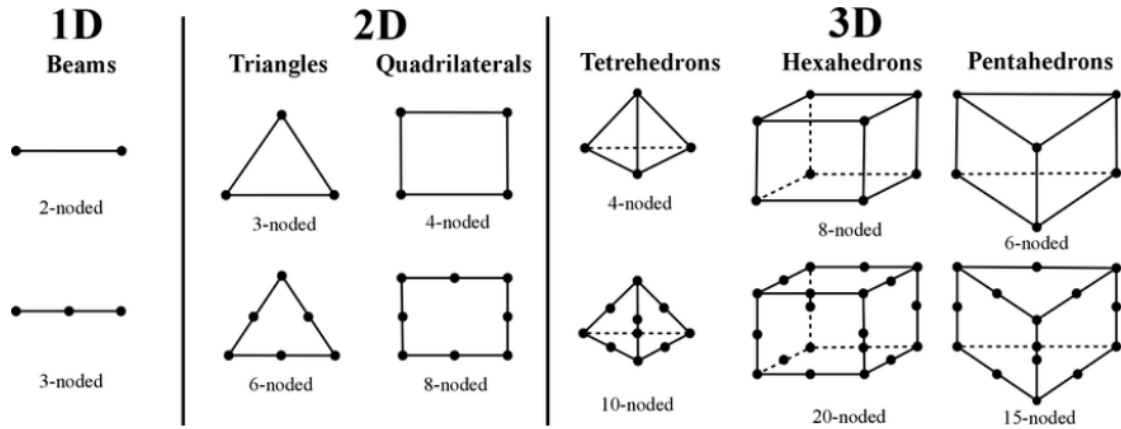


Figura 9. Tipos de elementos finitos más comunes según dimensión y orden. [5]

Los elementos 1D sirven para modelar vigas, barras, tornillos... en general modelos geométricos que tengan una dimensión mayor a las otras 2. Existen diferentes tipos de elementos 1D según sus grados de libertad y orden, hay elementos 1D con nodos con 6 gdl, que incluyen gdl de traslaciones y de giros y otros sin los gdl de giro.

Los elementos 2D sirven para modelar modelos geométricos con una de sus dimensiones inferior a las otras 2, generalmente el espesor. Por la facilidad que aportan para controlar el mallado son muy utilizados, incluso sirven como herramienta de control para elaborar mallas con elementos 3D mediante barridos o revoluciones de mallados con elementos 2D. Los elementos 2D con nodos con 3gdl son los llamados PLANE en Ansys y los que tienen nodos con 6 gdl son los llamados SHELL en Ansys.

Los elementos 3D sirven para discretizar sólidos y también son muy utilizados en multitud de campos. Los nodos de estos elementos tienen 3 gdl y existen diferentes tipos según su geometría.

Aparte de estos elementos, existen elementos especiales o de conexión, como se muestra en la Figura 10.

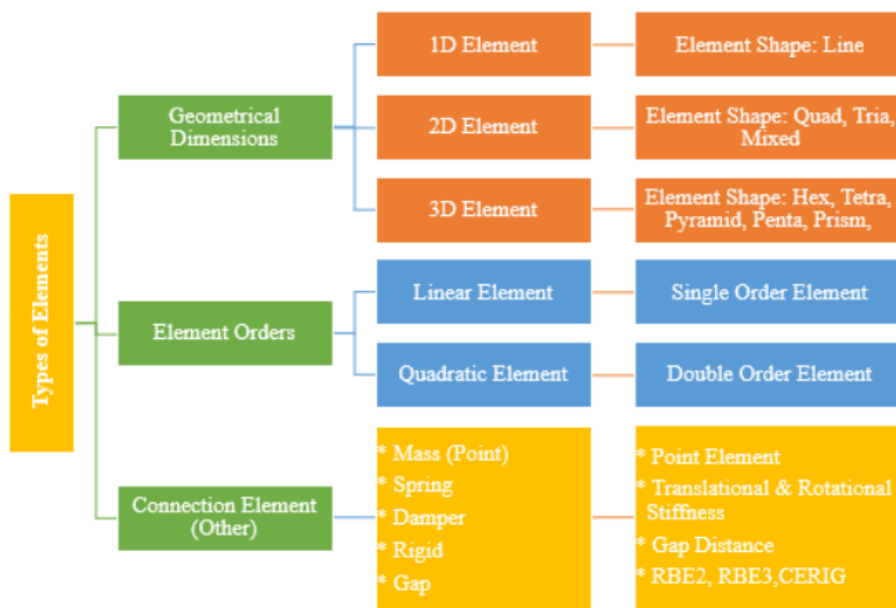


Figura 10. Tipos de elementos finitos según dimensiones, orden y conexión. [6]

Estos elementos especiales pueden ser, elementos masa, muelle, rígidos, de contacto... Los rígidos también son muy utilizados para conectar diferentes nodos del modelo y se pueden diferenciar entre RBE2 (Nastran) o CERIG (Ansys) y RBE3.

Los RBE2 o CERIG tienen un nodo independiente (master) y el resto son dependientes (slaves) asociados al independiente. Se pueden elegir los gdl del nodo independiente que replicarán los nodos dependientes. Estos elementos se suelen utilizar para la unión de componentes.

Los RBE3 tienen un nodo dependiente y el resto son independientes. Generalmente son utilizados para distribuir cargas del nodo dependiente a los independientes. En la figura siguiente se muestran elementos RBE2 o CERIG y RBE3. [7]

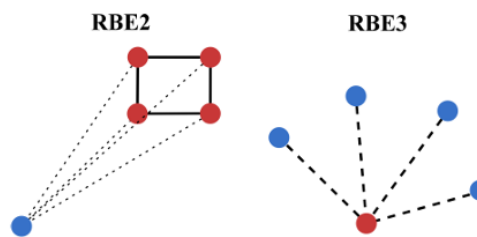


Figura 11. Tipos de elementos rígidos. [5]

Estos elementos rígidos, como se ha comentado anteriormente, sirven entre otras cosas para la conexión de componentes. En particular, las conexiones entre elementos 2D y 3D se suelen dar mucho en modelos de elementos finitos grandes con muchos componentes, por el hecho de que computacionalmente es útil utilizar elementos shell siempre que se pueda.

Se pueden utilizar distintas formas para unir estos elementos, una de las más comunes y fáciles de utilizar es uniendo los *shell* y los sólidos mediante *shells*. En la figura siguiente, se muestra un ejemplo de una unión *shell*-solid utilizando *shells*.

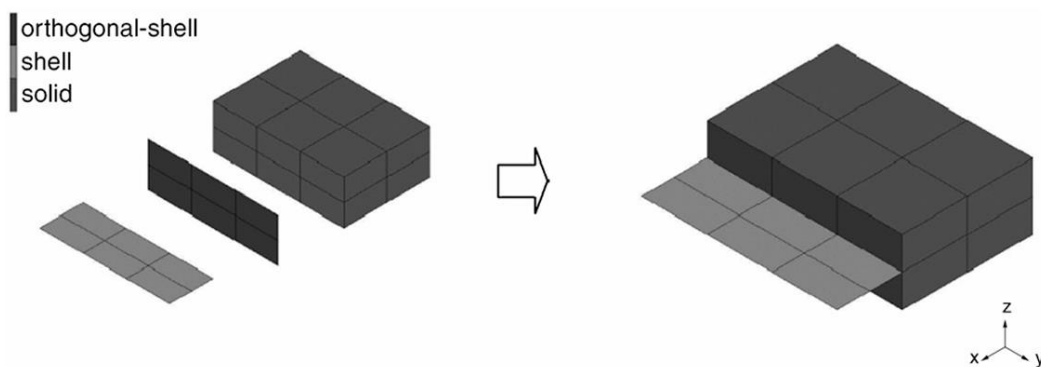


Figura 12. Conexión shell-solid con shells. [8]

Por otra parte, otra manera de unir estos elementos es con elementos rígidos, por ejemplo, en la figura siguiente se muestra un ejemplo de una unión *shell*-solid mediante un rígido RBE3. De no utilizar ningún medio para unir este tipo de uniones podrían darse problemas de transmisión de cargas en esta conexión, podría llegar a comportarse como un mecanismo.

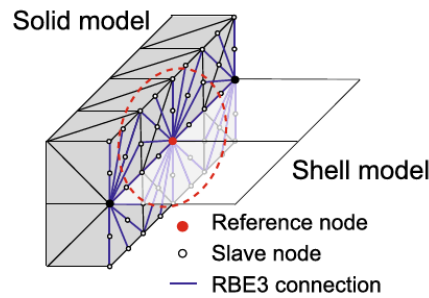


Figura 13. Conexión shell-solid con RBE3. [9]

3.1.3. SOFTWARES DE ELEMENTOS FINITOS MÁS UTILIZADOS EN ANÁLISIS ESTRUCTURAL

Ansys y *Nastran* son dos de los softwares más comunes para realizar análisis estructurales mediante el método de los elementos finitos, pero existen muchos otros.

Abaqus, *Ansa*, *Hyperworks* o *Siemens NX* son otros softwares de elementos finitos que también son ampliamente utilizados. *Abaqus* y *Hyperworks* son muy utilizados tanto como preprocesador, *solver* y postprocesador.

En particular, el preprocesador de *Hyperworks*, *Hypermesh*, es muy utilizado por la gran variedad de opciones que tiene tanto para modificar la geometría existente rápidamente como para generar el mallado de los componentes. Además, su *solver Optistruct* utiliza el mismo lenguaje que *Nastran*, lo que hace que muchas empresas utilicen *Hypermesh* como preprocesador para utilizar *Nastran* como *solver*. *Hyperview*, su postprocesador, también es ampliamente utilizado en gran cantidad de industrias.

En particular, si se analizan en detalle *Ansys* y *Nastran* se pueden observar algunas diferencias. *Ansys*, por su versatilidad, es utilizado en más industrias diferentes, mientras que *Nastran* es muy utilizado en el sector aeroespacial y defensa. *Nastran* tiene una gran base de análisis estructural, lleva siendo utilizado durante años en la industria aeroespacial por su enfoque en análisis estructural y el manejo de conjuntos de datos grandes.

Ansys tiene una interfaz intuitiva que lo hace ser fácil de utilizar a nivel académico, en cambio *Nastran* es más complejo y tiene mayor número de parámetros que se pueden modificar. [10]

3.1.4. CONTACTOS

Una de las formas más comunes en modelos de elementos finitos de unir componentes o de definir la interacción entre ellos es utilizando contactos, y muchas veces es la única forma de simularlo correctamente.

El hecho de utilizar contactos tiene ciertas ventajas y desventajas. Una de las ventajas es que son fáciles de definir en el modelo de elementos finitos, se requiere seleccionar las superficies o elementos que puedan estar en contacto y definir el tipo de contacto entre estas superficies.

Sin embargo, una de las desventajas es que en modelos más complejos muchas veces es difícil modelar bien los contactos y se requiere modificar ciertos parámetros del contacto para que éste simule correctamente lo que sucede en la realidad, además, muchas veces puede llevar a problemas de convergencia, lo cual, si no se tiene un *output* claro del software sobre donde se está dando el problema de convergencia, puede ser complicado resolver.

Tal y como indica *Mechhead* [11], *Ansys* ofrece 5 tipos de contactos distintos:

- *Bonded*
- *No separation*
- *Frictionless*
- *Frictional*
- *Rough*

El contacto “*bonded*” no permite ni separación ni deslizamiento entre las regiones de contacto. Este tipo de contacto simula que las regiones de contacto están totalmente pegadas, en la figura se muestra un esquema de este tipo de contacto.

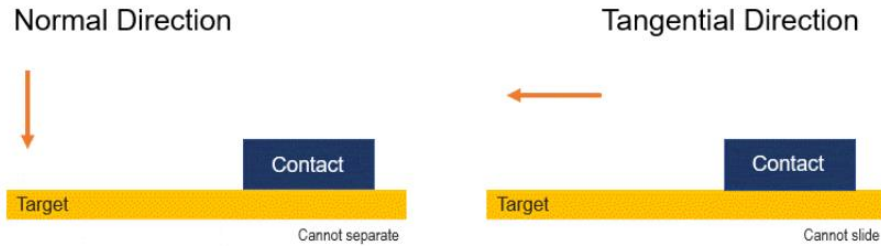


Figura 14. Tipo de contacto “*bonded*” en Ansys.

El contacto “*no separation*”, como su propio nombre indica no permite separación entre las regiones de contacto, pero sí deslizamiento. En la figura siguiente se muestra un esquema de este tipo de contacto.

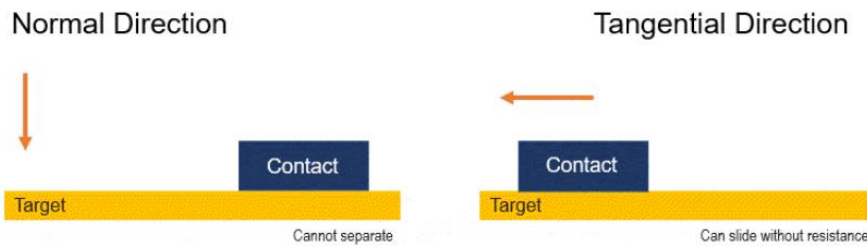


Figura 15. Tipo de contacto “*no separation*” en Ansys.

El contacto “*frictionless*”, permite separación y deslizamiento entre las regiones de contacto sin ningún tipo de fuerza de fricción en el deslizamiento. En la figura siguiente se muestra un esquema de este tipo de contacto.

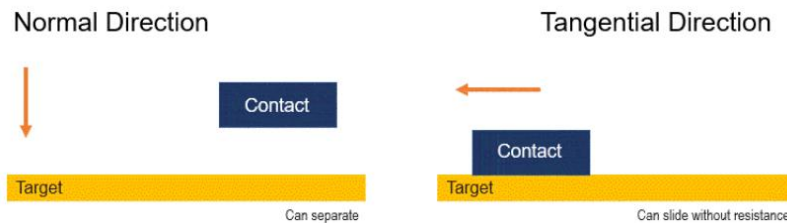


Figura 16. Tipo de contacto “*frictionless*” en Ansys.

El contacto “*frictional*” permite separación y deslizamiento cuando se supera la fuerza de fricción, necesita definir un coeficiente de rozamiento. En la figura siguiente se muestra un esquema de este tipo de contacto.

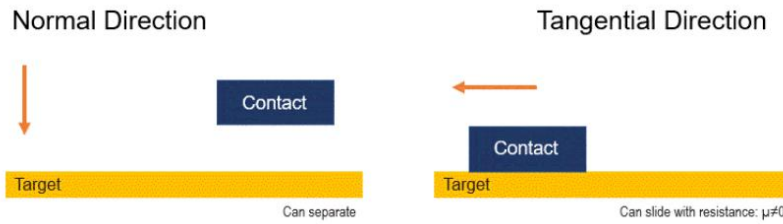


Figura 17. Tipo de contacto “frictional” en Ansys.

Por último, el contacto “rough” permite separación, pero no permite deslizamiento, supone un coeficiente de rozamiento infinito, lo que implica que jamás se pueda superar la fuerza de fricción. En la figura siguiente se muestra un esquema de este tipo de contacto.

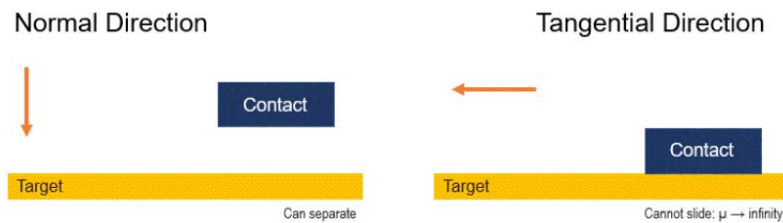


Figura 18. Tipo de contacto “rough” en Ansys.

Ninguno de estos contactos mencionados permite penetración, y se puede pedir al software usado que muestre las fuerzas de contacto en las regiones de contacto, tanto las fuerzas de contacto normales como las tangenciales.

4. CARACTERÍSTICAS GENERALES DEL MODELO

El material que se utilizará para todos los componentes del molino en ambos modelos será el mismo, un material elástico lineal.

Como se ha mencionado en apartados anteriores, existen molinos con varias cámaras separadas mediante diafragmas que sirven para filtrar los elementos molidos según su tamaño. El molino que se pretende calcular consta de varias cámaras separadas mediante estos diafragmas, sin embargo, no se van a modelar porque no son importantes a nivel estructural.

Tampoco se van a modelar los rodamientos de las tapas del molino y para modelar los apoyos se van a considerar regiones rígidas en los extremos del modelo y una restricción adecuada de grados de libertad en los nodos máster de dichas regiones.

El material a moler y los elementos molturantes no se van a modelar, se van a sustituir por un modelo de la acción que éstos producen sobre las paredes del molino, tal y como se describirá en los siguientes apartados.

5. MATERIALES Y PROPIEDADES MECÁNICAS

Para la elaboración de este Trabajo fin de Máster se ha utilizado un acero estructural, cuyas propiedades mecánicas introducidas en Ansys Workbench para llevar a cabo las simulaciones se muestran en la Tabla 1.

Módulo de Young (GPa)	Coficiente de Poisson	Densidad ($\frac{kg}{m^3}$)
210	0.3	7850

Tabla 1. Propiedades mecánicas del material del proyecto

Al tratarse de un material isótropo y teniendo en cuenta que se han despreciado las variaciones de temperatura, bastará con utilizar estas propiedades mecánicas para realizar la simulación de los modelos.

Todos los componentes del proyecto se han modelado con el material anteriormente expuesto.

6. MODELADO DEL MOLINO

El molino que se pretende analizar consta de 2 tapas, el cuerpo del molino con las bridas, que unen el cuerpo del molino y las tapas y 60 tornillos y tuercas que ensamblan las tapas con las bridas para unir todo el conjunto.

Para analizar el molino se han propuesto dos modelos de elementos finitos de distinto nivel de detalle. El modelo 1, más simple, tiene como componentes las tapas, el cuerpo del molino, y las bridas mientras que el modelo 2, más complejo, tiene los mismos componentes que el 1 y además también tiene los tornillos y tuercas.

Seguidamente, se mostrará cómo se han generado los modelos de elementos finitos y su geometría.

6.1. MODELO 1

En este modelo de elementos finitos, al ser más simple y no tener los tornillos y las tuercas modelados, la unión entre tapas y bridas del molino se ha realizado uniendo los nodos de tapas y bridas coincidentes que están situados en la ubicación de los tornillos.

6.1.1. MODELADO DE LAS TAPAS

Para el modelado geométrico de los distintos componentes se ha utilizado el módulo SpaceClaim de Ansys Workbench y el plano adjunto en el documento II.

Antes de empezar a usar SpaceClaim es importante entender las diferentes entidades geométricas que permite crear. Si se ordenan las entidades geométricas según su nivel jerárquico en SpaceClaim se tienen: componentes, *bodies*, *surfaces*, *faces*, líneas y puntos. Es decir, un componente puede contener distintos bodies, a su vez, un body puede contener diferentes surfaces...

En primer lugar, se ha modelado una de las tapas y se ha ubicado a la distancia que indican las cotas del plano adjunto en el documento II en el sentido positivo del eje Z.

Para realizar el modelado de la tapa completa se ha elaborado un boceto de su sección radial, el cual se puede ver en la Figura 19.

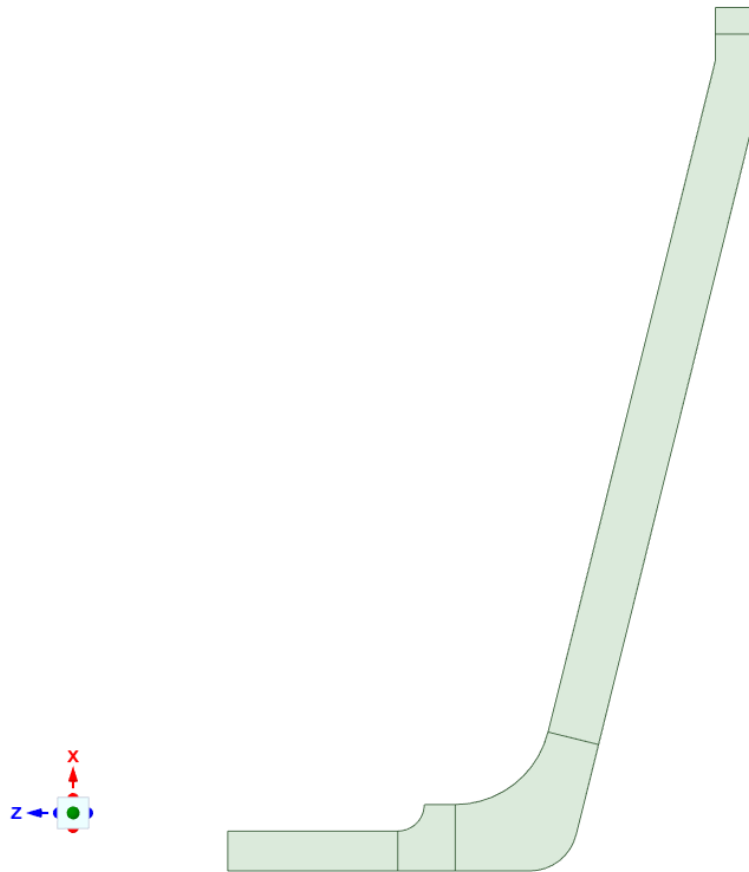


Figura 19. Sección radial de la tapa del molino

Esta *Surface* se ha dividido en varias *faces* para controlar mejor el mallado, para ello, se ha utilizado la opción *Split* que muestra la Figura 20, la cual pide seleccionar una *face* y la línea que dividirá esta *face*.

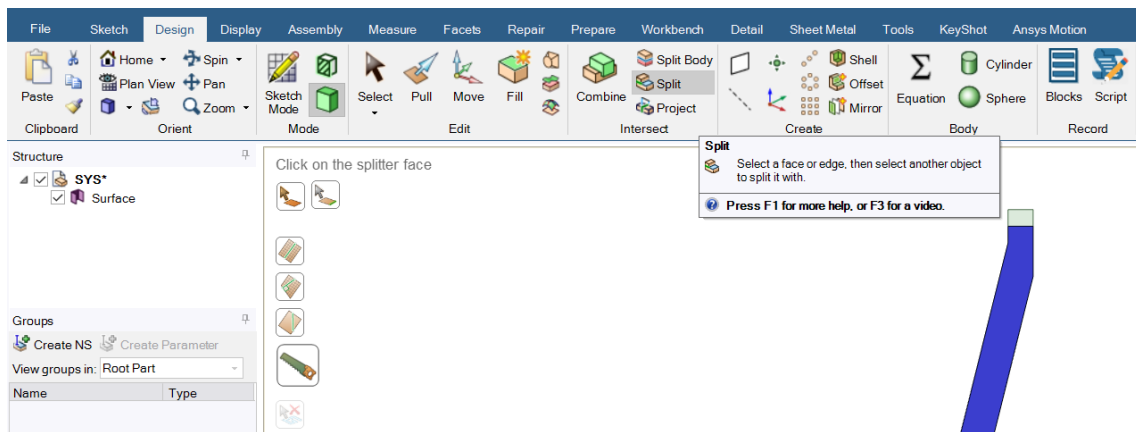


Figura 20. Opción *Split* de SpaceClaim.

Seguidamente, se ha elaborado el mallado de la sección radial de la tapa con elementos lineales tipo *shell* en el módulo *Ansys Mechanical* de *Workbench*.

Para el mallado de la sección radial, se ha impuesto un tamaño de elemento de 7.5 mm, así como una densidad de elementos distinta para cada arista de la sección.

Realizando varias iteraciones con la densidad de elementos de las aristas y utilizando la opción *face meshing* se ha llegado al mallado de la sección radial que se muestra en la Figura 21.

A: Tapas
Static Structural
Time: 1, s
12/08/2024 12:54

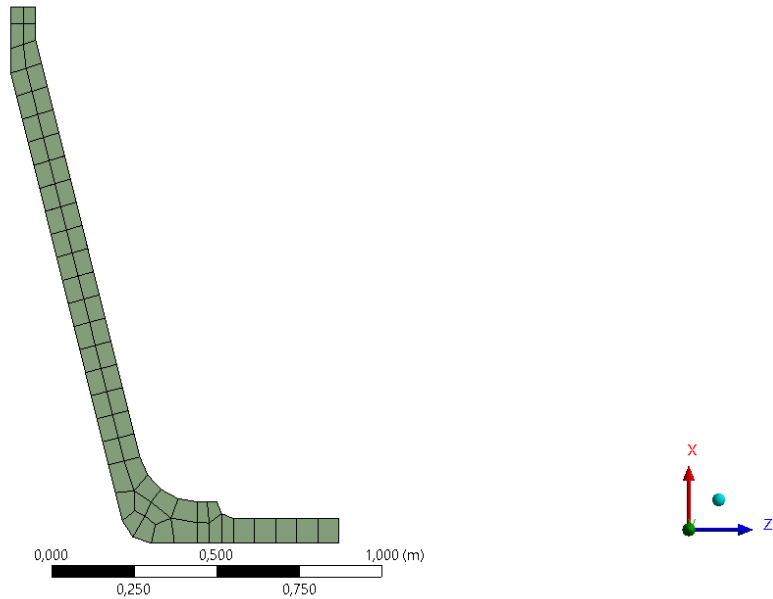


Figura 21. Mallado de la sección longitudinal de las tapas con elementos 2D

Posteriormente, una vez elaborado el mallado de la sección radial de la tapa, se ha realizado una revolución completa de la sección alrededor del eje Z del modelo, para obtener de esta forma elementos hexaédricos lineales, que forman una malla regular con una calidad de elementos controlada por el usuario.

Para hacer la revolución se ha utilizado la opción *pull (Revolve)* y se han hecho 60 capas de elementos hasta terminar la revolución.

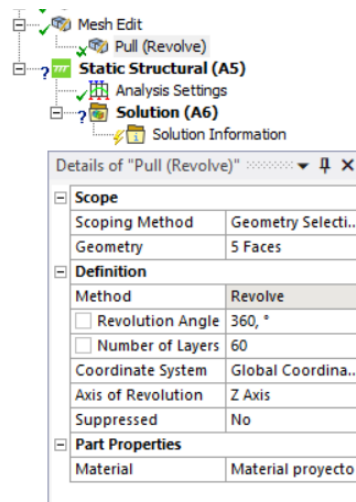


Figura 22. Opción Pull (Revolve) de Ansys Mechanical

En la Figura 23, se puede ver el mallado final de una de las tapas del molino.

A: Tapas
Static Structural
Time: 1, s
12/08/2024 12:55

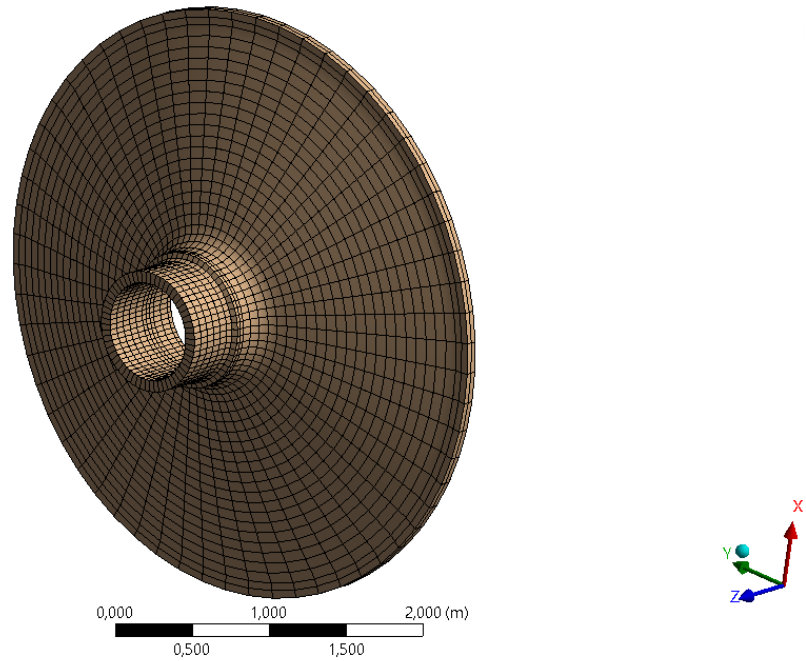
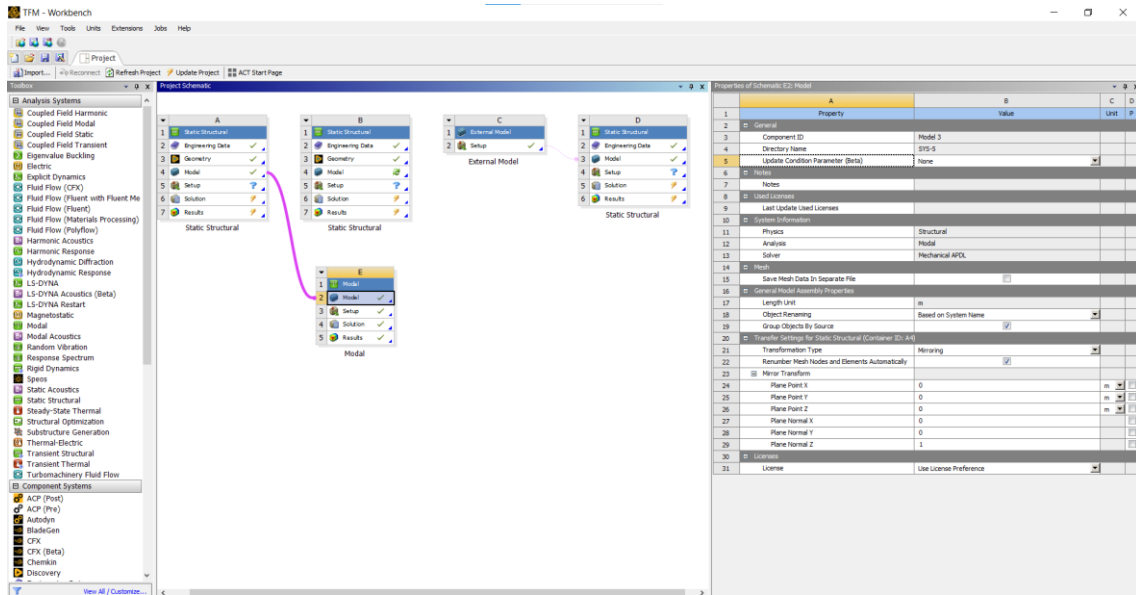


Figura 23. Mallado de la tapa con elementos 3D

Para finalizar el mallado de las tapas, se ha hecho la reflexión respecto al plano XY de los elementos mostrados en la Figura 23. Para ello, como más adelante se hará un análisis modal de los componentes, se ha transferido este modelo a un análisis modal y en las opciones de *mirror transform* dentro de *properties* del nuevo análisis modal, mostradas en la Figura 24, se ha indicado el plano correspondiente respecto al que se realiza la reflexión.



20 Transfer Settings for Static Structural (Container ID: A4)			
21	Transformation Type	Mirroring	
22	Renumber Mesh Nodes and Elements Automatically	<input checked="" type="checkbox"/>	
23	23 Mirror Transform		
24	Plane Point X	0	m
25	Plane Point Y	0	m
26	Plane Point Z	0	m
27	Plane Normal X	0	
28	Plane Normal Y	0	
29	Plane Normal Z	1	

Figura 24. Opciones para realizar la reflexión de una de las tapas del modelo 1.

En la Figura 25, se muestra el modelo de elementos finitos de las 2 tapas que se utilizará para la simulación del modelo 1.

F: Modal
 Modal
 Frequency: N/A
 12/08/2024 13:02

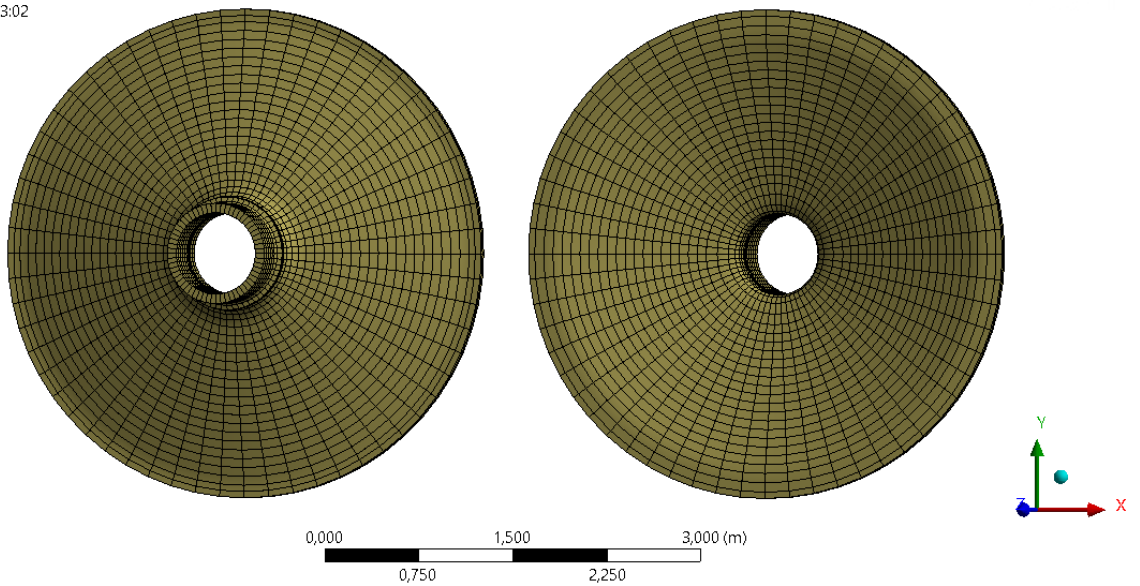


Figura 25. Mallado de las tapas del modelo 1 con elementos 3D

Al hacer la revolución de la sección radial de las tapas, el software realiza tanto la revolución para los elementos como la revolución de la geometría, dando lugar por tanto a un cuerpo sólido y a elementos hexaédricos.

En la Figura 26 se puede observar la geometría final de una de las tapas.

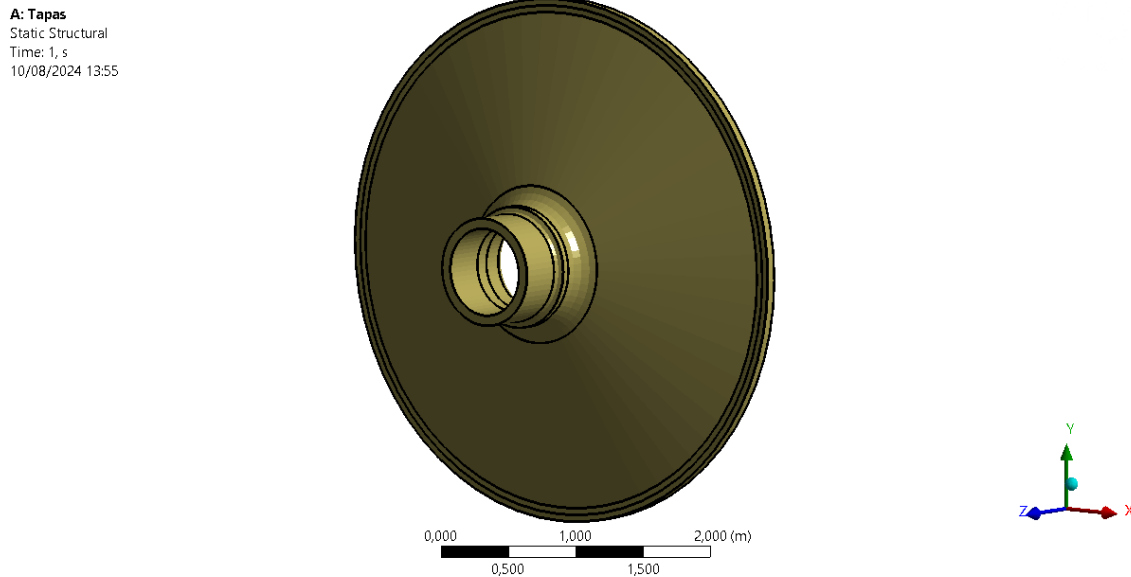


Figura 26. Geometría final de una de las tapas del molino para el modelo 1

6.1.2. MODELADO DEL CUERPO DEL MOLINO Y BRIDAS

Para el modelo 1, la geometría tanto del cuerpo del molino como de las bridas se representará mediante superficies, para su posterior mallado con elementos 2D lineales.

Para realizar la geometría del cuerpo del molino, se ha trazado primero una generatriz con las líneas necesarias para su posterior revolución. Estas líneas indican inicio y final de las 3 ventanas del cuerpo del molino, así como inicio y final del molino. Esta generatriz se ha dispuesto en la línea media del espesor del molino, y posteriormente cuando se haga la revolución, se le indicará al software que se trata de una superficie media y su espesor correspondiente.

En la figura siguiente se muestra la generatriz realizada para la generación de la superficie del cuerpo del molino.

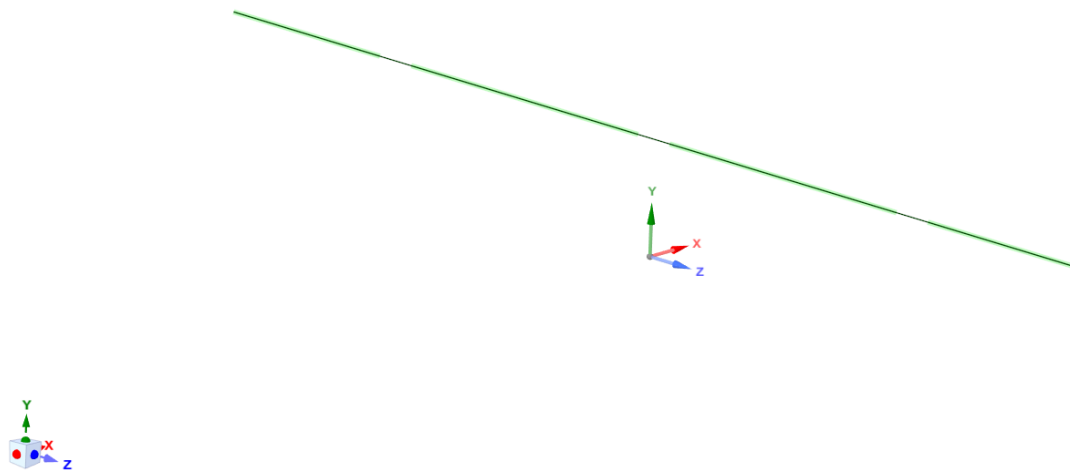


Figura 27. Generatriz para la creación del cuerpo del molino

Una vez creada la generatriz, se hará una primera revolución de 90° alrededor del eje Z de todas las líneas que no definan las ventanas. El resultado de esta primera revolución se muestra en la figura siguiente.

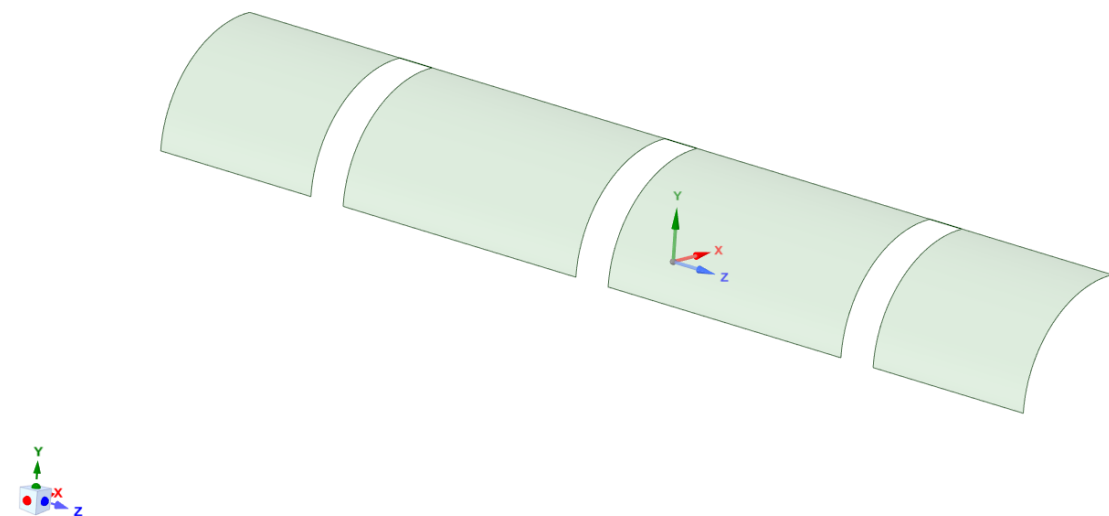


Figura 28. Primera revolución de la generatriz

Seguidamente, se hará una segunda revolución alrededor del eje Z de las líneas que anteriormente no se han seleccionado hasta la arista superior de las ventanas. El resultado de esta segunda revolución se muestra en la figura siguiente.

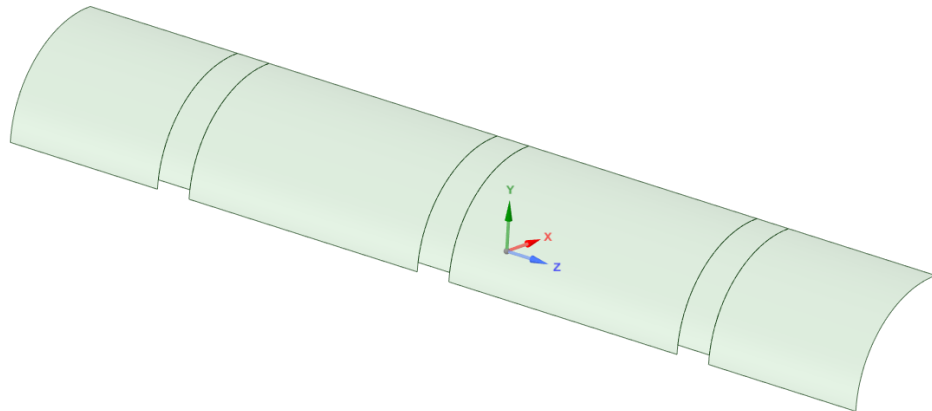


Figura 29.. Segunda revolución de la generatriz

Una vez hechas las 2 revoluciones, ya se encuentran las aristas de las ventanas delimitadas sobre un cuarto del cilindro. Por ello, para finalizar con el modelado del cuerpo del molino se realizarán 2 simetrías de la geometría, una en el plano YZ y otra en el plano XZ.

Adicionalmente, las superficies que no están encima o debajo de las aristas de las ventanas se han dividido en 2 superficies distintas con el objetivo de tener un mayor control sobre el mallado de esta parte del molino. El modelado final del cuerpo del molino se puede observar en la figura siguiente.

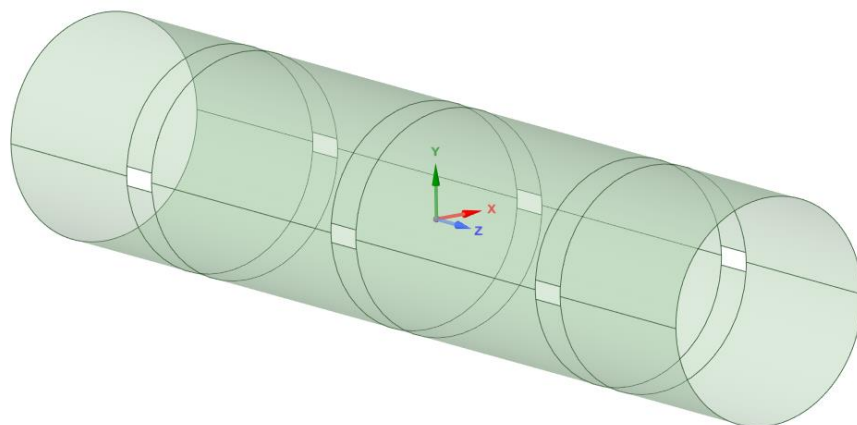


Figura 30. Modelado final del cuerpo del molino

Finalmente, con el modelado del cuerpo del molino realizado, se dispone a crear las superficies de las bridas en ambos extremos del cuerpo del molino.

Para su posterior unión con la malla de las tapas, se necesitará tener un nodo donde haya ubicado un tornillo en el plano del Documento II. Sabiendo que el modelo consta de 30 tornillos en cada extremo del cuerpo del molino, se dividirá la superficie de las bridas en 30 sectores circulares de 12° .

A su vez, cada sector circular estará dividido en 2 superficies, para situar los nodos de los tornillos en cada extremo de la línea que divide estas 2 superficies.

En la figura siguiente, se muestra el cuerpo del molino junto con las bridas unidas a él.

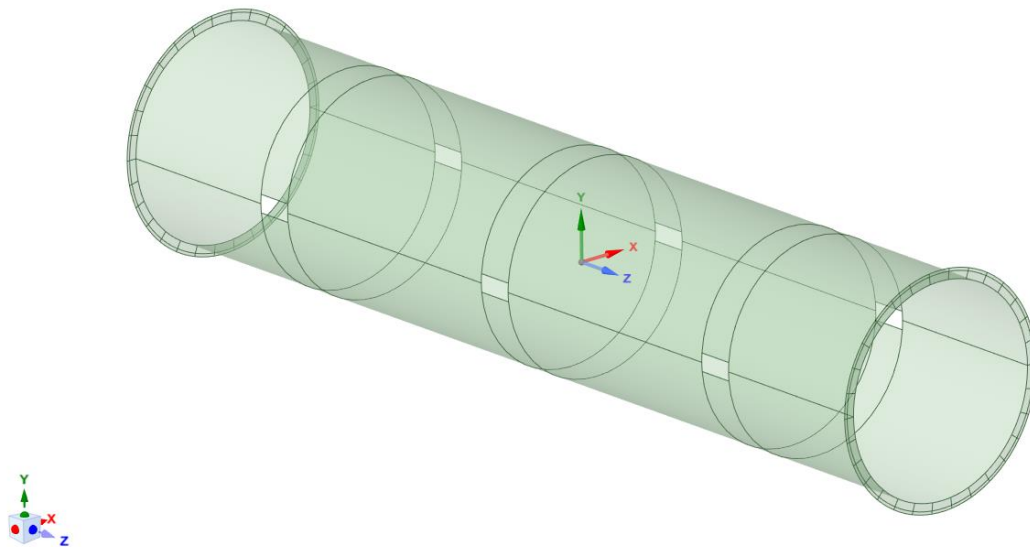


Figura 31. Modelado final del cuerpo del molino con las bridas

El cuerpo del molino y las bridas se mallarán con elementos cuadriláteros 2D lineales (Shell181), para ello se utilizarán opciones de mallado que modifiquen la densidad de elementos en aristas y se asignará un tamaño de elemento global.

Tras varias iteraciones para conseguir el mallado más uniforme posible para el cuerpo del molino y las bridas, se ha establecido un tamaño global de elemento de 100 mm y se ha impuesto una densidad de 4 elementos por sector circular de las bridas y 4 elementos para cada arista vertical de las ventanas.

En la figura siguiente se muestra el mallado del cuerpo del molino y las bridas para el modelo 1 de simulación.

B: Cuerpo molino
Static Structural
Time: 1, s
12/08/2024 13:45

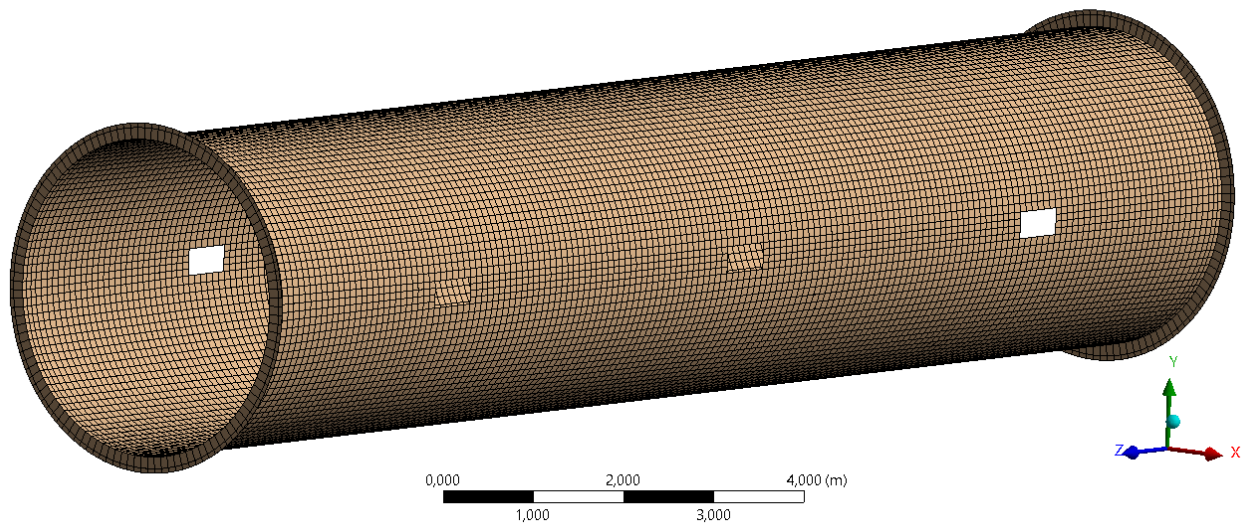


Figura 32. Mallado del cuerpo del molino y las bridas con elementos 2D del modelo 1

En cuanto al espesor de los elementos, se ha establecido para los elementos del cuerpo del molino un espesor de 40 mm y para las bridas 75 mm, como establece el plano adjunto del Anexo I.

Como se ha explicado en apartados anteriores, la geometría se ha modelado de forma que se pueda mallar la superficie media del molino, y las superficies externas de las bridas. Con las opciones de offset que ofrece el software se ha ajustado el espesor y la dirección de crecimiento de éste. El espesor de los elementos se puede apreciar en la figura siguiente.

B: Cuerpo molino
Static Structural
Time: 1, s
12/08/2024 13:47

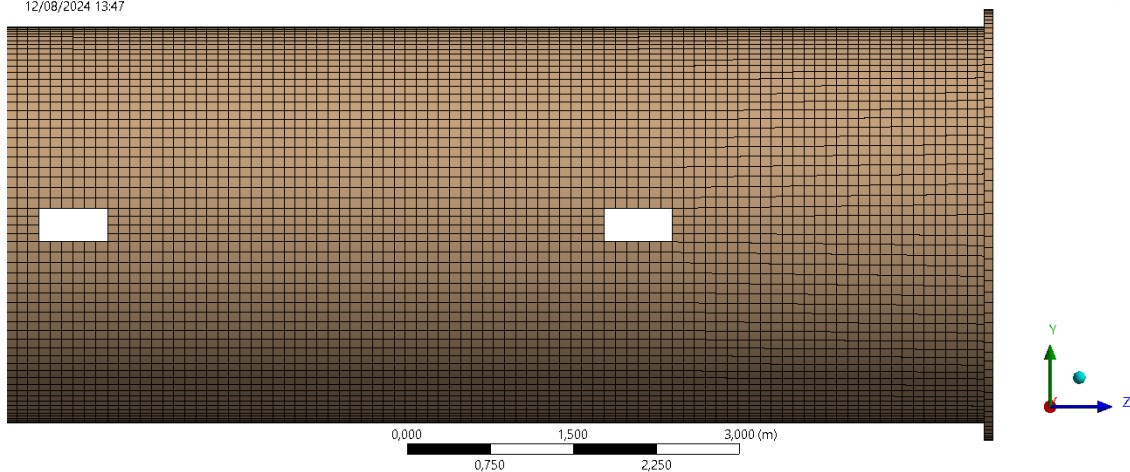


Figura 33. Espesor de los elementos 2D de las bridas

Con ambos modelos de elementos finitos finalizados (tapas y cuerpo del molino y bridas) se ha procedido a exportar ambos modelos a archivos de extensión “.cdb”, que contienen solo el modelo de elementos finitos.

Una vez exportados, se han importado los 2 modelos en un mismo archivo y se han unido los nodos donde se situarían los tornillos según el plano del Anexo I. Posteriormente se explicará más detalladamente este tipo de unión.

En la figura se muestra la malla de elementos finitos utilizada para la simulación del modelo 1, el cual consta de 32430 nodos y 27936 elementos

I: Static Structural
Static Structural
Time: 1, s
12/08/2024 14:37

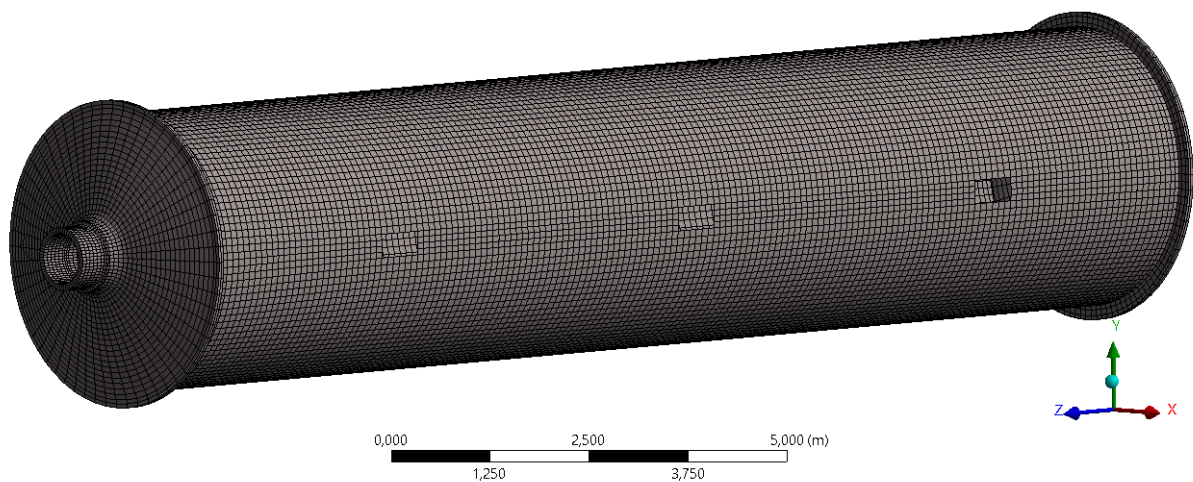


Figura 34. Malla de elementos finitos utilizada para la simulación del modelo 1.

6.1.3. MODELADO DE LA UNIÓN

Las tapas se han modelado con elementos sólidos y el cuerpo del molino y las bridas con elementos *shell*.

La conexión entre bridas y cuerpo del molino es geométrica, comparten las aristas de los extremos del cuerpo del molino y, por tanto, los elementos de bridas y cuerpo del molino compartirán nodos sobre estas aristas. Dado que los elementos utilizados en ambos casos son del tipo *shell*, la conexión entre ambos elementos se realiza de manera adecuada a través de los grados de libertad tanto de traslación como de rotación.

En la figura siguiente, se puede observar la conectividad de las aristas del modelo, en color rojo muestra los bordes libres (pertenecen solo a una superficie) y en color negro muestra los bordes conectados (pertenecen a dos superficies).

B: Cuerpo molino
 Static Structural
 Time: 1, s
 13/08/2024 12:11

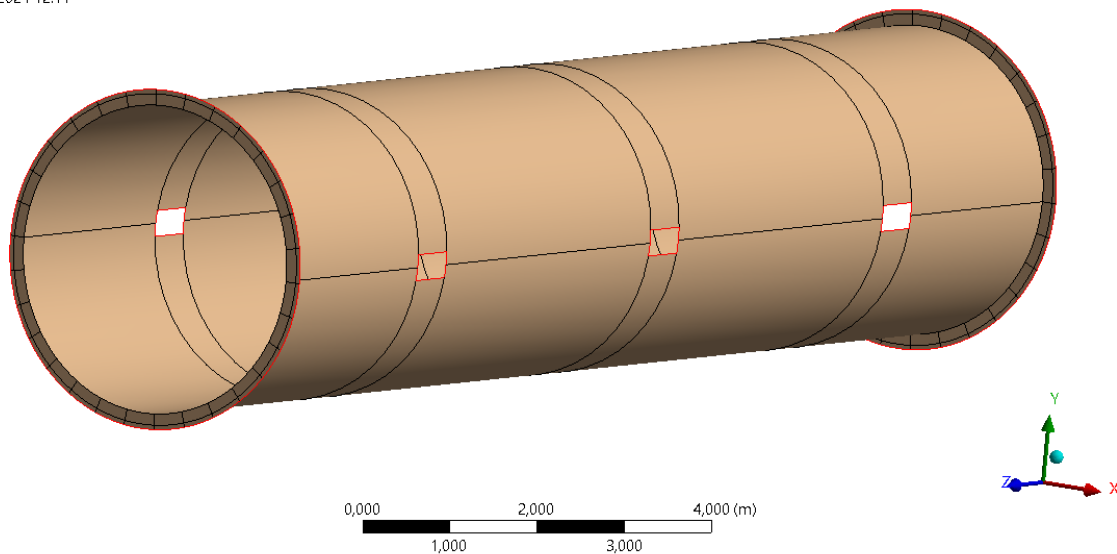


Figura 35. Conectividad de las aristas del cuerpo y bridas del modelo 1 de elementos finitos.

Como se mencionaba anteriormente, las bridas y el cuerpo del molino están conectados mediante las aristas de los extremos, y así lo representa Ansys, mostrando estas aristas de color negro.

Para acabar de tener todo el modelo de elementos finitos conectado faltaría unir las bridas a las tapas del molino y, como se ha adelantado anteriormente, se hará uniendo los nodos de tapas y bridas donde estén ubicados los tornillos.

Para realizar esta unión de nodos coincidentes se ha utilizado una macro que usa comandos de Ansys APDL, que selecciona mediante coordenadas cilíndricas nodos cada 12° para posteriormente solo seleccionar aquellos que se encuentran en el radio correspondiente a la ubicación de los pernos. Según los comandos de APDL que se van a utilizar se deben introducir en una parte u otra del modelo, en este caso, al tratarse de comandos de preproceso, se deben introducir en cualquiera de las geometrías del modelo, como se muestra en la Figura 36.

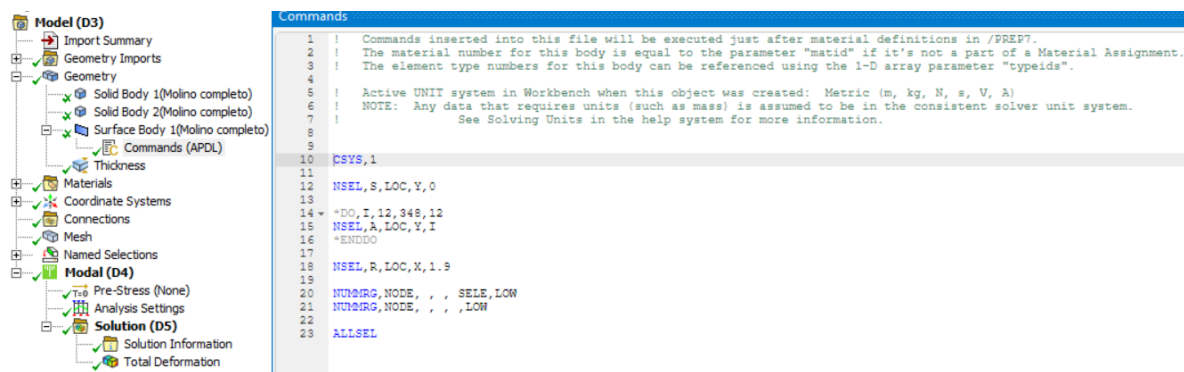


Figura 36. Macro de comandos de Ansys APDL utilizada para unir tapas y bridas.

Una vez seleccionados los nodos donde se ubicarían los tornillos, se unen nodos coincidentes.

Mediante este tipo de unión, posteriormente si se precisara del cálculo de los tornillos, se podría realizar el cálculo de éstos obteniendo del modelo de elementos finitos la carga máxima a tracción y cortante que llega a estos nodos de unión.

6.2. MODELO 2

En este modelo de elementos finitos, las uniones entre componentes se han realizado mediante contactos, a excepción de la unión entre bridas y cuerpo del molino que se detallará a continuación.

6.2.1. MODELADO DE LAS TAPAS

En primer lugar, al contar con la sección radial de las tapas modelada para el modelo 1 de elementos finitos, para este modelo se ha decidido partir de esta geometría, que se puede ver en la Figura 19.

Seguidamente, y con el objetivo de tener un mayor control sobre el mallado en esta parte del molino, se ha hecho una revolución de 12° de la sección longitudinal de las tapas alrededor del eje Z, la cual se muestra en la Figura 37.

Cabe recalcar que, como se muestra en la Figura 37, el sector circular se ha dividido en 2 partes por razones de mallado que se explicarán posteriormente. Una parte será la parte superior en la cual se sitúa el agujero, y la otra parte será el resto de la tapa.

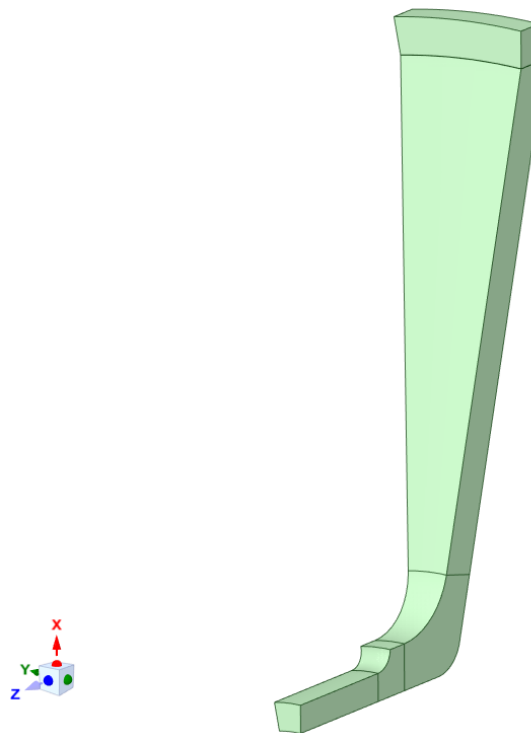


Figura 37. Sector circular de 12° de una de las tapas

Una vez realizado el sector circular se ha hecho el agujero por el que pasarán los tornillos, siguiendo el plano del documento II.

Finalmente, para terminar con el modelado de las tapas, se ha replicado este sector circular hasta tener los 30 sectores que forman la tapa, mediante el uso de patrones circulares que ofrece el software de modelado que se muestra en la figura siguiente.

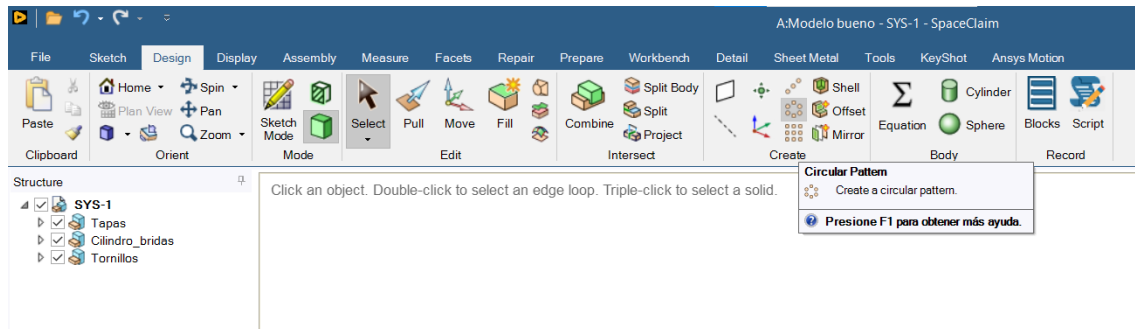


Figura 38. Herramienta de SpaceClaim para realizar patrones circulares

Tras este paso se ha hecho una reflexión respecto al plano XY para tener las 2 tapas modeladas.

En la figura siguiente, se puede observar el modelado final de las tapas para el modelo 2.

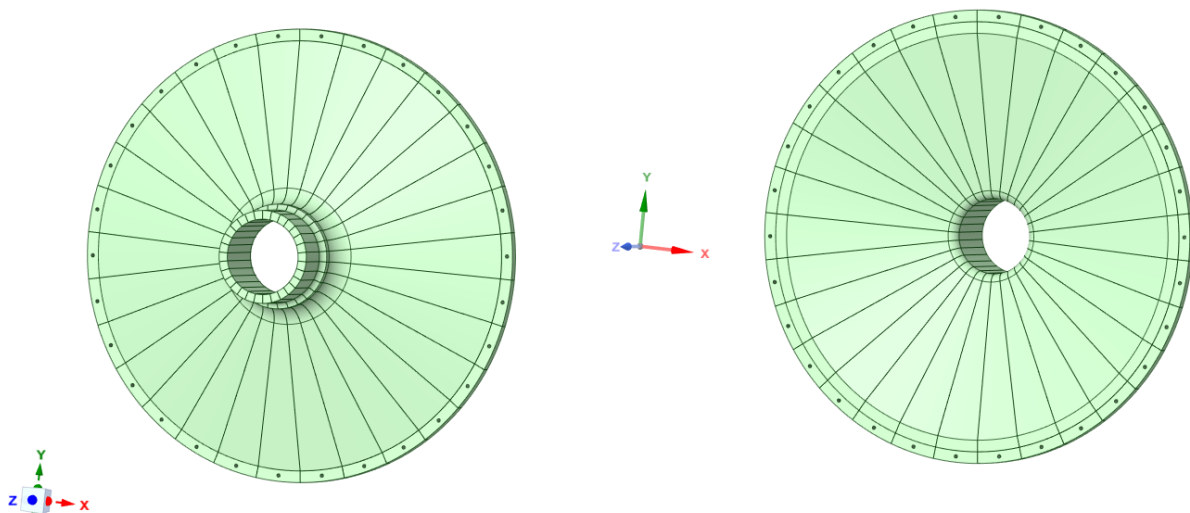


Figura 39. Geometría final de las tapas del molino para el modelo 2

Para el mallado de las tapas del molino se ha optado por dividir los sectores circulares de las tapas en 2 partes, como se adelantaba anteriormente.

Esta división de cuerpos en las tapas se ha realizado porque cada una de las partes se mallará de forma distinta, la parte donde se sitúa el agujero se ha mallado mediante un barrido en dirección del agujero, mientras que el resto de la tapa se ha mallado haciendo una revolución de la sección radial alrededor del eje Z de igual forma que se había hecho en el modelo 1 de elementos finitos.

El mallado de la parte superior de uno de los sectores circulares de las tapas se muestra en la ~~Figura 40~~Figura, se ha realizado con elementos hexaédricos lineales de tamaño global de 100 mm sin refinamiento en los agujeros para no condicionar el resto de componentes.

A: Modelo bueno
Static Structural
Time: 1, s
20/08/2024 13:51

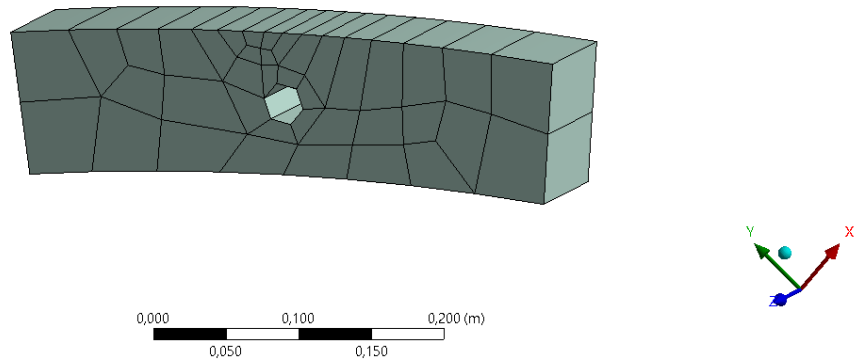


Figura 40. Mallado final de la parte superior de un sector circular de las tapas del modelo 2.

Es importante resaltar que el mallado de la parte superior del sector circular de las tapas se ha realizado modificando la densidad de elementos de las aristas del componente, de igual forma que en otros mallados realizados y con solo una capa de elementos en su espesor para reducir el número de elementos.

El mallado de esta parte, una vez realizado, se ha copiado al resto de las partes superiores de los sectores circulares de las tapas mediante la herramienta *mesh copy*. Para ello, basta con seleccionar una de las superficies del cuerpo del que se quiere copiar la malla e indicar una superficie del cuerpo que se desea mallar. Esta herramienta permite unir nodos coincidentes indicando la tolerancia que desee el usuario.

Con este tipo de divisiones se busca controlar el mallado, tener más capacidad de modificarlo y una vez realizado copiarlo al resto de componentes que sean iguales para tener el mismo tipo de malla en estos componentes.

Seguidamente, se ha realizado el mallado del resto del sector circular de la tapa, el cual se ha hecho mediante una revolución alrededor del eje Z de la sección radial de la parte restante de la tapa, utilizando la herramienta *multizone*, indicándole en la geometría las caras inicial y final de la revolución. A continuación, en la figura, se muestra el mallado en su sección radial.

A: Modelo bueno
Analysis Settings
Time: 1, s
20/08/2024 14:13

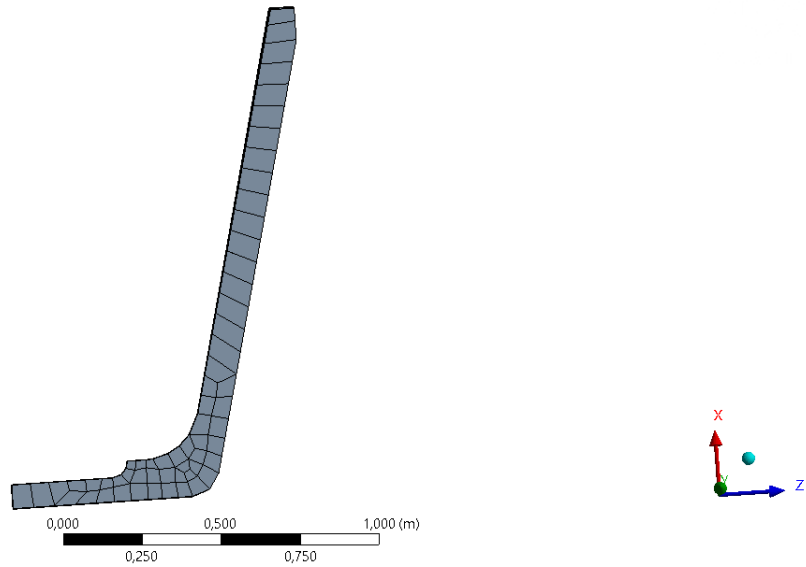


Figura 41. Mallado final de la parte restante de un sector circular de las tapas del modelo 2.

En la figura siguiente, se puede observar el mallado completo de esta parte del sector circular de las tapas. De igual forma que para la parte superior, se ha realizado con elementos hexaédricos lineales con un tamaño global de elementos de 100 mm. El mallado de la parte superior condiciona el número de capas de elementos de revolución del resto del sector circular de las tapas, lo cual hace que no se deban utilizar muchos elementos para la parte superior porque hace de peor calidad a los de la parte inferior de las tapas.

A: Modelo bueno
Analysis Settings
Time: 1, s
20/08/2024 14:14

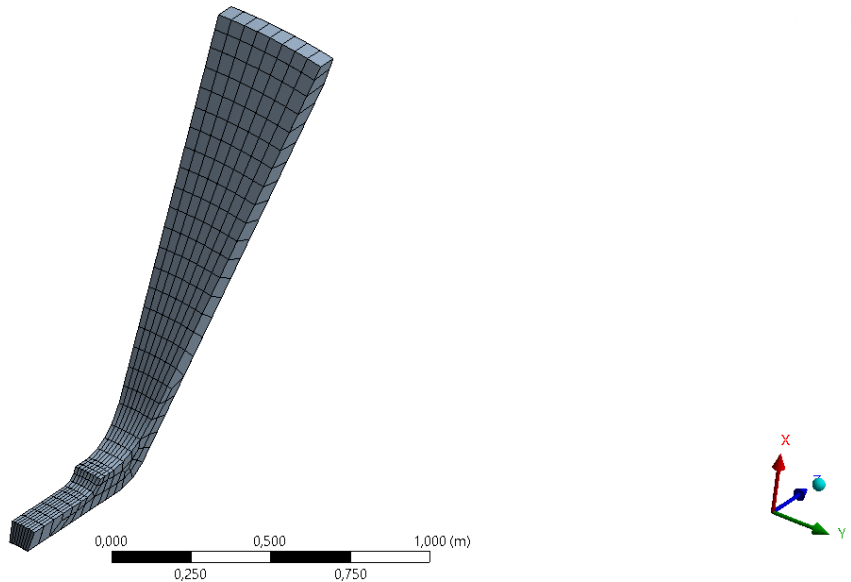


Figura 42. Mallado final de la parte restante de un sector circular de las tapas del modelo 2.

Finalmente, y de igual forma que en la parte superior de los sectores circulares de las tapas, se ha copiado este mallado al resto de sectores circulares, dando lugar al mallado completo de las tapas que se puede ver en la figura siguiente.

A: Modelo bueno
Analysis Settings
Time: 1, s
20/08/2024 18:32

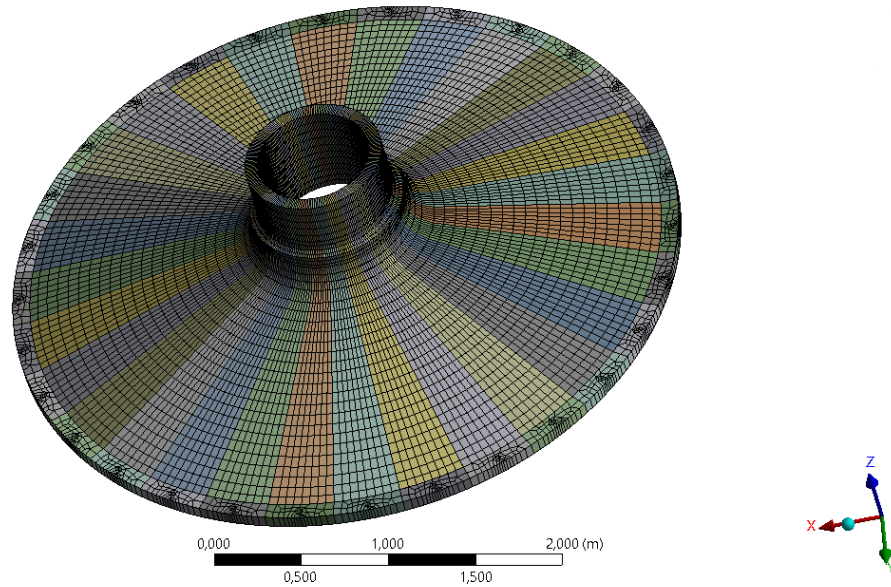


Figura 43. Mallado final de las tapas del modelo 2 de elementos finitos.

6.2.2. MODELADO DEL CUERPO DEL MOLINO Y BRIDAS

La geometría del cuerpo del molino del modelo 1 será igual que para el modelo 2, también serán superficies. La geometría utilizada en este modelo para el cuerpo del molino se puede observar en la Figura 30.

En cambio, dado que se van a utilizar tornillos para modelar la unión, las bridas del cilindro han de ser modeladas con elementos 3D, que a un lado, en dirección longitudinal (Z) estarán en contacto con la tapa y al otro en contacto con la tuerca del tornillo. Por tanto, las bridas en este modelo de elementos finitos no se han modelado con superficies.

Partiendo de la geometría del modelo 1, se han extruido las bridas hacia el centro del molino 75 mm y se ha colocado el agujero de 30 mm en el punto donde se colocan los tornillos, como indica el plano del documento II.

En la figura siguiente, se puede ver le geometría de uno de los sectores circulares de 12° que conforman las bridas.

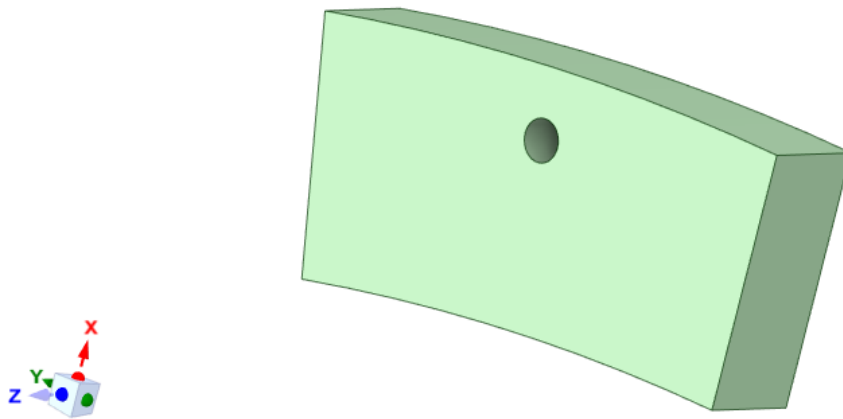


Figura 44. Sector circular de 12° de una de las bridas

De igual forma que para otros componentes que conforman el molino, se ha replicado este sector circular 30 veces y se ha hecho una reflexión respecto al plano XY para tener el modelado de las bridas completos en ambos extremos del molino para cemento.

En la figura siguiente, se puede observar el modelado geométrico completo del cuerpo del molino junto con las bridas para el modelo 2 de elementos finitos de este trabajo de fin de máster.

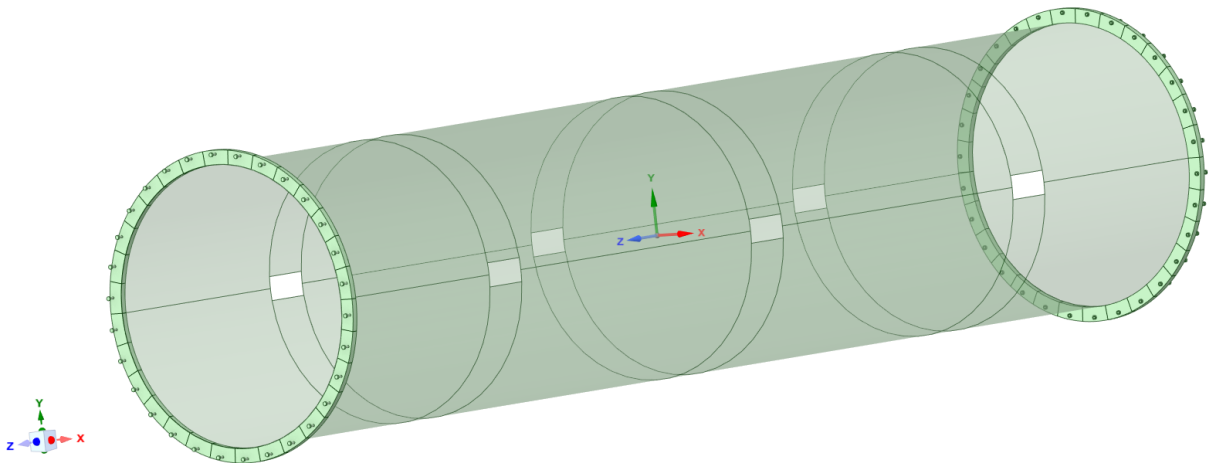


Figura 45. Geometría final del cuerpo del molino y las bridas para el modelo 2

La conexión entre los sectores circulares de las bridas y el cuerpo del molino se explicará posteriormente.

Para el mallado de las bridas en este modelo se ha optado por seguir los pasos usados para realizar el mallado de la parte superior de las tapas del molino. Se ha mallado uno de los sectores circulares con elementos hexaédricos lineales mediante un barrido de una de sus caras en dirección del agujero, sin tener un refinamiento de malla en éste. Posteriormente este mallado se copiará a los demás sectores circulares de las bridas. Se ha usado un tamaño de elemento de

100 mm y de esta forma, de igual forma que para las tapas, se obtiene un mallado que no condiciona demasiado el del cuerpo del molino.

Se ha mallado con una sola capa de elementos en su espesor y en la figura se puede ver el mallado resultante para uno de estos sectores circulares de las bridas

A: Modelo bueno
Static Structural
Time: 1, s
20/08/2024 18:59

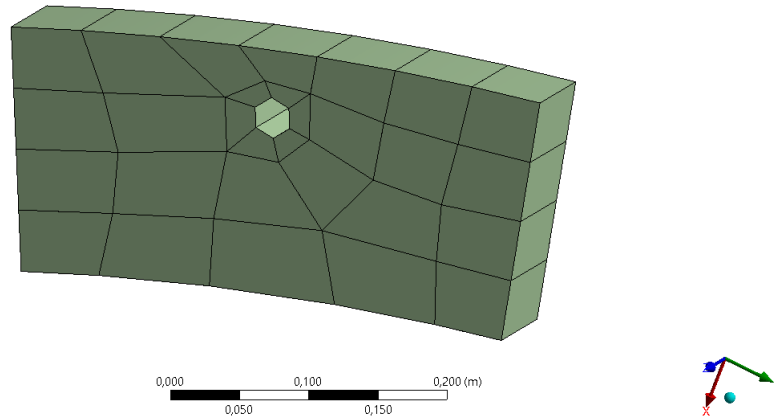


Figura 46. Mallado final de un sector circular de las bridas del modelo 2 de elementos finitos.

En cuanto al mallado de la superficie del cuerpo del molino, se ha realizado de igual forma que para el modelo 1 de elementos finitos, con elementos cuadriláteros 2D lineales y un tamaño de elemento global de 100 mm. Se les ha asignado un espesor de 40 mm a estos elementos, de igual forma que en el modelo 1 de elementos finitos.

Mediante las divisiones geométricas que se habían realizado en el cuerpo del molino, la densidad de elementos de las aristas (igual que en el modelo 1) y la conectividad de nodos con las bridas, que condiciona en gran medida al mallado del molino, se ha obtenido el mallado del cuerpo del molino tras varias iteraciones, el cual se puede ver en la figura siguiente.

A: Modelo bueno
Static Structural
Time: 1, s
20/08/2024 19:11

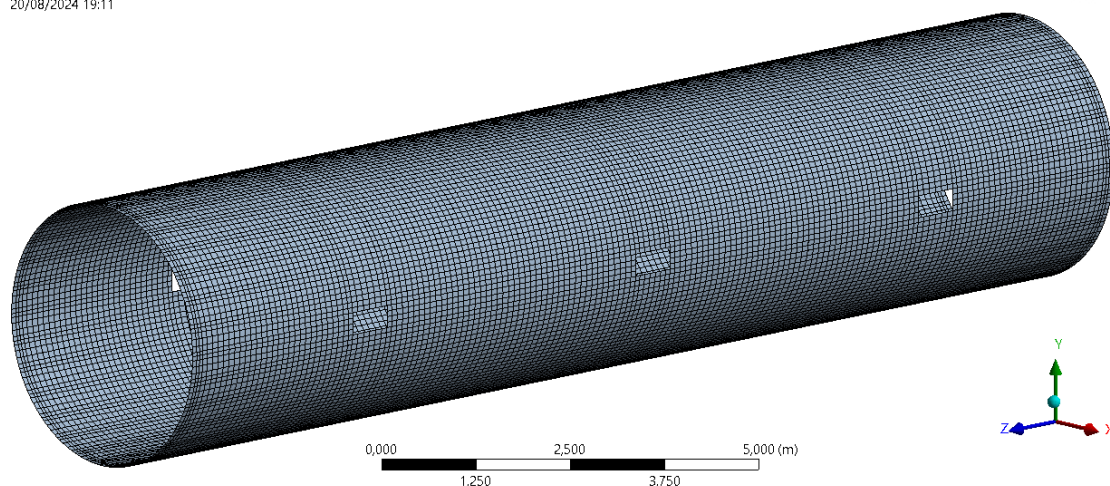


Figura 47. Mallado final del cuerpo del molino del modelo 2 de elementos finitos.

Comparando el mallado del cuerpo del molino entre modelos de elementos finitos, se puede observar que es muy parecido, las diferencias que se puedan observar se deben al número de

elementos que impone el mallado de las bridas. El mallado de bridas y cuerpo del molino ensamblados se puede ver en la figura siguiente.

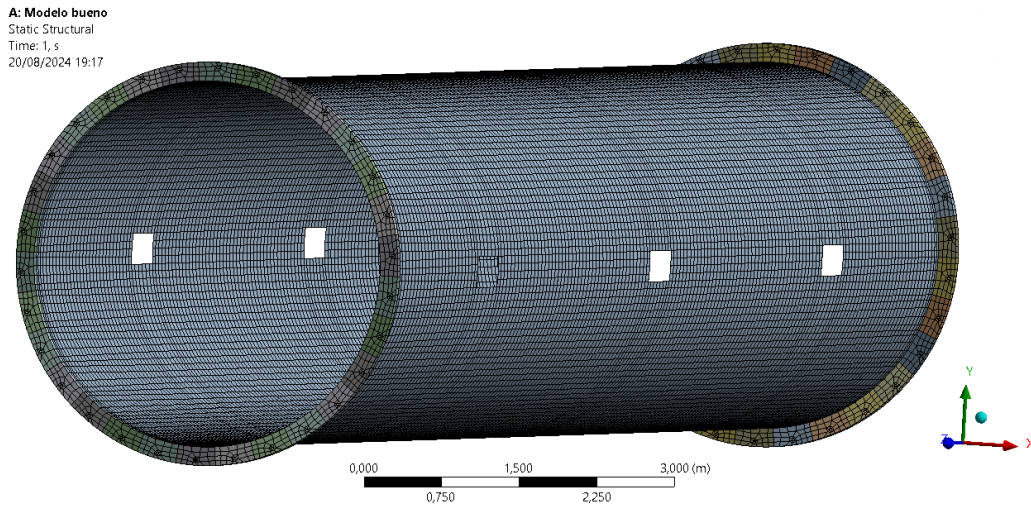


Figura 48. Mallado final del cuerpo del molino y bridas del modelo 2 de elementos finitos.

6.2.3. MODELADO DE LOS TORNILLOS

Para simular los elementos de unión que sirven para unir las tapas del modelo con las bridas, se han modelado 60 tornillos y 60 tuercas. Los tornillos cuentan con un diámetro de caña de 30 mm, el cual es el mismo para el diámetro interno de las tuercas. Los elementos de unión también son cuerpos sólidos.

En la figura siguiente, se puede observar el modelado de los tornillos y las tuercas por separado, así como el ensamblaje entre ambos componentes.



Figura 49. Elementos de unión usados en el modelo 2

En la figura siguiente, se puede ver también los elementos de unión ensamblados en los componentes del molino

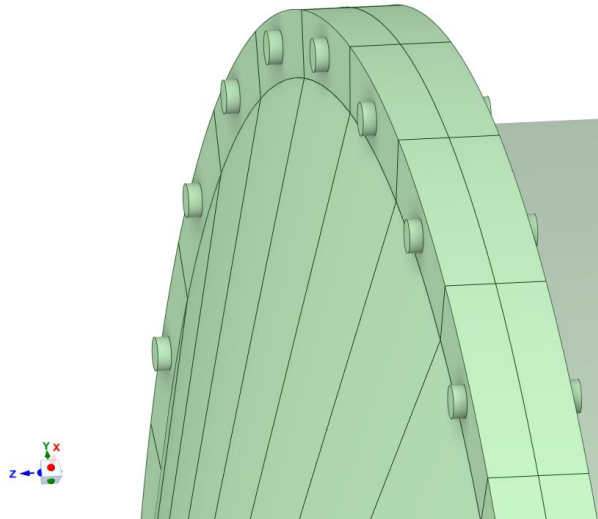


Figura 50. Elementos de unión del modelo 2 ensamblados en el molino

Finalmente, en la figura siguiente, se puede observar el modelado geométrico final del modelo 2 con sus diferentes componentes ensamblados.

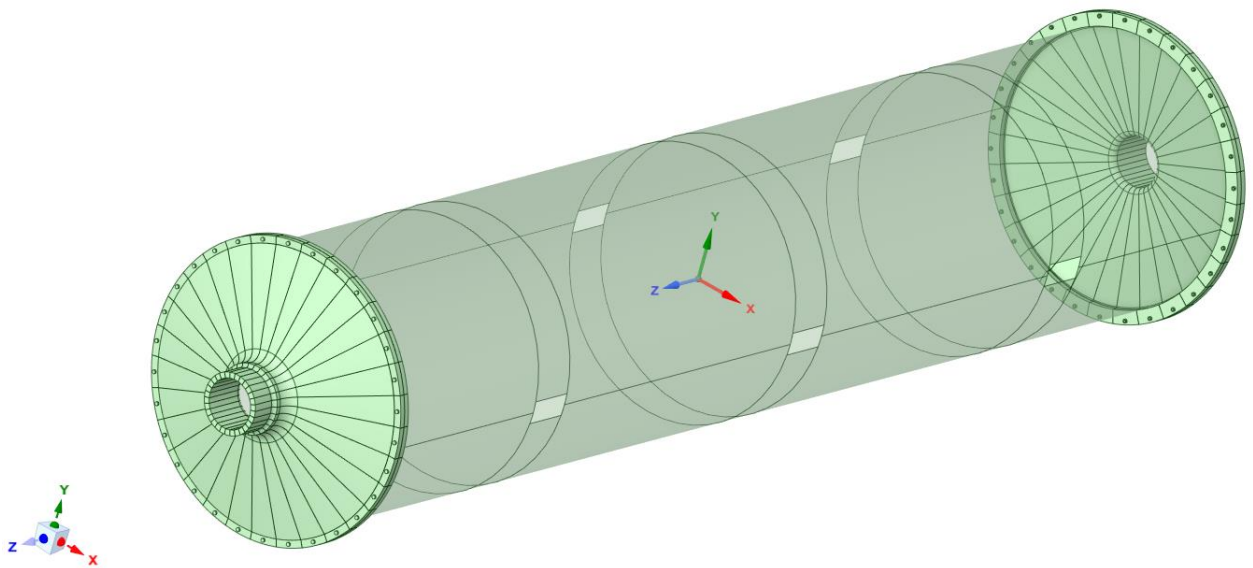


Figura 51. Modelado final del modelo 2

Para el mallado de los elementos de unión del molino, se ha buscado reducir el número de elementos utilizados de 3 formas distintas.

La primera de las formas en las que se ha reducido el número de elementos utilizados en estos componentes ha sido recortando la parte sobrante de tornillo que sobresalía de la tuerca. En un primer momento se modeló la longitud entera de la caña de los tornillos, pero como se necesitaba reducir el número de elementos y no eran estructuralmente importantes se decidió recortar la geometría, así como eliminar los elementos de esta parte.

La segunda forma que se ha utilizado para tener menos densidad de elementos es reducir el número de elementos existentes a lo largo de la caña. Tal y como se indica en el documento de

Ansys sobre *bolt pretension object* solo se necesitan 2 elementos a lo largo de la caña para aplicar posteriormente la pretensión [12].

La tercera forma que se ha utilizado ha sido reduciendo el número de elementos en las caras de la tuerca y los tornillos, de forma que al hacer el barrido genere menos elementos hexaédricos.

En la figura siguiente se puede observar el mallado de los diferentes elementos de unión, tanto por separado como ensamblados.

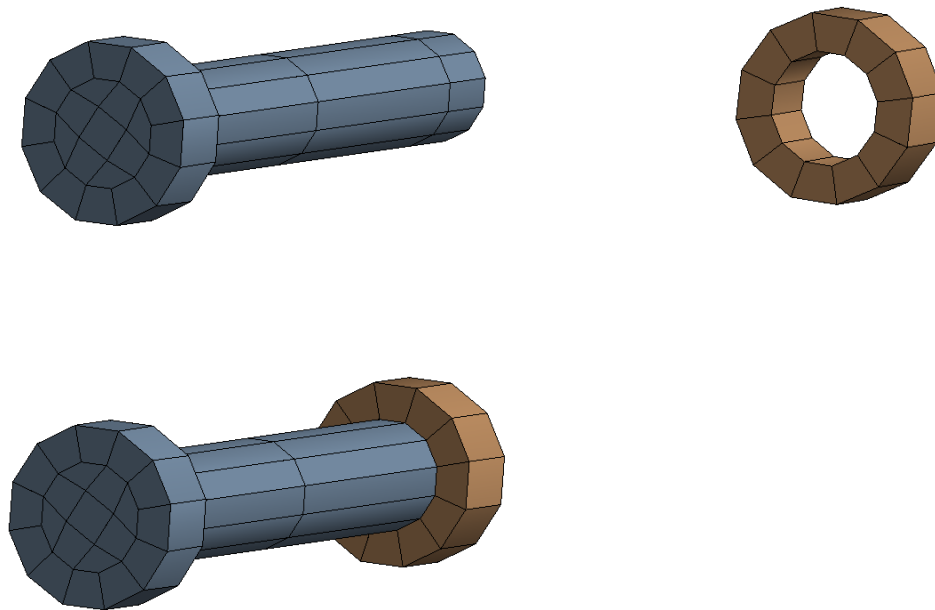


Figura 52. Mallado final de los elementos de unión del modelo 2 de elementos finitos.

Para el mallado de estos elementos de unión se han utilizado elementos hexaédricos lineales con un tamaño de elemento de 30 mm.

A continuación, se muestran los elementos de unión ensamblados en las tapas y bridas del molino.

A: Modelo bueno
Analysis Settings
Time: 1, s
20/08/2024 19:56

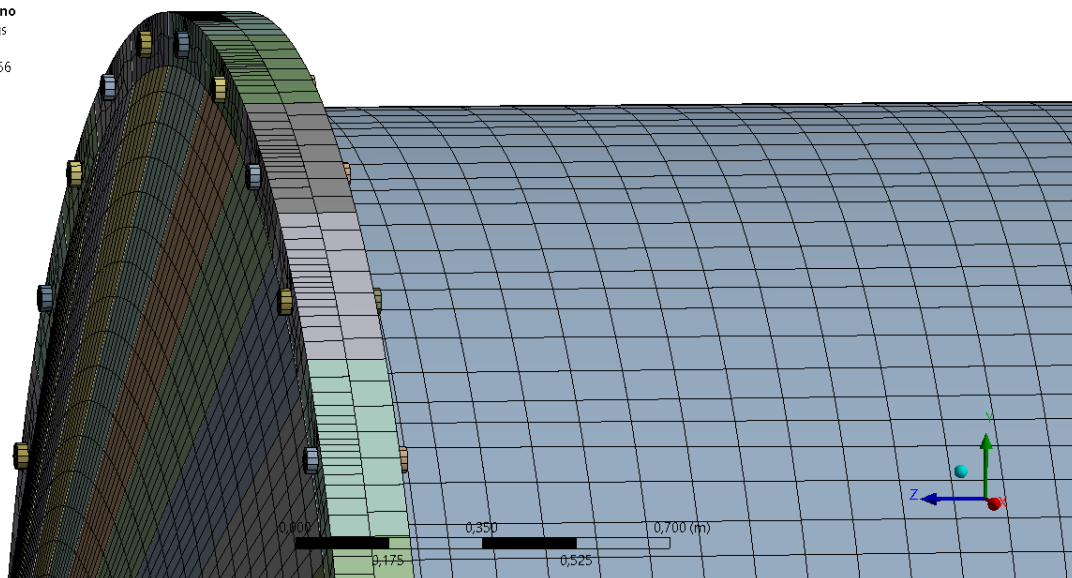


Figura 53. Mallado final de los elementos de unión del modelo 2 de elementos finitos ensamblados en el molino.

Una vez realizado el mallado de todos los componentes, en la figura se muestra el mallado de todos los componentes ensamblados. La conexión entre estos componentes se discutirá en los próximos apartados.

A: Modelo bueno
Analysis Settings
Time: 1, s
20/08/2024 19:56

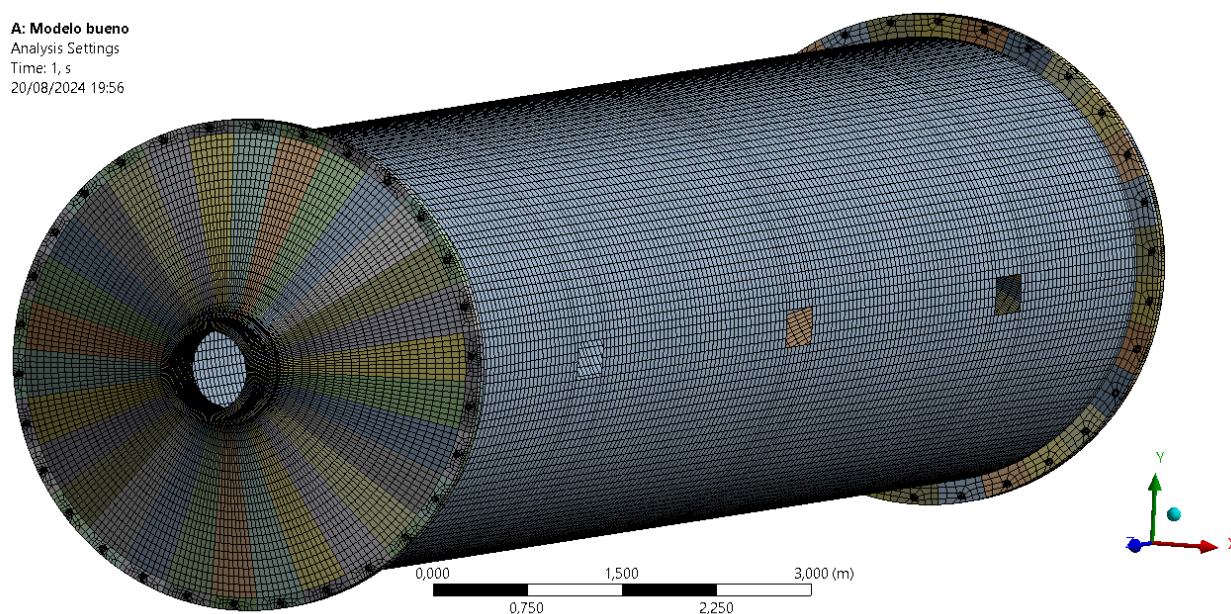


Figura 54. Mallado final de todos los componentes del modelo 2 de elementos finitos ensamblados.

El modelo 2 de elementos finitos consta de 89004 nodos y 61498 elementos.

En la tabla 2, se puede ver una comparativa del número de nodos y elementos utilizados en cada modelo de elementos finitos del proyecto.

	Nodos	Elementos
Modelo 1	32430	27936
Modelo 2	89004	61498

Tabla 2. Comparación del número de nodos y elementos utilizados para cada modelo de elementos finitos.

6.2.4. MODELADO DE LAS UNIONES DE LOS COMPONENTES

Primeramente, se explicará cómo están conectadas las mallas de cada componente y posteriormente se explicará cómo se conectan los diferentes componentes que forman el molino para cemento.

La conexión entre los diferentes sectores circulares de las tapas, así como la conexión entre la parte superior e inferior de cada sector circular, es geométrica, comparten puntos, aristas y áreas coincidentes.

Esto hace que cuando una vez realizado el mallado de las tapas, éstas compartan nodos en sus áreas coincidentes. La conexión entre los diferentes sólidos de las tapas se muestra en la siguiente figura:

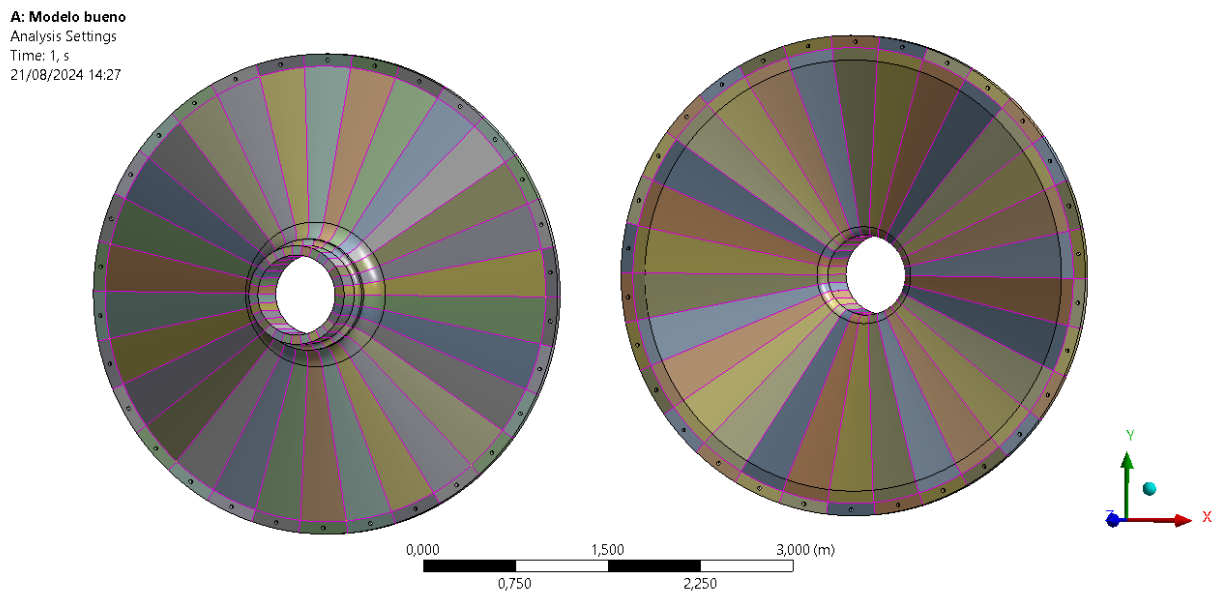


Figura 55. Conectividad de las tapas del modelo 2 de elementos finitos.

Las aristas de color morado indican que esa arista pertenece a tres áreas distintas, mientras que las aristas de color negro indican que esa arista pertenece a 2 áreas distintas.

Teniendo en cuenta lo anteriormente mencionado, la conectividad entre los diferentes sólidos que conforman las tapas es correcta y los mallados de cada sector circular se unirán mediante nodos coincidentes, que es lo que se buscaba para este componente ya que se pretende simular como un único sólido.

Los sectores circulares que conforman las bridas, de igual forma que los de las tapas, están unidos geoméricamente entre sí, lo que hace que compartan aristas, puntos y áreas

coincidentes, así como nodos en estas entidades geométricas coincidentes. La conectividad de las bridas se muestra en la figura siguiente:

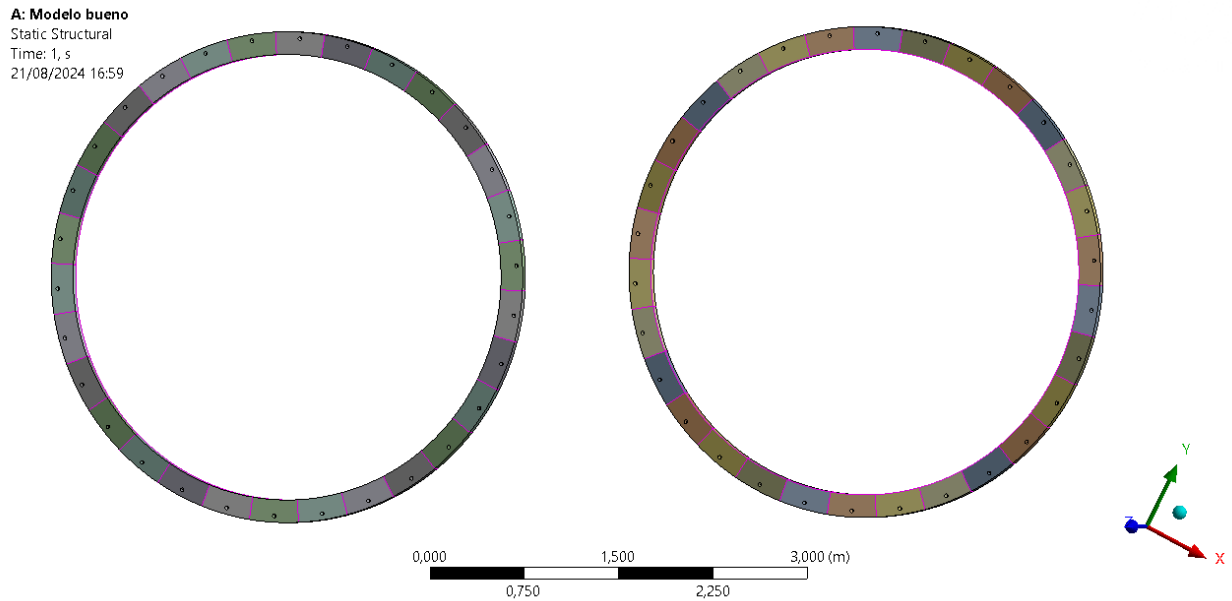


Figura 56. Conectividad de las bridas del modelo 2 de elementos finitos.

A continuación, se muestra con mayor detalle.

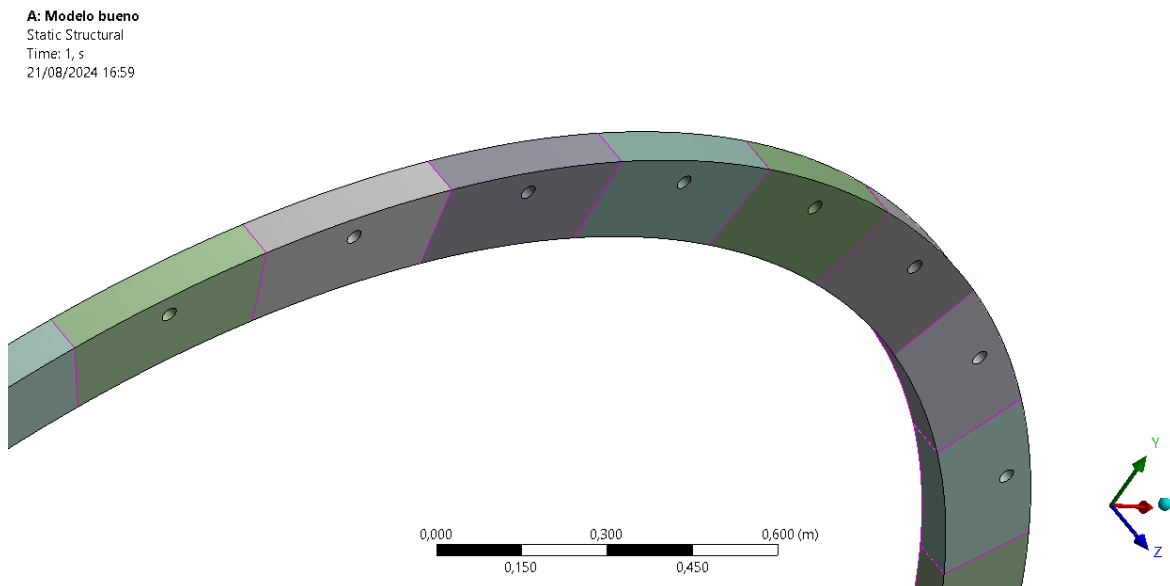


Figura 57. Conectividad de las bridas del modelo 2 de elementos finitos.

En cuanto a los elementos de unión, las tuercas y los tornillos están unidos entre sí geoméricamente, como se puede ver en la figura siguiente.

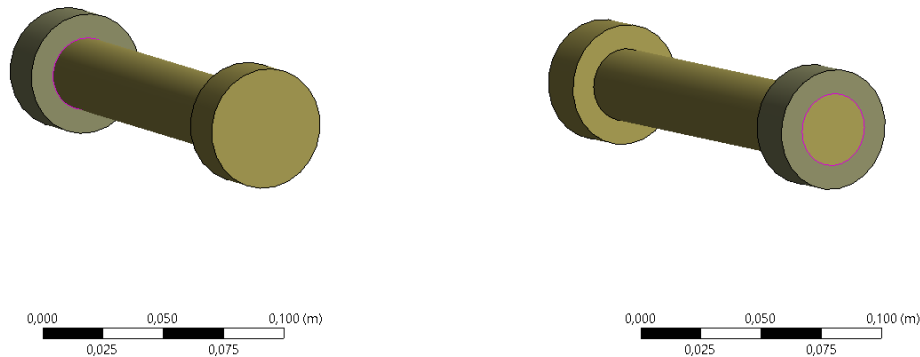


Figura 58. Conectividad de los elementos de unión del modelo 2 de elementos finitos.

Esta unión de componentes se ha considerado así para hacer una pequeña simplificación del modelo, también se podría haber considerado contacto pegado entre estos dos componentes.

El cuerpo del molino estará unido entre sí de igual forma que en el modelo 1 de elementos finitos, se puede consultar la Figura 35.

6.2.5. MODELADO DE LOS CONTACTOS

Para ensamblar tapas, bridas y tornillos se han definido 3 contactos en sus superficies:

- Cabeza de tornillo – Tapas del molino: Bonded (Caras totalmente pegadas, no permite separación ni deslizamiento)
- Tuerca – Bridas: Bonded (Caras totalmente pegadas, no permite separación ni deslizamiento)
- Tapas del molino – Bridas: Frictional, con coeficiente de rozamiento de 0,15 (Permite separación y permite deslizamiento si se supera la fuerza de fricción) [11]

En las figuras siguientes se muestran los diferentes contactos mencionados entre los componentes del molino, las superficies en las que se está estableciendo el contacto y la dirección y sentido de el vector normal a esa superficie.

Con estos contactos se busca comprobar que la unión entre bridas y tapas del molino no se separe ni deslice una vez aplicada la carga de pretensión en los tornillos

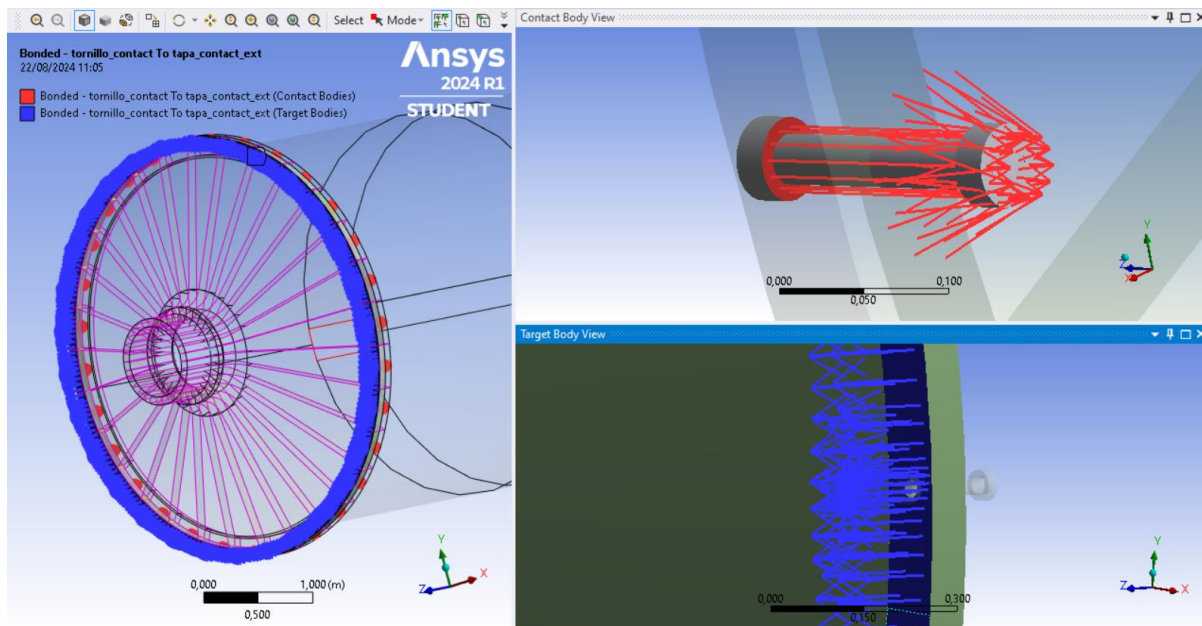


Figura 59. Contacto entre tapas y cabeza de tornillo del modelo 2.

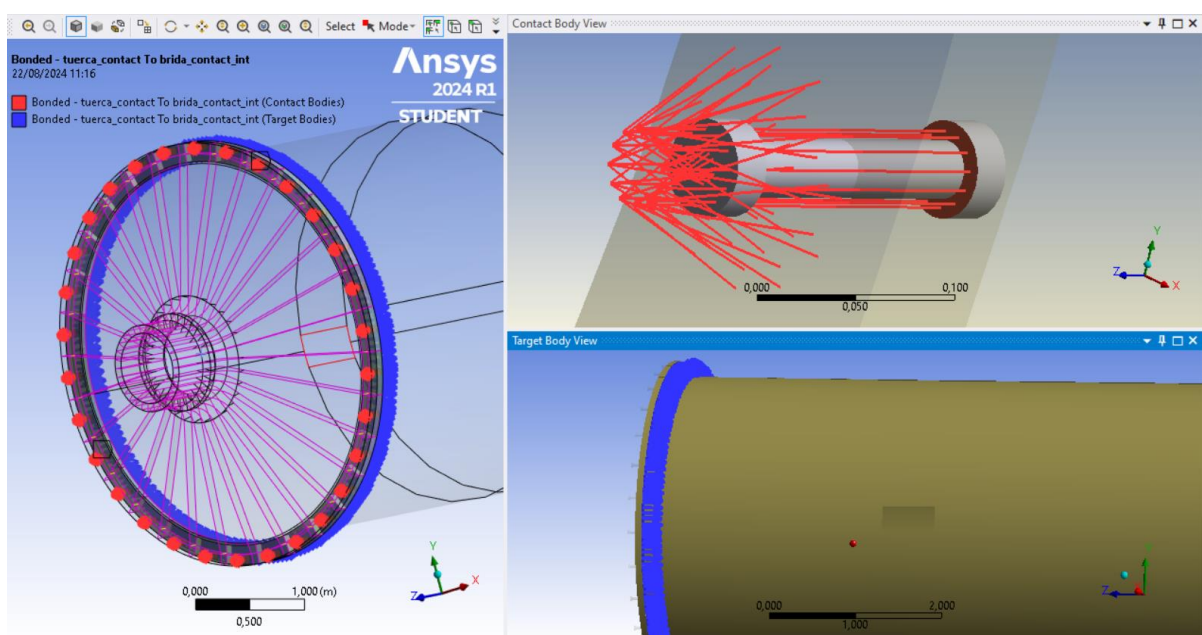


Figura 60. Contacto entre bridas y tuercas del modelo 2.

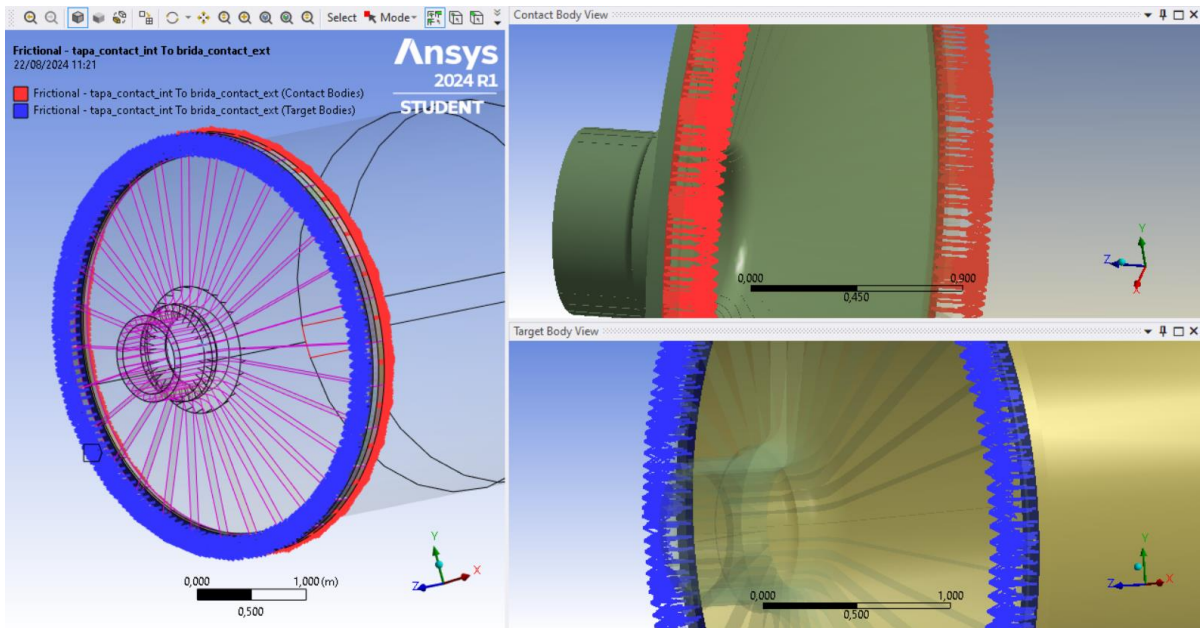


Figura 61. Contacto entre bridas y tapas del molino del modelo 2.

Lo importante que se debe comprobar en las figuras anteriores, es que se han seleccionado correctamente todas las superficies de contacto y que las normales de las áreas de contacto entre “contact” y “target” tienen sentidos opuestos, de esta forma el software busca el contacto en el sentido que indican estos vectores normales.

6.2.6. MODELADO DE LA UNIÓN BRIDAS-CUERPO DEL MOLINO

Se ha estudiado en detalle como establecer la unión entre bridas y cuerpo del molino, debido a que se trata de una unión entre elementos *shell* y elementos sólidos.

En un primer momento, se modeló de forma que se unían mediante una arista y compartían los nodos de esa arista. Pero se vio que este tipo de unión podía ser problemática y producir una especie de efecto bisagra entre bridas y cuerpo del molino, dado que los elementos sólidos no incluyen los grados de libertad de giros que sí que incluyen los elementos *shell*.

Para comprobar este posible efecto, se decidió realizar un pequeño modelo de simulación para entender cómo funciona este tipo de unión en Ansys Workbench.

Este pequeño modelo de elementos finitos consta de un cuerpo sólido de tamaño igual a un sector circular de la brida, pero sin curvatura, para eliminar la posible rigidez que la curvatura pudiese aportar y de una superficie de ancho igual al sector circular de la brida e igual al largo del cuerpo del molino.

Se han simulado 2 situaciones distintas, una en la que comparten la cara inferior de la brida (modelo simple 1) y otra en la que solo comparten una arista (modelo simple 2) En la figura siguiente se muestra el modelo geométrico de estas simulaciones con la carga aplicada y las condiciones de contorno tomadas. Se han restringido los 6 grados de libertad de la cara mostrada (A) y se ha aplicado una carga superficial de 2 Pa en la que se indica en la figura siguiente.

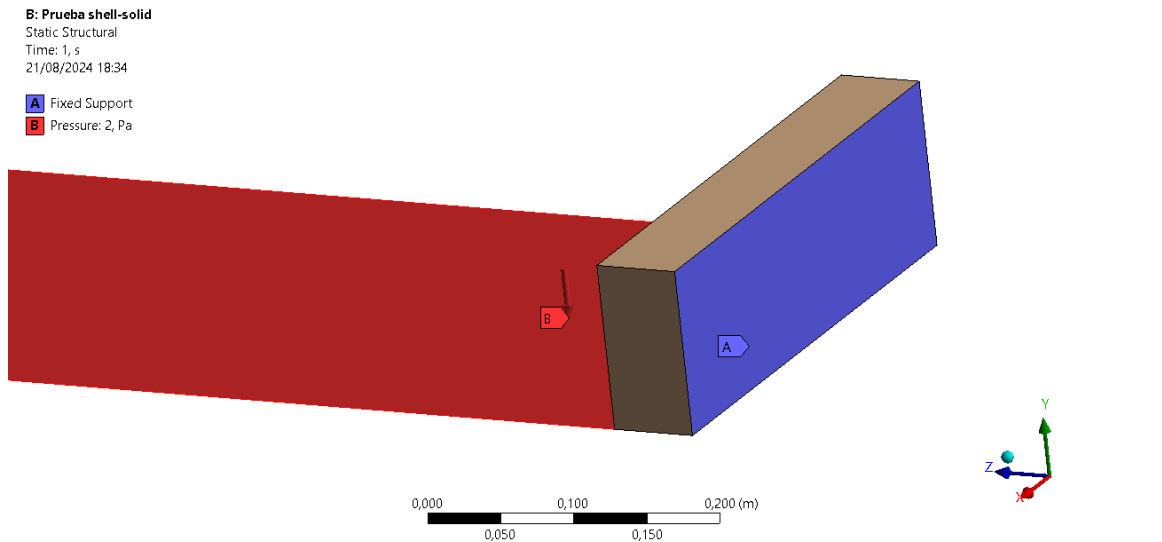


Figura 62. Modelo geométrico para la prueba de conexión entre elementos shell-solid.

El espesor tomado para los elementos *shell* de la superficie es el mismo que tiene el cuerpo del molino, 40 mm. En la figura siguiente se puede ver el mallado del modelo simple 1 y su conectividad, con la cara inferior de la brida compartida con la superficie que simula ser el cuerpo del molino. Para ambos modelos los elementos son lineales.

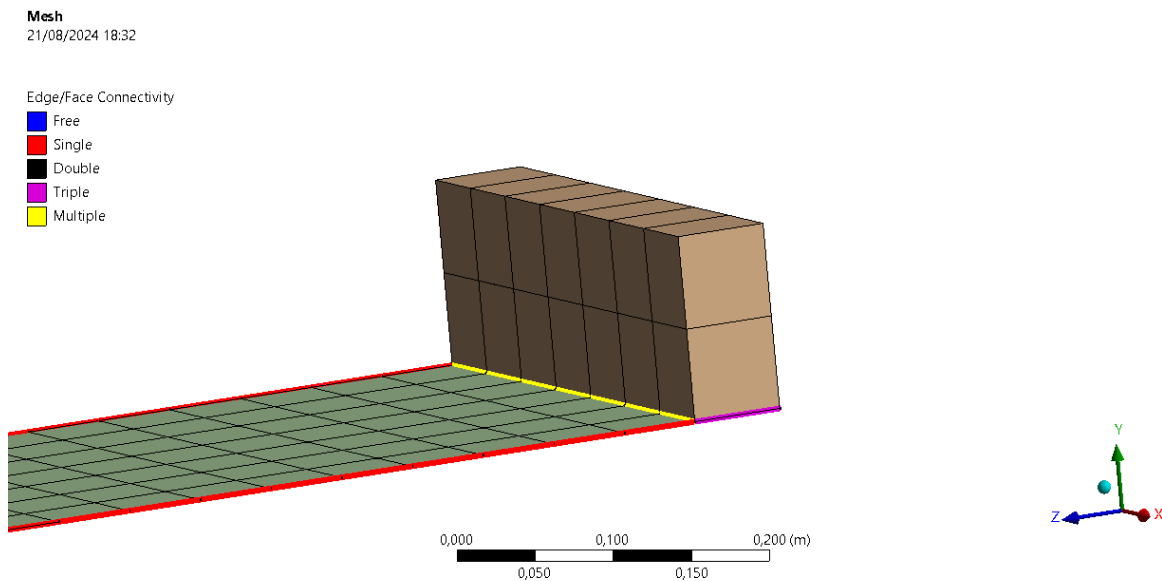


Figura 63. Mallado del modelo simple 1 para la prueba de conexión entre elementos shell-solid.

En la figura siguiente, se muestra el modelo simple 2 y su conectividad, con la arista de color morado como única conexión entre elementos *shell* y sólidos.

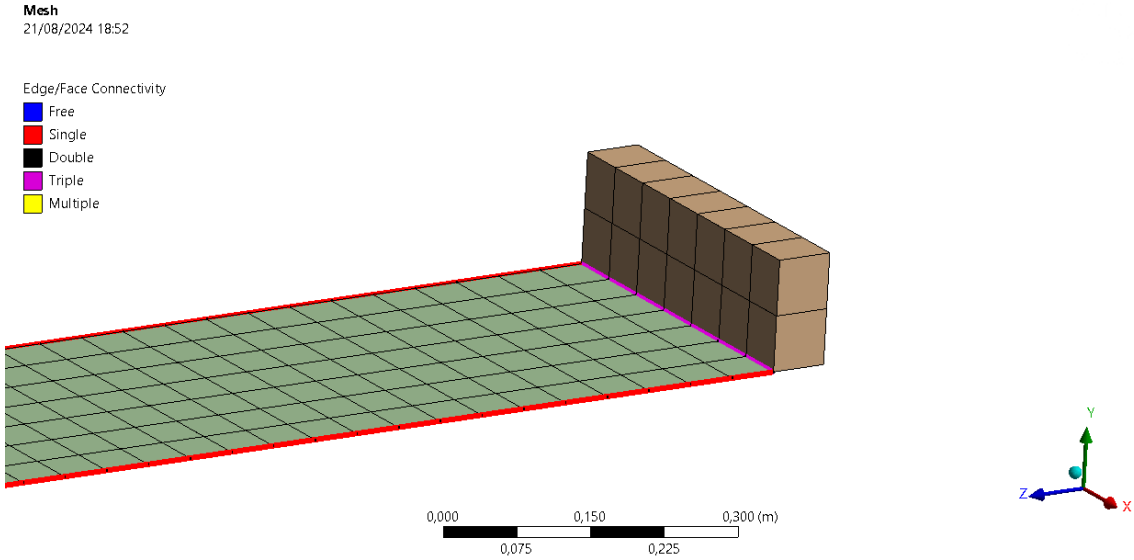


Figura 64. Mallado del modelo simple 2 para la prueba de conexión entre elementos shell-solid.

Se han resuelto las dos simulaciones y los resultados del modelo simple 1 son aparentemente normales, el software ha resuelto sin problemas y muestra un desplazamiento máximo en el extremo libre de la superficie del orden de 15 mm.

Los desplazamientos del modelo simple 1 se muestran en la figura siguiente.

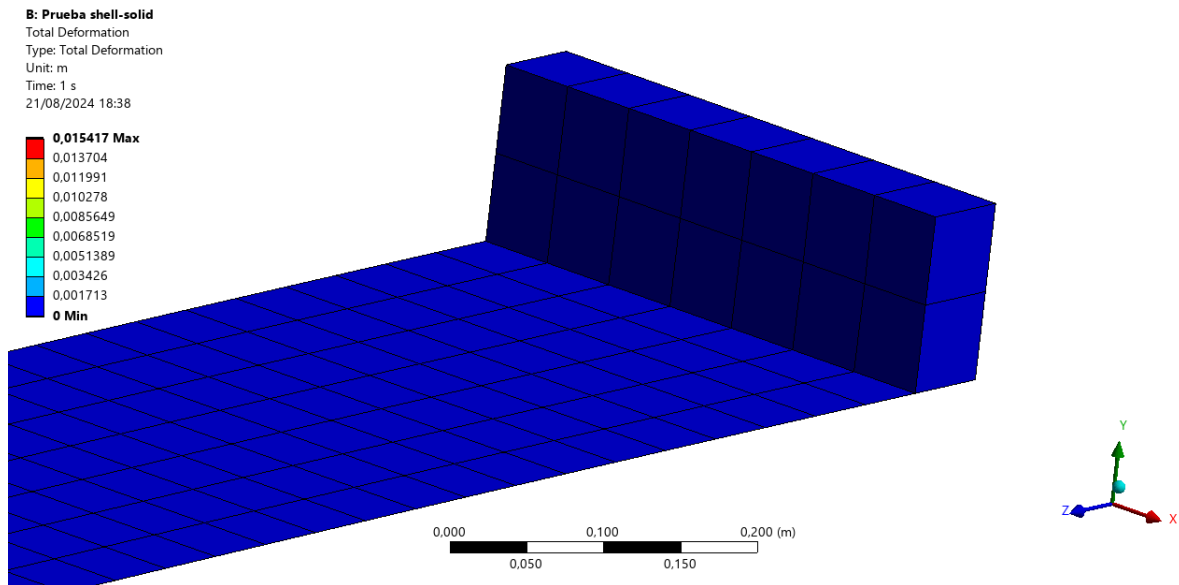


Figura 65. Desplazamientos del modelo simple 1.

En cambio, para el modelo simple 2, el software resuelve el modelo de simulación pero muestra el error de la figura siguiente:

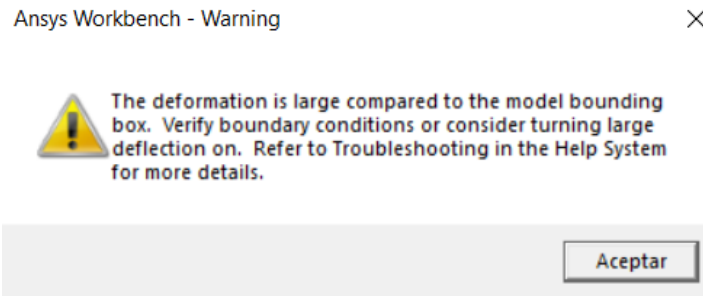


Figura 66. Error mostrado por el software del modelo simple 2.

Este error, indica que se están produciendo grandes desplazamientos, lo cual indica que no se transmiten correctamente las cargas entre los elementos *shell-solid*.

Además, el desplazamiento máximo es de 158350 m, valor totalmente irreal que indica de nuevo que no se transmiten correctamente las cargas y que, por tanto, no es una forma adecuada de unir los elementos *shell* con sólidos.

Los desplazamientos del modelo simple 2 se muestran a continuación.

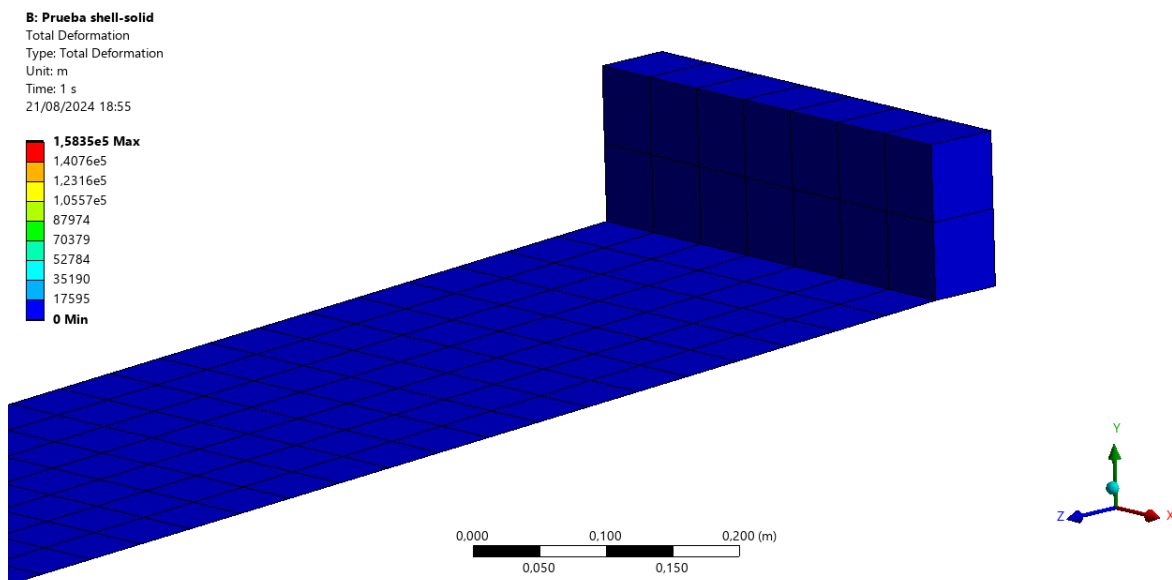


Figura 67. Desplazamientos del modelo simple 2.

En estos modelos se muestra que la unión del modelo 2 es incorrecta dado que no se transmiten las rotaciones de los elementos *shell* a los elementos *solid*. Esto hace que la unión entre ambos tipos de elementos se comporte como una especie de “bisagra”, que no es el comportamiento que se pretende modelar.

Teniendo en cuenta lo anteriormente expuesto, se ha decidido modelar la unión entre bridas y cuerpo del molino como en el modelo simple 1. El cuerpo del molino y las bridas comparten la cara interior del espesor de las bridas.

En la figura se muestra la conectividad de los elementos del cuerpo del molino con las bridas.

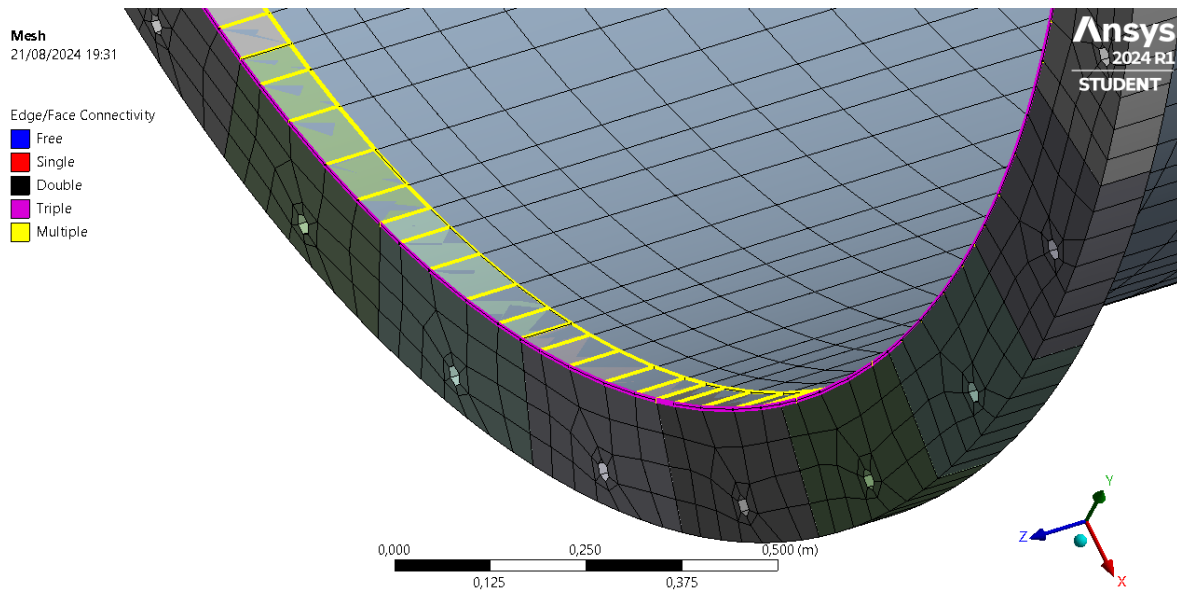


Figura 68. Conectividad de las bridas y el cuerpo del molino del modelo 2.

6.2.7. MODELOS REALIZADOS PREVIOS AL MALLADO FINAL

El mallado del modelo 2 de elementos finitos ha sido más difícil de realizar que el del modelo 1, debido principalmente a que hay más sólidos en el modelo 2 que en el 1 y a los agujeros de los componentes para el paso de los tornillos, que complican tanto la realización del mallado como el número de nodos y elementos a utilizar.

La limitación de esta versión de Ansys es de 128000 nodos y 128000 elementos, tal como se indica en la figura y, como se verá a continuación, en algunas de las versiones previas al mallado final se supera este límite.

Limits for Ansys Student and Discovery (Refine Mode)

- Structural Physics: 128K nodes/elements
- Fluid physics: 1 Million cells/nodes

Figura 69. Limitaciones de la versión de Ansys Student.

En primer lugar, en una primera versión del mallado de los componentes se intentó llevar a cabo un mallado con hexaedros para los elementos de unión, bridas y tapas. Para ello y para tener una mayor calidad de los elementos circundantes al agujero, se realizaron círculos concéntricos de 65 mm de diámetro en el punto donde se sitúan los agujeros de las bridas y de las tapas.

Para ello, se realizó el mallado de uno de los sectores circulares de las tapas y de las bridas, el cual se puede ver en las figuras siguientes. Para las bridas se utilizó un tamaño de elemento de 30 mm mientras que para las tapas fue de 50 mm.

A: Modelo bueno
Static Structural
Time: 1, s
18/08/2024 14:52

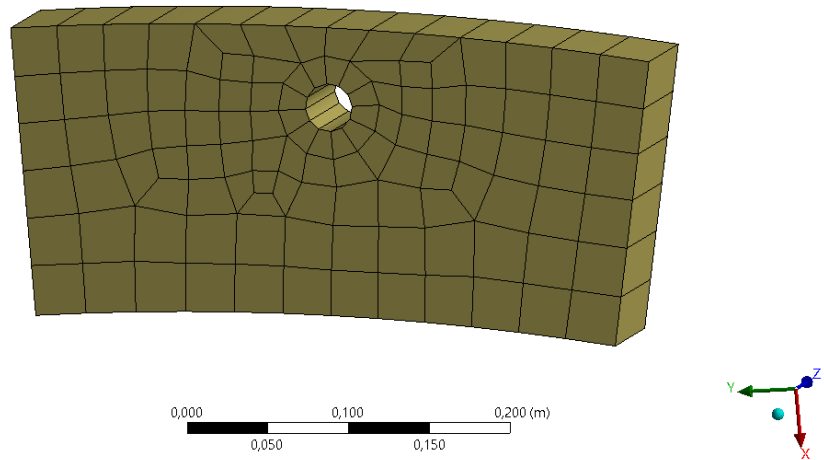


Figura 70. Mallado de un sector circular de las bridas de la primera versión del mallado del modelo 2.

A: Modelo bueno
Static Structural
Time: 1, s
18/08/2024 20:12

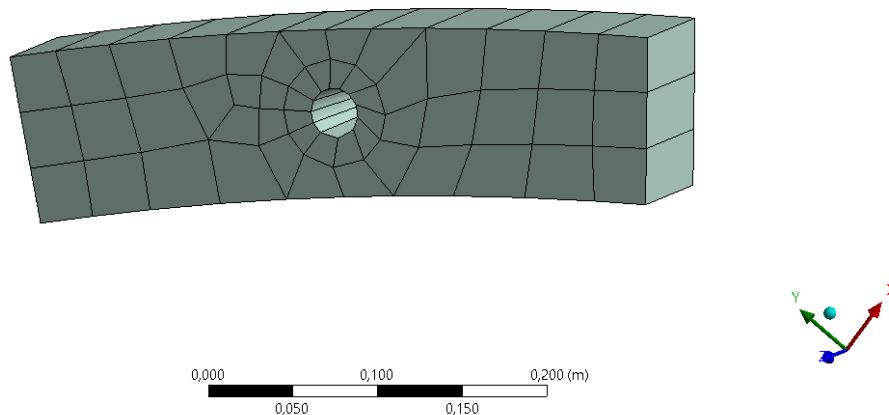


Figura 71. Mallado de un sector circular de la parte superior de las tapas de la primera versión del mallado del modelo 2.

El tamaño de elemento que se escogió para cada componente fue el máximo necesario para obtener un mallado con una calidad de elementos aceptable, sin descomponer los componentes en demasiados elementos debido a la limitación de la versión de estudiante de Ansys.

Sin embargo, esta primera versión del mallado para las bridas y tapas del molino se descartó pronto debido a que condicionaba al resto de componentes a tener muchos más elementos, porque se encuentran conectados mediante nodos coincidentes.

El número de elementos en las bridas condiciona el número de elementos del cuerpo del molino y el número de elementos de la parte superior de las tapas condiciona los de la parte inferior de las tapas.

En cuanto al mallado de los elementos de unión para esta primera versión del mallado, también se realizó con elementos hexaédricos como se muestra en la figura siguiente, con un tamaño de elementos de 10 mm.

B: Versión buena
Static Structural
Time: 1, s
18/08/2024 21:03

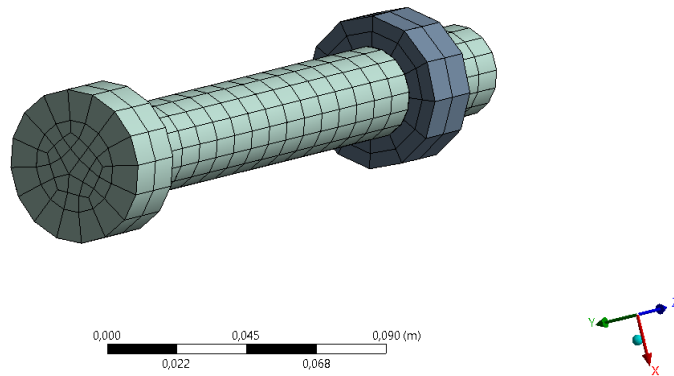


Figura 72. Mallado de los elementos de unión de la primera versión del mallado del modelo 2.

Esta primera versión del mallado de los elementos de unión también se descartó por la gran cantidad de elementos que utilizaba, dado que para simular el comportamiento de los tornillos no se necesitan tantos elementos para la caña.

Para las siguientes versiones del mallado de los elementos de unión, se ha optado por reducir el número de elementos de la caña del tornillo y de la tuerca, así como acortar la caña del tornillo hasta el final de la tuerca puesto que estos elementos tampoco son significativamente importantes estructuralmente.

Tras descartar rápidamente esta primera versión del mallado, se optó por hacer un mallado con tetraedros tanto de las bridas como de las tapas del molino. Se intentó realizar el mallado de esta manera porque con tetraedros era posible tener una malla refinada alrededor de los agujeros y una malla con elementos más grandes en las partes que conectan con otros componentes, sin afectar demasiado a la calidad de los elementos.

En la figura se puede observar el mallado con tetraedros para un sector circular de las bridas.

B: Modelo bueno
Static Structural
Time: 1, s
19/08/2024 9:48

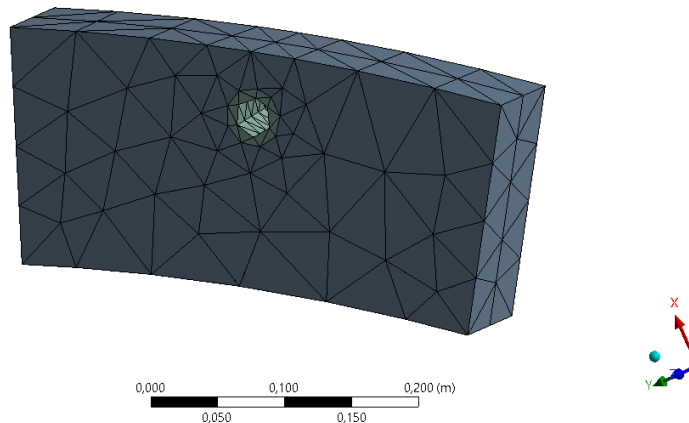


Figura 73. Mallado de un sector circular de las bridas de la segunda versión del mallado del modelo 2.

Este tipo de mallado, como se ha mencionado anteriormente, tiene la ventaja de que permite tener una buena calidad de elementos teniendo un mallado refinado en los agujeros y elementos más grandes en las partes donde la malla conecta con otros componentes. Sin embargo, tiene la desventaja de que hacen falta una gran cantidad de elementos para poder realizar el mallado de los componentes.

Debido a que para las bridas ya se había usado una gran cantidad de elementos, se optó por quitar los círculos concéntricos de los agujeros de las tapas, para así tener un mallado con menos elementos, como se muestra en la figura siguiente.

B: Modelo bueno
Static Structural
Time: 1, s
19/08/2024 9:57

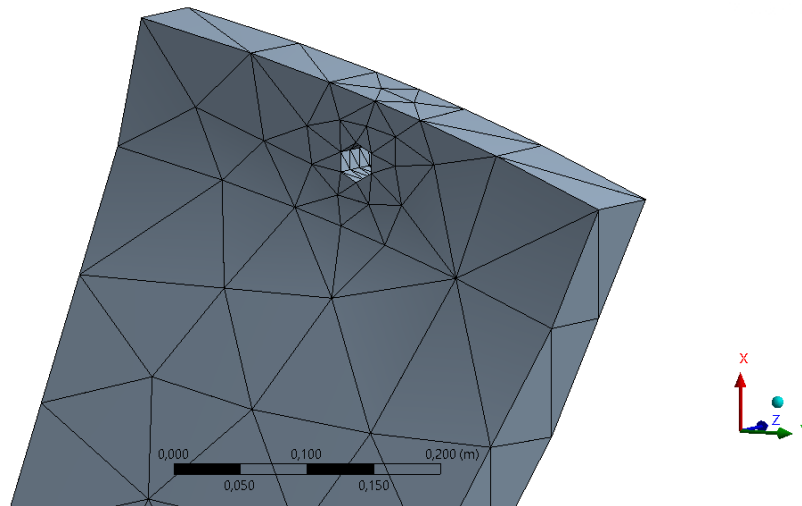


Figura 74. Mallado visto en detalle de un sector circular de las tapas de la segunda versión del mallado del modelo 2.

Y a continuación, en la figura se muestra el mallado del sector circular entero de las tapas. Quitando este refinamiento en los agujeros se consigue tener una calidad de elementos aceptable sin afectar demasiado al mallado del resto de componentes.

B: Modelo bueno
Static Structural
Time: 1, s
19/08/2024 9:55

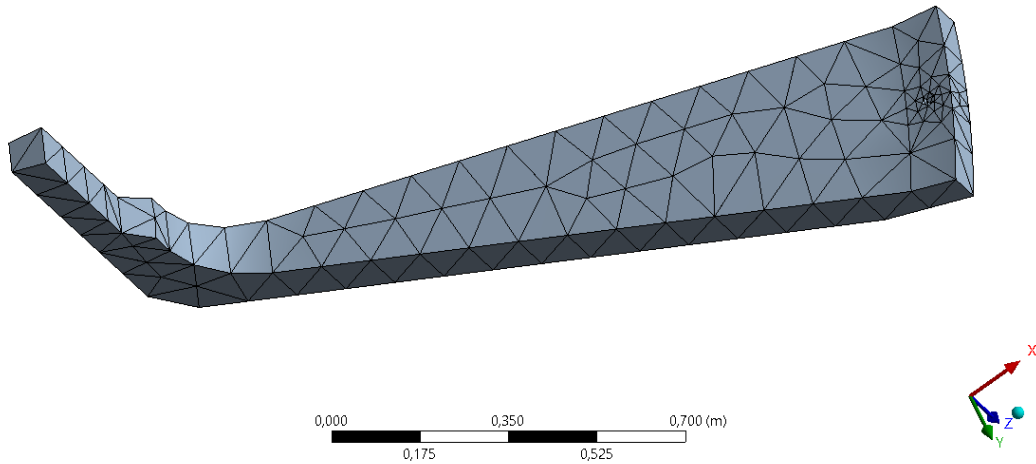


Figura 75. Mallado de un sector circular de las tapas de la segunda versión del mallado del modelo 2.

Finalmente, en la figura se muestra el mallado de todos los componentes del molino ensamblados.

B: Modelo bueno
Static Structural
Time: 1, s
19/08/2024 9:59

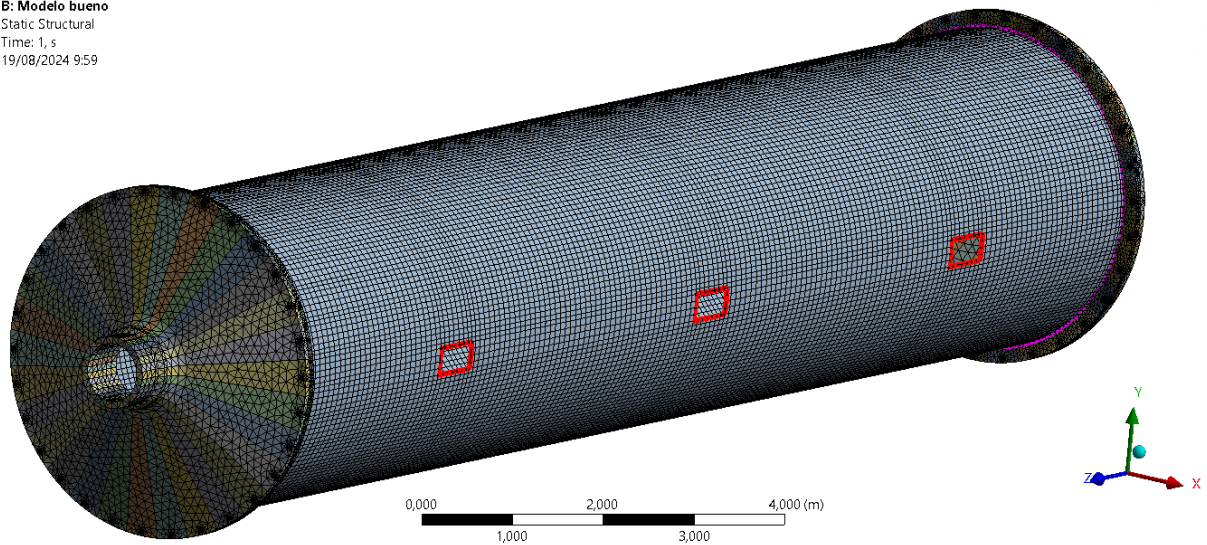


Figura 76. Mallado de la segunda versión del mallado del modelo 2.

Para esta versión del mallado del modelo 2 de elementos finitos se han utilizado 125383 nodos y 193391 elementos.

La opción de usar tetraedros para estos componentes, como se ha ido viendo en las figuras anteriores, es muy interesante para lograr un mallado del tamaño de elemento que se requiera para el resto de componentes, sin embargo, se han utilizado más elementos de los que permite la versión de Ansys Student.

Por tanto, esta versión del mallado tampoco es viable realizarla, por ello se ha optado por el mallado mostrado en los apartados previos a éste.

7. VERIFICACIÓN DE LOS MODELOS DE ELEMENTOS FINITOS

7.1. CHEQUEO MODAL

Una de las formas más comunes de verificar si un modelo de elementos finitos se ha realizado correctamente es realizando un análisis modal “*free-free*”, es decir, sin condiciones de contorno ni fuerzas aplicadas sobre el modelo.

Con este tipo de análisis lo que se pretende comprobar es si las 6 primeras frecuencias naturales del modelo analizado son 0 o prácticamente 0, lo que implicará que todos los sólidos considerados están unidos entre sí. Estas 6 frecuencias naturales se corresponden con los 3 movimientos y 3 rotaciones que tiene un sólido rígido.

Se ha realizado este análisis para cada modelo de elementos finitos de ambos modelos.

7.1.1. MODELO 1

En el modelo 1 de elementos finitos, se ha realizado el análisis modal para verificar todos los sólidos por separado, así como el modelo de todos ellos ensamblados.

Para el modelo 1 es especialmente útil este tipo de verificación del modelo porque, aparte de poder comprobar si existe algún error mediante las frecuencias naturales de sólido rígido, permite animar cada uno de los modos de vibración del modelo, y con estas animaciones permite ver si en este caso se ha realizado correctamente la unión de nodos coincidentes que se comentaba en apartados anteriores para este modelo de elementos finitos.

Primero se han analizado los modelos de elementos finitos de las tapas, se han solicitado sus primeras 16 frecuencias naturales, las cuales se pueden ver en el apartado *solution information*. A continuación, se muestran dichas frecuencias naturales.

MODE	FREQUENCY (HERTZ)
1	0.000000000000
2	0.000000000000
3	0.000000000000
4	0.000000000000
5	0.000000000000
6	0.000000000000
7	0.000000000000
8	0.3922597576594E-04
9	0.8709243558917E-04
10	0.1424086764106E-03
11	0.1478569873582E-03
12	0.1536669100750E-03
13	45.16294695267
14	45.16294695303
15	45.16294695335
16	45.16294695373

Figura 77. Primeras frecuencias naturales para las tapas del modelo 1

Las 12 primeras frecuencias naturales son 0 o muy cercanas a 0, y corresponden a 6 frecuencias naturales de sólido rígido por cada tapa.

Se han animado los modos de vibración nulos y se ha comprobado que efectivamente son nulos debido a que se corresponden con los modos de vibración de desplazamientos de sólido rígido.

También se han animado los modos de vibración no nulos y se ha comprobado que no existe ninguna discontinuidad en los modelos de elementos finitos de las tapas, todos sus nodos aparentemente están unidos correctamente.

En la figura siguiente, se muestra la deformada de una de las tapas para su primera frecuencia natural no nula.

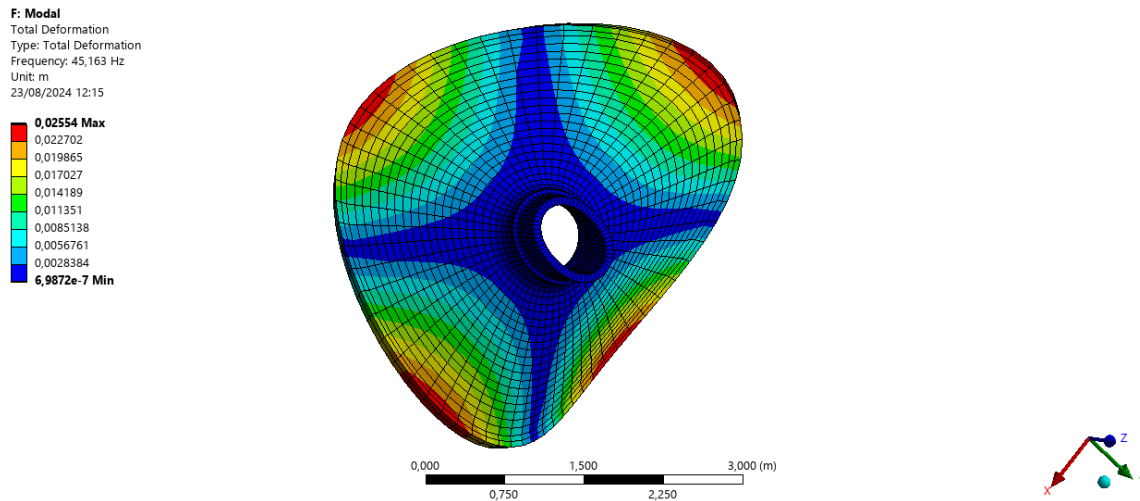


Figura 78. Deformada de una de las tapas del modelo 1 para su primera frecuencia natural no nula.

Seguidamente, se ha realizado el análisis modal en el modelo de elementos finitos del cuerpo del molino y las bridas. Se han solicitado sus primeras 12 frecuencias naturales, que se muestran a continuación:

MODE	FREQUENCY (HERTZ)
1	0.000000000000
2	0.000000000000
3	0.000000000000
4	0.2203574995349E-04
5	0.2466019328775E-04
6	0.3805150457537E-04
7	11.04476323784
8	11.12603084700
9	16.27179660314
10	16.28317605419
11	24.81072149889
12	25.02558294842

Figura 79. Primeras frecuencias naturales para el cuerpo del molino y bridas del modelo 1.

Las 6 primeras frecuencias naturales son 0 o muy cercanas a 0, correspondientes a los grados de libertad de un sólido rígido.

Al animar los modos de vibración no se observan discontinuidades en la malla, la unión entre bridas y cuerpo del molino es correcta.

En la figura siguiente se muestra la deformada del cuerpo del molino y bridas para la primera frecuencia natural no nula del modelo.

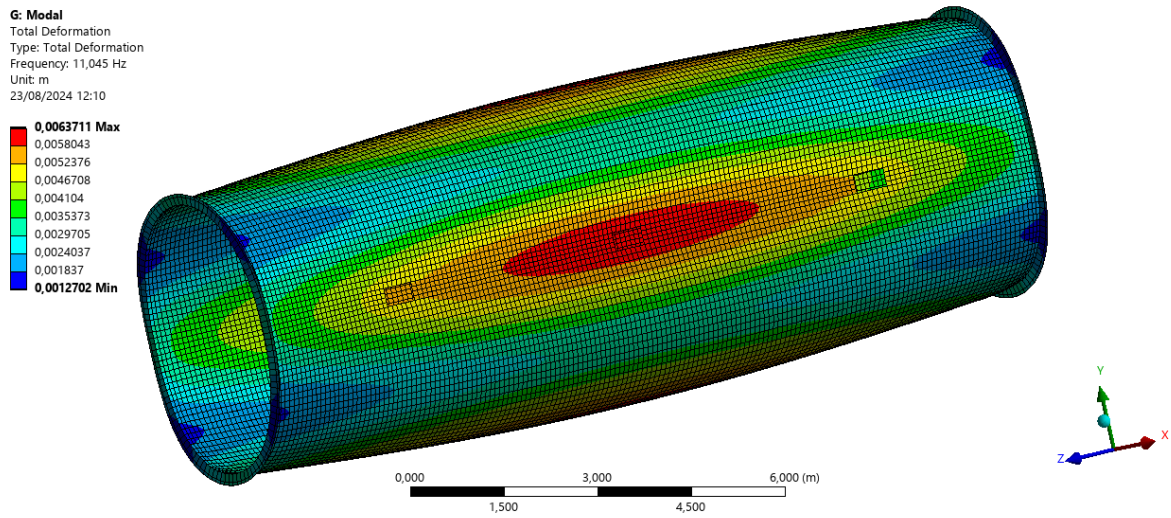


Figura 80. Deformada del cuerpo del molino y bridas del modelo 1 para su primera frecuencia natural no nula.

Finalmente, se ha realizado el análisis modal de todo el modelo 1 de elementos finitos ensamblado. Se han solicitado las primeras 12 frecuencias naturales, que se muestran en la figura.

MODE	FREQUENCY (HERTZ)
1	0.000000000000
2	0.000000000000
3	0.000000000000
4	0.3814142390166E-04
5	0.4164482679942E-04
6	0.5219856327311E-04
7	13.94557327587
8	14.07570994501
9	24.90534234932
10	25.11841839742
11	32.51067858042
12	32.73011237186

Figura 81. Primeras frecuencias naturales para el modelo 1.

Las 6 primeras frecuencias naturales son nulas o casi nulas, correspondientes una vez más a los modos de vibración de traslaciones de sólido rígido, lo cual es correcto porque están unidos todos los componentes.

Al animar los modos de vibración no se observan discontinuidades en la malla, la unión entre bridas y tapas del molino es correcta.

En la figura siguiente, se muestra la deformada del modelo 1 de elementos finitos para su primera frecuencia natural no nula.

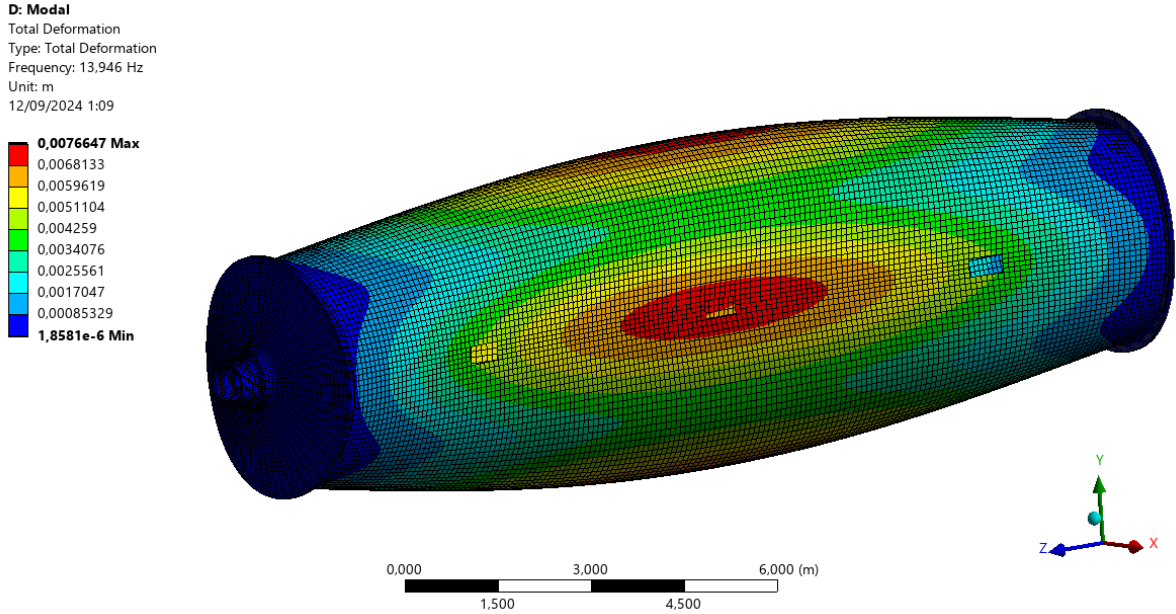


Figura 82. Deformada del modelo 1 ensamblado para su primera frecuencia natural no nula.

7.1.2. MODELO 2

En el modelo 2 de elementos finitos, se ha realizado el análisis modal con todos los componentes ensamblados. Se ha verificado que solo las 6 primeras frecuencias naturales son nulas y se ha animado el primer modo de vibración del modelo ensamblado que no tenga frecuencia natural nula.

Además, para ensamblar todos los componentes, de igual forma que se mostrará en los próximos apartados del trabajo, se han empleado contactos de tipo “bonded” entre cabeza de tornillo y tapas y entre tuercas y bridas. También se ha empleado un contacto friccional de coeficiente de rozamiento igual a 0,15 entre tapas y bridas.

A continuación, en la figura se muestran las primeras 12 frecuencias naturales del modelo 2 ensamblado.

MODE	FREQUENCY (HERTZ)
1	0.000000000000
2	0.2505669022027E-04
3	0.2934859011278E-04
4	0.9918966557288E-04
5	0.1407083478020E-02
6	0.1428479086815E-02
7	14.04073383630
8	14.17150697740
9	24.93441965642
10	25.14532344871
11	32.71589787344
12	32.92823161035

Figura 83. Primeras frecuencias naturales para el modelo 2.

Para el modelo 1 la primera frecuencia natural no nula era de 13,95 Hz y, a la vista de los resultados, es casi igual que en el modelo 2, 14,04 Hz.

En la figura siguiente se muestra la deformada del molino para la primera frecuencia natural no nula. Animando este modo de vibración y los siguientes se puede verificar que el modelo está ensamblado correctamente, no se observa ninguna separación entre componentes ni ninguna discontinuidad en el mallado.

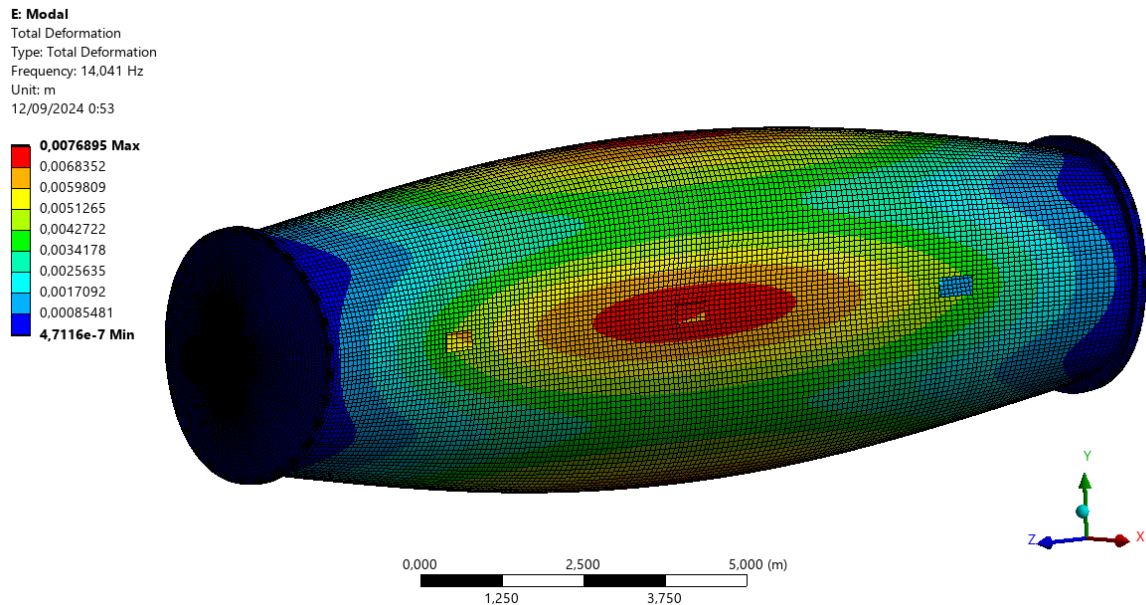


Figura 84. Deformada del modelo 2 ensamblado para su primera frecuencia natural no nula.

7.2. ANÁLISIS GRAVITATORIO

Otro método bastante extendido para verificar modelos de elementos finitos es la realización de un análisis gravitatorio. Con este tipo de análisis se busca verificar que las fuerzas de reacción están controladas por la acción gravitatoria y poder detectar errores en el modelo. Se ha de verificar que las reacciones sean iguales a las fuerzas aplicadas en el modelo, tal y como se mostrará en los siguientes apartados.

Se considerarán para el análisis tanto restricciones de desplazamiento como cargas gravitatorias. Para ello, en ambos modelos se ha creado una región rígida mediante un RBE2 o CERIG en uno de los extremos del molino. Adicionalmente se han restringido todos los grados de libertad del nodo máster de esta región rígida, de forma que todos los nodos pertenecientes a ella tendrán todos sus grados de libertad restringidos.

En la figura siguiente se muestran, como ejemplo, las condiciones de contorno aplicadas para la verificación estática del modelo 1.

E: Gravitatorio
 Remote Displacement
 Time: 1, s
 30/08/2024 12:05

Remote Displacement
 Components: 0,0,0, m
 Rotation: 0, 0, 0, °
 Location: 0, 0, -9,2929 m

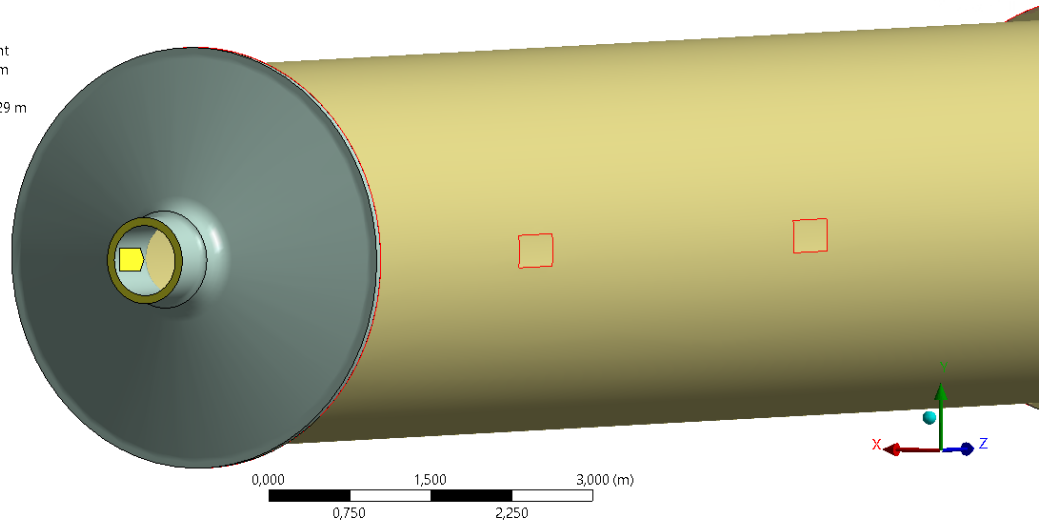


Figura 85. Condiciones de contorno aplicadas para la verificación estática del modelo 1.

Adicionalmente se considerarán 3 casos de carga distintos. En cada uno de ellos se aplicará una aceleración de valor 1G en cada una de las direcciones de los ejes de coordenadas (X,Y,Z). Para aplicar estas aceleraciones sobre el modelo se ha utilizado la herramienta *Acceleration* que se encuentra dentro de *Inertial*, la cual se muestra en la figura siguiente.

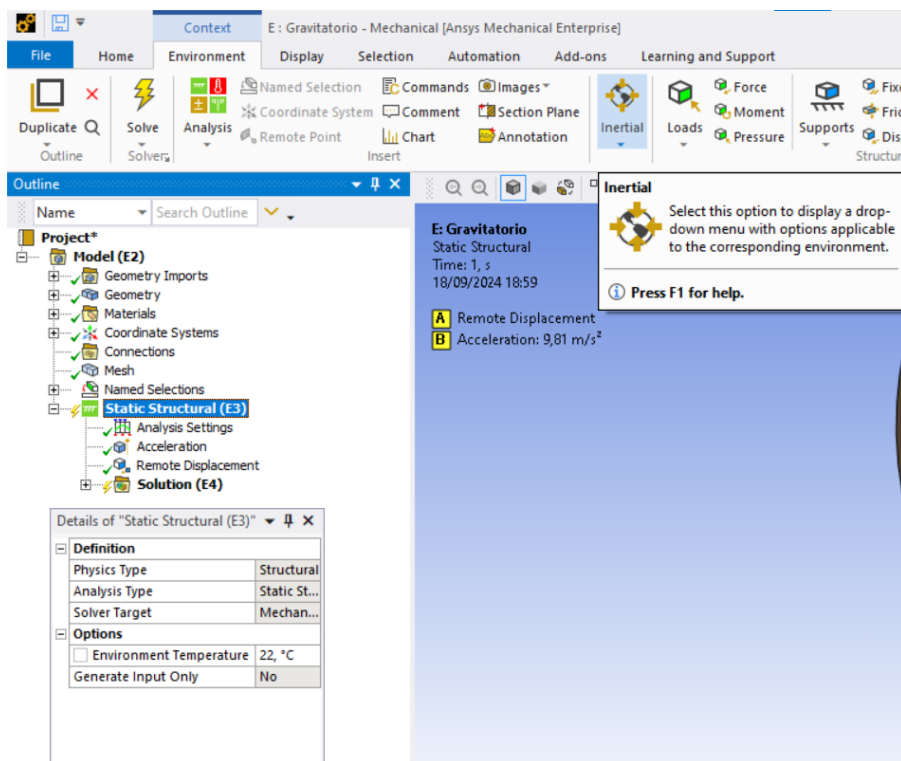


Figura 86. Herramienta Acceleration de Ansys Mechanical

7.2.1. MODELO 1

En la figura siguiente se muestra el primer caso de carga de la verificación, con la aceleración del valor de 1G en dirección X aplicada sobre el centro de gravedad del modelo.

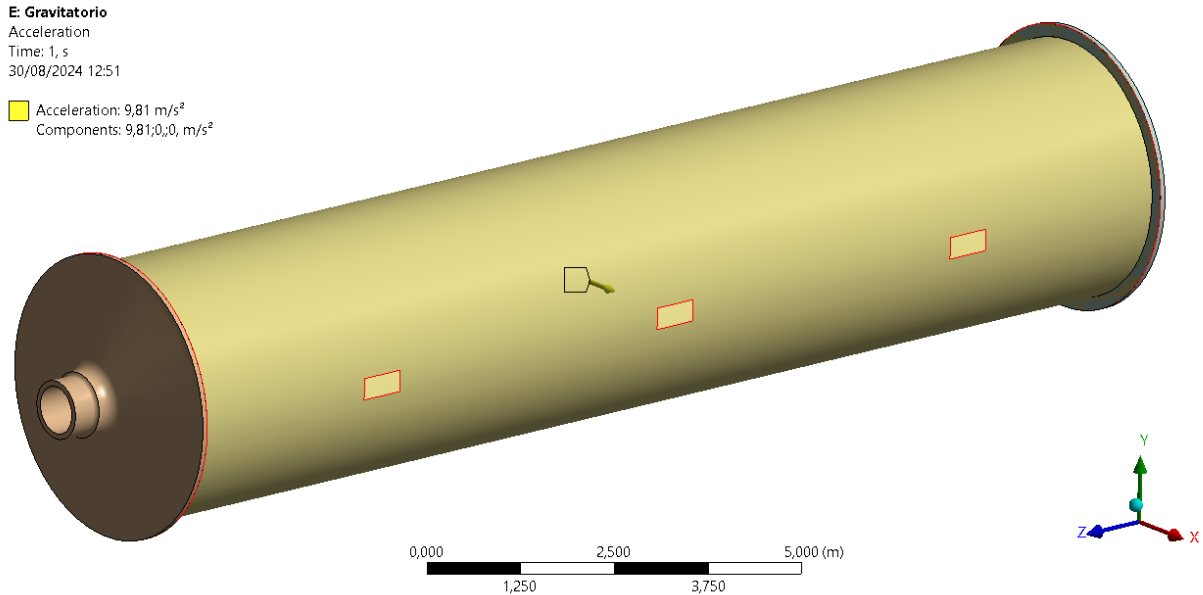


Figura 87. Caso de carga en dirección X global para la verificación estática del modelo 1.

Una vez se han aplicado las cargas y las condiciones de contorno, se ha resuelto cada uno de los tres casos de carga y se han obtenido las fuerzas y momentos de reacción en el nodo que se han impuesto las condiciones de contorno, el nodo máster de la región rígida.

Para el primer caso, en el que se tiene la aceleración en dirección X global, se ha obtenido una fuerza de reacción significativa en el eje X global. Las fuerzas de reacción en las otras 2 direcciones son despreciables.

En la figura siguiente, se muestran las fuerzas de reacción para este caso de carga.

Time [s]	<input checked="" type="checkbox"/> Force Reaction (X) [N]	<input checked="" type="checkbox"/> Force Reaction (Y) [N]	<input checked="" type="checkbox"/> Force Reaction (Z) [N]
1 1,	7,8193e+005	-9,4536e-005	2,1939e-005

Figura 88. Fuerzas de reacción para aceleración en X de la verificación estática del modelo 1.

En cuanto a los momentos de reacción para este caso de carga, se obtiene un momento considerable en dirección Y global, dado que la aceleración se aplica en X global viendo la orientación de los ejes en la Figura 87, tiene sentido que el mayor momento de reacción sea en dirección Y global. Los momentos de reacción en las otras 2 direcciones son despreciables.

En la figura siguiente, se muestran los momentos de reacción para este caso de carga.

Time [s]	<input checked="" type="checkbox"/> Moment Reaction (X) [N-m]	<input checked="" type="checkbox"/> Moment Reaction (Y) [N-m]	<input checked="" type="checkbox"/> Moment Reaction (Z) [N-m]
1 1,	-2,3133e-003	-7,2664e+006	-1,215e-003

Figura 89. Momentos de reacción para aceleración en X de la verificación estática del modelo 1.

Para el segundo caso, en el que se tiene la aceleración en dirección Y global, se ha obtenido una fuerza de reacción significativa en el eje Y global. Las fuerzas de reacción en las otras 2 direcciones son despreciables.

En la figura siguiente se muestran las fuerzas de reacción para este caso de carga.

Time [s]	<input checked="" type="checkbox"/> Force Reaction (X) [N]	<input checked="" type="checkbox"/> Force Reaction (Y) [N]	<input checked="" type="checkbox"/> Force Reaction (Z) [N]
1 1.	-1,9325e-004	7,8193e+005	8,3954e-006

Figura 90. Fuerzas de reacción para aceleración en Y de la verificación estática del modelo 1.

En cuanto a los momentos de reacción para este caso de carga, se obtiene un momento considerable en dirección X global, dado que la aceleración se aplica en Y global viendo la orientación de los ejes en la Figura 87, tiene sentido que el mayor momento de reacción sea en dirección X global. Los momentos de reacción en las otras 2 direcciones son despreciables.

En la figura siguiente se muestran los momentos de reacción para este caso de carga.

Time [s]	<input checked="" type="checkbox"/> Moment Reaction (X) [N·m]	<input checked="" type="checkbox"/> Moment Reaction (Y) [N·m]	<input checked="" type="checkbox"/> Moment Reaction (Z) [N·m]
1 1.	7,2664e+006	2,3733e-003	-4,6359e-003

Figura 91. Momentos de reacción para aceleración en Y de la verificación estática del modelo 1.

Para el tercer caso, en el que se tiene la aceleración en dirección Z global, se ha obtenido una fuerza de reacción significativa en el eje Z global. Las fuerzas de reacción en las otras 2 direcciones son despreciables.

En la figura siguiente se muestran las fuerzas de reacción para este caso de carga.

Time [s]	<input checked="" type="checkbox"/> Force Reaction (X) [N]	<input checked="" type="checkbox"/> Force Reaction (Y) [N]	<input checked="" type="checkbox"/> Force Reaction (Z) [N]
1 1.	-4,0373e-008	-4,8018e-007	7,8193e+005

Figura 92. Fuerzas de reacción para aceleración en Z de la verificación estática del modelo 1.

En cuanto a los momentos de reacción para este caso de carga, no se han obtenido momentos significativos en ninguno de los tres ejes globales debido a que al aplicar la aceleración en dirección Z el brazo de palanca que genera el momento en cada una de las direcciones es despreciable.

Time [s]	<input checked="" type="checkbox"/> Moment Reaction (X) [N·m]	<input checked="" type="checkbox"/> Moment Reaction (Y) [N·m]	<input checked="" type="checkbox"/> Moment Reaction (Z) [N·m]
1 1.	1,0622e-003	5,0042e-003	6,1591e-006

Figura 93. Momentos de reacción para aceleración en Z de la verificación estática del modelo 1.

El modelo cumple con la verificación estática, ya que para cada caso de carga la fuerza de reacción solo aparece en la dirección en la que se ha establecido la aceleración de ese caso de carga.

Además, la fuerza de reacción es igual en los tres casos de carga, lo cual indica también que el modelo cumple la verificación porque se aplica la misma carga en los tres casos. Si se divide

esta fuerza de reacción por la aceleración se obtiene la masa del molino, tal y como se muestra a continuación.

$$F = m * a$$

$$m = \frac{F}{a} = \frac{781930 \text{ N}}{9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 79707,44 \text{ kg}$$

Se ha comprobado que el cálculo de la masa total del modelo mediante las fuerzas de reacción coincide con la masa total del modelo que muestra Ansys en sus ficheros al realizar el análisis.

En la figura siguiente se muestra la masa total del modelo, obtenida de los ficheros de Ansys una vez resuelto el análisis estático.

```

*** MASS SUMMARY BY ELEMENT TYPE ***

TYPE      MASS
  1      9810.52
  2      9810.52
  3     60086.1

TOTAL MASS = 79707.
    
```

Figura 94. Masa total del modelo 1.

En cuanto a los momentos de reacción que se observan, también indican que el modelo cumple la verificación porque se observan los efectos esperados para cada caso de carga.

7.2.2. MODELO 2

En las figuras siguientes se muestran los resultados que se obtienen al seguir el mismo procedimiento para el caso del Modelo 2. El chequeo es correcto porque la reacción es la misma en los 3 casos estudiados.

	Time [s]	<input checked="" type="checkbox"/> Force Reaction (X) [N]	<input checked="" type="checkbox"/> Force Reaction (Y) [N]	<input checked="" type="checkbox"/> Force Reaction (Z) [N]
1	1.	7,8267e+005	-1,0751e-007	6,7841e-008

Figura 95. Fuerzas de reacción para aceleración en X de la verificación estática del modelo 2.

	Time [s]	<input checked="" type="checkbox"/> Force Reaction (X) [N]	<input checked="" type="checkbox"/> Force Reaction (Y) [N]	<input checked="" type="checkbox"/> Force Reaction (Z) [N]
1	1.	-4,5875e-009	7,8267e+005	5,6734e-008

Figura 96. Fuerzas de reacción para aceleración en Y de la verificación estática del modelo 2.

	Time [s]	<input checked="" type="checkbox"/> Force Reaction (X) [N]	<input checked="" type="checkbox"/> Force Reaction (Y) [N]	<input checked="" type="checkbox"/> Force Reaction (Z) [N]
1	1.	-3,8173e-009	2,251e-010	7,8267e+005

Figura 97. Fuerzas de reacción para aceleración en Z de la verificación estática del modelo 2.

En cuanto a los momentos de reacción obtenidos para cada caso de carga, sus resultados se muestran en las siguientes figuras.

La aceleración en X produce momento en Y y viceversa, mientras que como era de esperar observando los resultados del modelo 1 los momentos de reacción al aplicar la aceleración en Z son despreciables.

El chequeo de estos resultados es correcto, se producen los efectos esperados en cuanto a momentos de reacción.

	Time [s]	<input checked="" type="checkbox"/> Moment Reaction (X) [N·m]	<input checked="" type="checkbox"/> Moment Reaction (Y) [N·m]	<input checked="" type="checkbox"/> Moment Reaction (Z) [N·m]
1	1.	1,9282	7,2732e+006	0,17161

Figura 98. Momentos de reacción para aceleración en X de la verificación estática del modelo 2.

	Time [s]	<input checked="" type="checkbox"/> Moment Reaction (X) [N·m]	<input checked="" type="checkbox"/> Moment Reaction (Y) [N·m]	<input checked="" type="checkbox"/> Moment Reaction (Z) [N·m]
1	1.	-7,2732e+006	-1,627	-0,12734

Figura 99 Momentos de reacción para aceleración en Y de la verificación estática del modelo 2.

	Time [s]	<input checked="" type="checkbox"/> Moment Reaction (X) [N·m]	<input checked="" type="checkbox"/> Moment Reaction (Y) [N·m]	<input checked="" type="checkbox"/> Moment Reaction (Z) [N·m]
1	1.	-0,55416	0,45196	-7,1777e-004

Figura 100. Momentos de reacción para aceleración en Z de la verificación estática del modelo 2.

Seguidamente, y para acabar de verificar mediante análisis estático el modelo 2 de elementos finitos, con la fuerza de reacción obtenida se ha calculado la masa del molino entero con todos sus componentes:

$$F = m * a$$

$$m = \frac{F}{a} = \frac{782670 \text{ N}}{9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 79782,85 \text{ kg}$$

Si se compara este valor con el obtenido de Ansys mostrado en la figura, se puede observar que son iguales, por tanto, una vez más se puede afirmar que el modelo 2 de elementos finitos se ha verificado correctamente.

TOTAL MASS = 79783.

Figura 101 Masa total del modelo 2.

La diferencia de masa entre un modelo y otro se debe a que este modelo tiene los tornillos y tuercas modelados, y aunque se hayan modelado también los agujeros de tapas y bridas sigue teniendo más masa que el modelo 1.

8. RESTRICCIONES DE DESPLAZAMIENTO.

Las condiciones de contorno que se han impuesto tanto para el modelo 1 como para el modelo 2 son las mismas.

De igual forma que en la verificación estática de los modelos, se ha creado una región rígida mediante un RBE2 o CERIG en los extremos de las tapas del molino, y se han impuesto las condiciones de contorno en los nodos máster de estas regiones rígidas.

En la figura siguiente se muestran las regiones rígidas creadas para definir las condiciones de contorno.

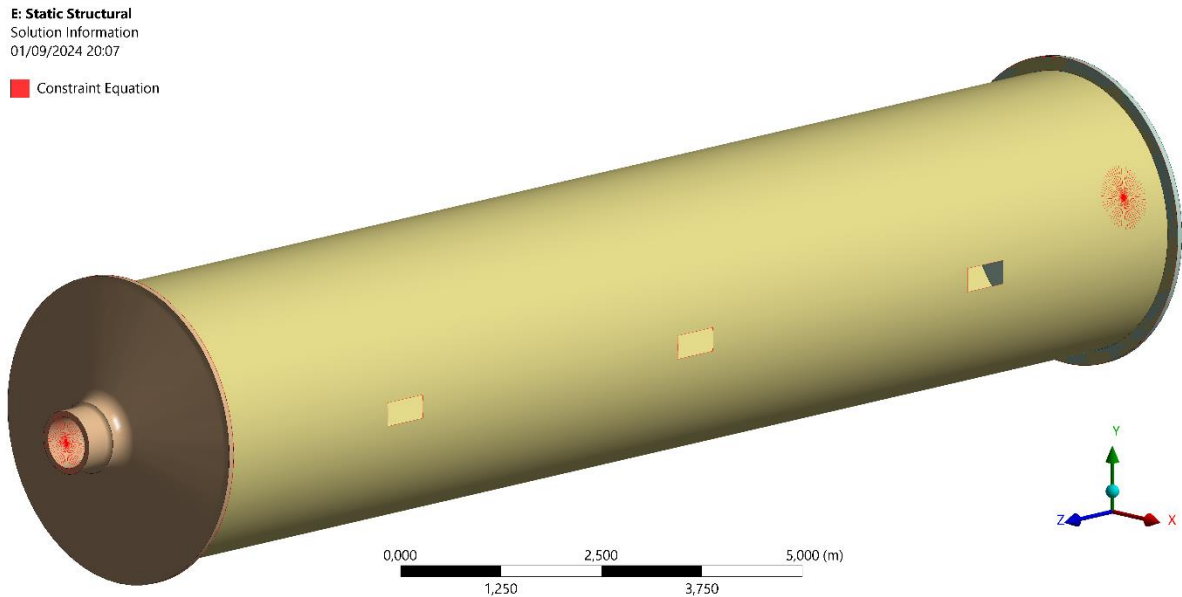


Figura 102. Regiones rígidas creadas para establecer las condiciones de contorno.

Para simular las condiciones de apoyo del molino en funcionamiento se han considerado restricciones adecuadas sobre los nodos máster de los extremos de las tapas.

En el nodo máster de la región rígida ubicada en $Z+$ se ha fijado el movimiento en dirección X e Y , dejando el resto de grados de libertad libres.

En la figura siguiente, se muestran las condiciones de contorno impuestas en la región rígida que se encuentra en $Z+$.

E: Static Structural
 Remote Displacement
 Time: 1, s
 01/09/2024 20:16

Remote Displacement
 Components: 0,0,Free m
 Rotation: Free, Free, Free °
 Location: 0, 0, 9,2929 m

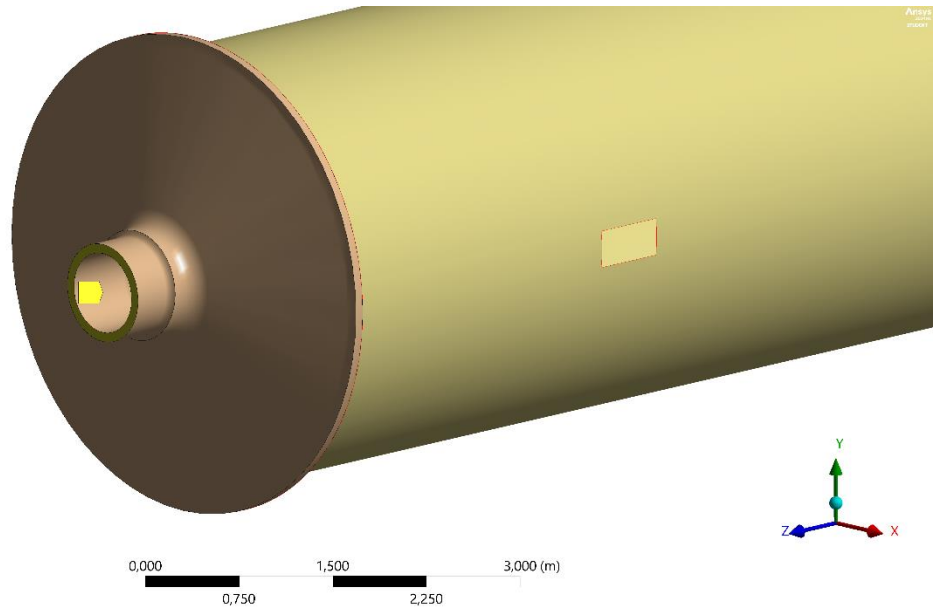


Figura 103. Condiciones de contorno impuestas en la región rígida que se encuentra en Z+.

Seguidamente, en el nodo máster de la región rígida ubicada en Z- se ha fijado el movimiento en X, Y y Z además de la rotación en Z, ya que como se mostrará posteriormente se ha fijado la rotación en Z para que lo que rote sean las cargas impuestas sobre el modelo. El resto de grados de libertad se han dejado libres.

En la figura siguiente se muestran las condiciones de contorno impuestas en la región rígida que se encuentra en Z-.

E: Static Structural
 Remote Displacement 2
 Time: 1, s
 01/09/2024 20:17

Remote Displacement 2
 Components: 0,0,0, m
 Rotation: Free, Free, 0, °
 Location: 0, 0, -9,2929 m

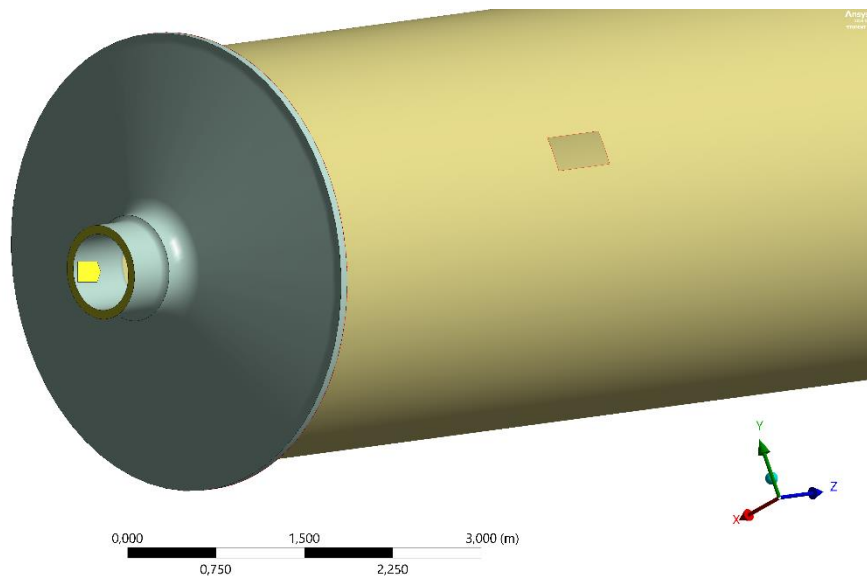


Figura 104. Condiciones de contorno impuestas en la región rígida que se encuentra en Z-.

9. CARGAS

Las cargas que se han introducido en ambos modelos también son las mismas para los dos, a excepción de la pretensión de los tornillos que se ha introducido en el modelo 2 para fijar las tapas del molino y las bridas.

9.1. PRETENSIÓN EN LOS TORNILLOS DEL MODELO 2.

Para este trabajo de fin de máster no es relevante el valor de la carga de pretensión, pero se ha calculado esta carga mediante la ecuación siguiente, la cual se suele usar para valores habituales de pretensión en pernos estructurales:

$$F_i = K_i \cdot A_t \cdot S_p$$

Donde A_t es el área transversal de la rosca y S_p es la tensión de prueba, que es la máxima tensión de tracción que no produce una deformación permanente apreciable (<0.0025 mm). Ligeramente inferior a la tensión de fluencia. Los valores de K_i suelen oscilar entre 0,6 y 0,8, para el cálculo de esta carga de pretensión se ha tomado 0,7.

Los pernos que tenía el molino que ha presentado fallos estructurales eran M30 8.8. Con estos datos se puede tomar una tensión de prueba de 600 MPa, según indica la tabla de SAE que se muestra a continuación.

Clase SAE	Diámetro d (mm)	Carga de prueba S_p (MPa)	Tensión de fluencia S_y (MPa)	Tensión de rotura S_u (MPa)
4.6	de 5 hasta 36	225	240	400
4.8	de 1.6 a 16	310	-	420
5.8	de 5 hasta 24	380	-	520
8.8	de 17 a 36	600	660	830
9.8	de 1.6 a 16	650	-	900
10.9	de 6 a 36	830	940	1040
12.9	de 1.6 a 36	970	1100	1220

Tabla 3. Valores de carga de prueba según clase y diámetro de los pernos.

Teniendo en cuenta los valores anteriores se ha calculado la carga de pretensión como se muestra a continuación.

$$F_i = 0,7 \cdot \pi \cdot \left(\frac{30 \text{ mm}}{2}\right)^2 \cdot 600 \text{ MPa} = 296880,51 \text{ N}$$

Finalmente, por simplicidad, se han tomado 300 KN de carga de pretensión para los tornillos del modelo 2.

A continuación, en la figura siguiente, se puede observar las cargas de pretensión aplicadas sobre los tornillos.

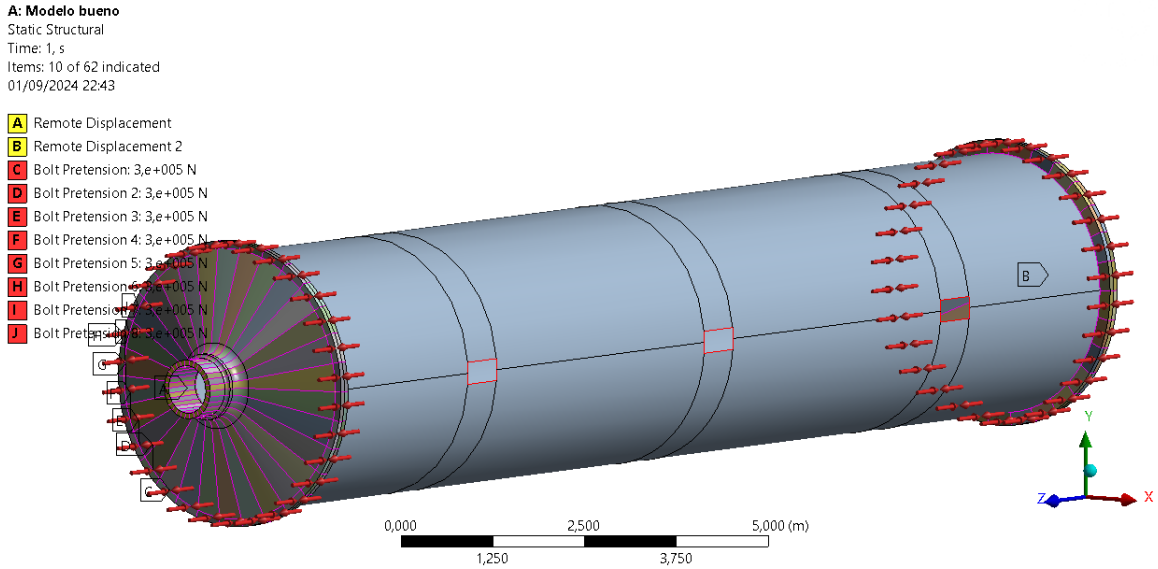


Figura 105. Cargas de pretensión en el modelo 2.

Además, tal y como se indica en el documento sobre la herramienta “*Bolt Pretension Object*” de Ansys [12], se ha introducido la carga de pretensión en la superficie de la caña que se encuentra entre las placas a unir y se ha creado un sistema de coordenadas para definir el plano de corte que usará posteriormente Ansys para añadir las cargas de pretensión.

En la figura siguiente, se muestra una imagen más detallada de la aplicación de la carga de pretensión sobre uno de los tornillos del molino.

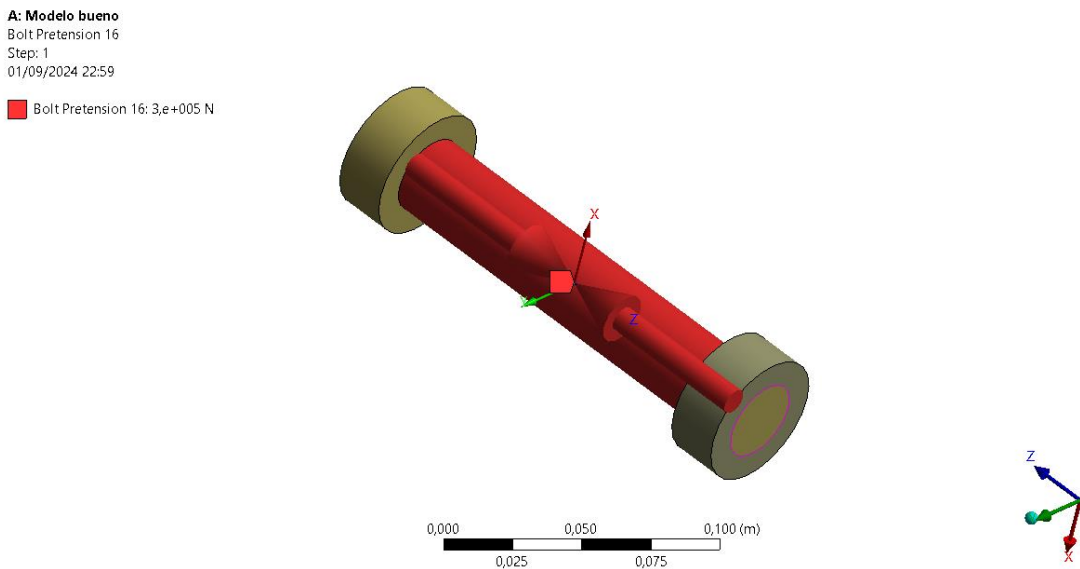


Figura 106. Carga de pretensión sobre uno de los tornillos del modelo 2.

La carga está aplicada en dirección Z del sistema de coordenadas local del tornillo, tal y como se puede ver en la figura anterior.

9.2. CARGAS DEL INTERIOR DEL MOLINO

Como se ha explicado anteriormente, a excepción de la pretensión de los tornillos, ambos modelos de elementos finitos tienen las mismas cargas aplicadas. Para introducir estas cargas en los modelos se ha utilizado la macro que se muestra en el *Anexo I*. Esta macro, al contener comandos de preproceso, se debe introducir en cualquiera de las geometrías del modelo, como se indica en la Figura 36. El valor de los argumentos de la macro se puede introducir como muestra la figura siguiente.

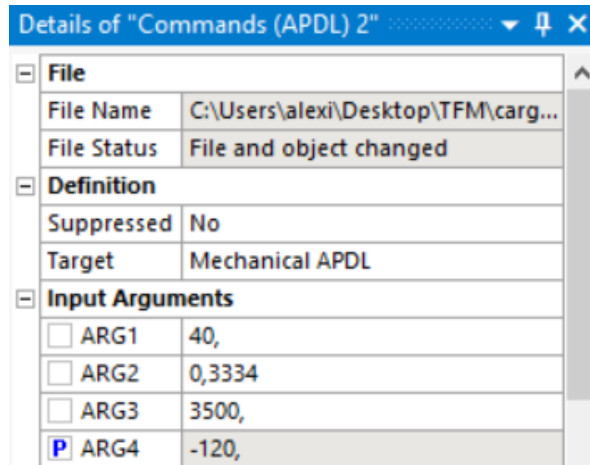


Figura 107. Forma de introducir el valor de los argumentos en la macro.

Esta macro, primeramente, aplica las cargas debidas al peso propio de todos los componentes y seguidamente aplica las cargas debidas a las bolas de acero que muelen el grano de cemento.

Tal y como se ha explicado en el marco teórico las cargas tienen una distribución irregular sobre la sección transversal del cuerpo del molino, debido a que habrá mayor acumulación de bolas y elementos de molienda en la zona central en la que se encuentren y al tipo de cargas de abrasión e impacto. En la figura siguiente se muestra un diagrama del movimiento de las bolas de acero sobre el cuerpo del molino.

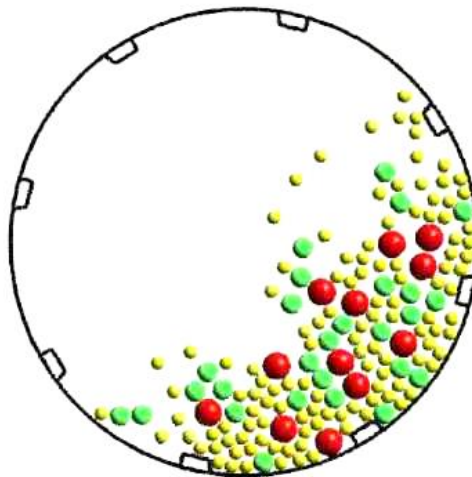


Figura 108. Movimiento de las bolas sobre el cuerpo del molino.

Esta macro aplica las cargas mediante fuerzas nodales solamente en los nodos pertenecientes al cuerpo del molino, y tiene bucles que van acumulando cargas en los nodos sobre los que hay peso del material del interior del cilindro.

Para la aplicación de esta macro, se han utilizado argumentos que sirven para modificar las condiciones en las que se van a introducir las cargas, los cuales se muestran a continuación:

- Argumento 1: ángulo que forma la superficie libre de la carga con la horizontal (θ). Se ha supuesto $\theta = 40^\circ$
- Argumento 2: coeficiente de llenado (h/D). Se ha supuesto $\frac{h}{D} = \frac{1}{3}$
- Argumento 3: densidad media del material y elementos de molienda (ρ). Se ha supuesto $\rho = 3500 \frac{kg}{m^3}$
- Argumento 4: ángulo que forma la gravedad con la vertical (α). Variable entre 0 y -180°

En la figura siguiente, se puede ver un diagrama de las cargas a soportar por el molino, así como algunos de los argumentos a introducir en la macro de las cargas.

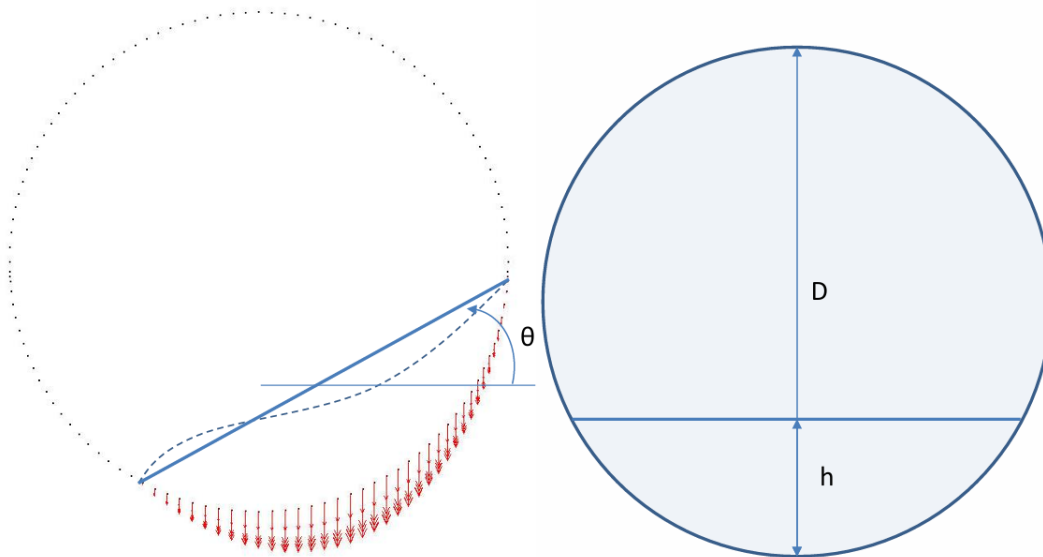


Figura 109. Diagrama de las cargas a soportar por el molino.

Como se ha mostrado en la definición de cada uno de los argumentos, 3 serán fijos y 1 será variable entre casos de carga.

Lo que se pretende hacer introduciendo de esta forma las cargas es dejar el molino estático y variar la posición de las cargas, simulando así en cada caso de carga una posición distinta de las bolas y elementos de molienda hasta conseguir tener todos los casos posibles, ya que las ventanas actúan como concentradores de tensiones y es necesario ver la posición de las bolas y elementos de molienda en todo el molino.

Se ha supuesto que el molino gira en sentido horario, por tanto, el valor del ángulo α variará entre 0 y -180° . Una vez se haya llegado a -180° se habrán cubierto todos los casos posibles.

Se han introducido 19 casos de carga que se muestran en la tabla siguiente. Estos casos de carga variarán -10° entre uno y otro hasta llegar a -180° .

Caso de carga	Ángulo α
1	0
2	-10
3	-20
4	-30
5	-40
6	-50
7	-60
8	-70
9	-80
10	-90
11	-100
12	-110
13	-120
14	-130
15	-140
16	-150
17	-160
18	-170
19	-180

Tabla 4. Casos de carga y ángulos α introducidos en los modelos de elementos finitos

Una vez se hayan analizado los 19 casos de carga y se haya visto entre cuales se encuentra la tensión máxima, se refinará el valor del ángulo α y se hará variarlo -1° entre los casos de carga más desfavorables para identificar con mayor precisión el ángulo crítico.

Este análisis se realizará tanto en el modelo 1 como en el modelo 2 y se compararán los resultados de ambos.

El modelo 2 de elementos finitos, aparte de estos 19 casos de carga, tendrá uno adicional correspondiente a la pretensión, el cual se aplicará antes de introducir alguno de los casos mostrados en la tabla 3.

10. RESULTADOS

A continuación, se procede a mostrar los resultados obtenidos de ambos modelos de elementos finitos, para después poder comentarlos y compararlos. De esta forma se podrá ver si los resultados coinciden, cuanto varían entre ellos, si siguen la misma tendencia...

Para comparar los resultados se va a mostrar la tensión equivalente de Von Mises máxima en el cuerpo del molino en cada caso de carga para encontrar el caso crítico y, posteriormente, se mostrarán los resultados del caso de carga crítica con la máxima tensión de Von Mises para todos los componentes.

Resulta previsible que las tensiones máximas se den en el fondo de las esquinas de las ventanas rectangulares del cilindro. Puesto que dichas esquinas se han modelado sin radio de curvatura, el fondo de estas esquinas reentrantes será una singularidad. Por tanto, las tensiones esperables en las esquinas tenderán a infinito conforme disminuyese el tamaño de los elementos utilizados en

el modelo. Pese a que la tensión de Von Mises que se obtenga no será un valor realista (será de valor finito aun cuando en una esquina entrante el valor debería ser infinito), se utilizará esta tensión como mero indicador a efectos de comparación.

Se han analizado las tensiones en el cuerpo del molino porque el resto de componentes deberían tener un comportamiento parecido en todos los casos de carga, sin embargo, el cuerpo del molino tiene las ventanas que actúan como un concentrador de tensiones y, por tanto, servirá para determinar el caso de carga crítico.

10.1. MODELO 1

Como se comentaba anteriormente, primero se analizarán los 19 casos de carga de la tabla 4 y se mostrará la tensión máxima de Von Mises en el cuerpo del molino para cada caso de carga, resultados los cuales se muestran en la tabla 5.

Cabe recalcar que las tensiones que se muestran en elementos “shell”, como en el cuerpo del molino, son las tensiones máximas de la parte interna y externa de los elementos en su espesor (top/bottom).

Caso de carga	Ángulo (°)	σ_{eq} (MPa)
1	0	59,751
2	-10	57,534
3	-20	58,382
4	-30	51,498
5	-40	49,352
6	-50	51,044
7	-60	47,013
8	-70	51,577
9	-80	52,845
10	-90	77,889
11	-100	76,344
12	-110	76,913
13	-120	75,475
14	-130	56,107
15	-140	50,966
16	-150	48,892
17	-160	60,245
18	-170	56,622
19	-180	61,696

Tabla 5. σ_{eq} de Von Mises en el cuerpo del molino del modelo 1 para cada caso de carga.

Observando los resultados de la tabla anterior, parece ser que la tensión máxima de Von Mises podría estar entre -90 y -100°, dado que en -90° se da la tensión máxima, pero para tener una mayor seguridad se han analizado todos los casos entre -80 y -100°, para poder determinar cuál es el caso de carga crítico del molino.

En la tabla siguiente se muestra la tensión máxima de Von Mises para los casos de carga adicionales entre -80 y -100°.

Caso de carga	Ángulo (°)	σ (MPa)
20	-81	57,111
21	-82	64,868
22	-83	70,517
23	-84	70,01
24	-85	65,228
25	-86	62,579
26	-87	64,457
27	-88	70,817
28	-89	77,117
29	-91	73,268
30	-92	70,711
31	-93	71,359
32	-94	74,517
33	-95	79,986
34	-96	81,988
35	-97	78,232
36	-98	75,492
37	-99	74,629

Tabla 6. σ_{eq} de Von Mises en el cuerpo del molino del modelo 1 para cada caso de carga adicional.

Las variaciones de tensiones entre los casos de carga 11 y 13 no son muy grandes y en alguno de los casos de carga intermedios entre estos dos casos podría producirse una tensión equivalente de Von Mises mayor a la máxima mostrada en la tabla 6, sin embargo, dado que no tiene mayor importancia para este análisis, se supondrá como caso de carga crítico el caso 34 (-96°), en el cual, según muestra la tabla anterior, se tiene una tensión máxima de Von Mises para el cuerpo del molino de 81,988 MPa.

Una vez decidido el caso de carga crítico se procede a mostrar los resultados de dicho caso de carga.

En primer lugar, se mostrará la distribución de tensiones de Von Mises sobre el cuerpo del molino, la cual se puede ver en la figura siguiente.

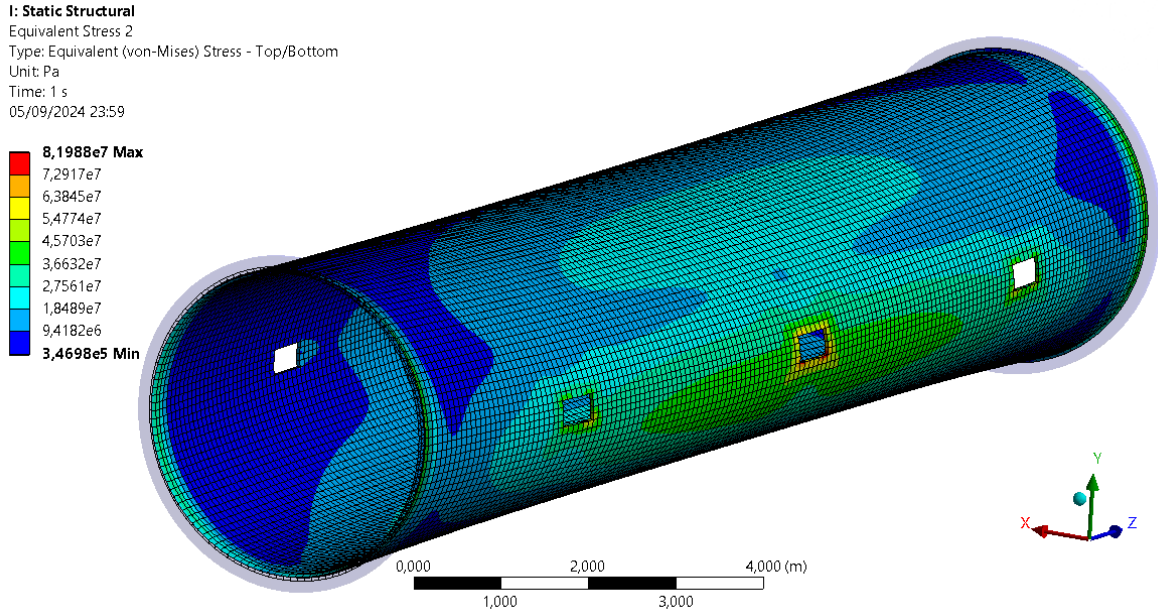


Figura 110. Distribución de σ_{eq} de Von Mises en el cuerpo del molino del modelo 1 para el caso de carga 34.

En la figura siguiente se muestra una imagen ampliada de esta distribución de tensiones del cuerpo del molino, más concretamente se muestra la zona donde se produce la máxima tensión de Von Mises, la cual está ubicada en una de las ventanas centrales. En la figura se muestra también el espesor de los elementos “shell”, y la tensión a lo largo de este espesor en la ventana.

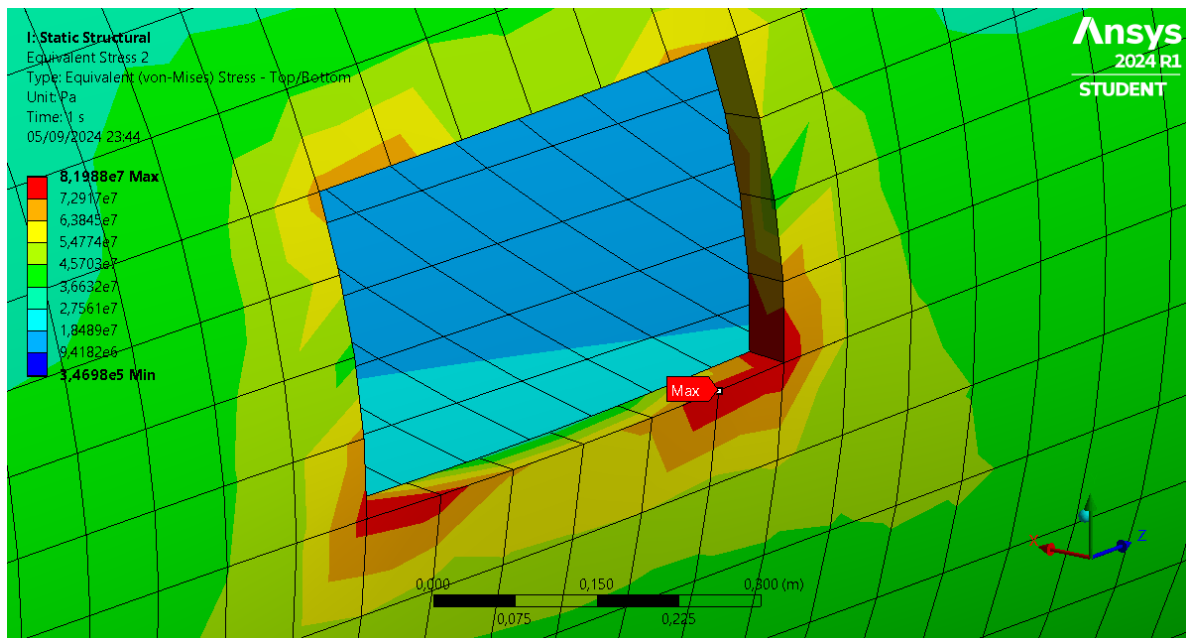


Figura 111. Ubicación de σ_{eq} máxima de Von Mises en el cuerpo del molino del modelo 1 para el caso de carga 34.

Se puede ver que la mayor tensión de Von Mises se encuentra en la parte exterior de la ventana y, más concretamente, en los alrededores de las esquinas de las ventanas, las cuales producen una singularidad en el modelo por tratarse de una esquina tan pronunciada sin radio de acuerdo.

En la siguiente figura se muestra el desplazamiento máximo así como su distribución sobre el molino entero, el cual es de 9,763 mm.

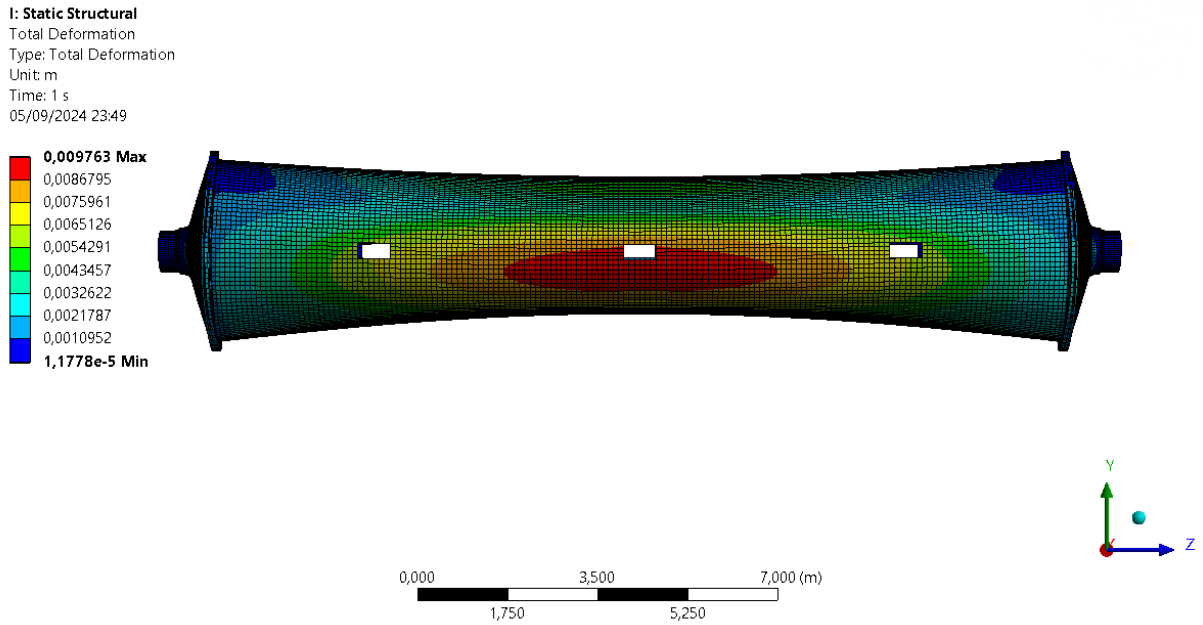


Figura 112. Desplazamientos en el cuerpo del molino del modelo 1 para el caso de carga 34.

Se puede observar que el desplazamiento máximo para este caso de carga se produce alrededor de una de las ventanas centrales del cuerpo del molino.

Los desplazamientos del cuerpo del molino se muestran con más detalle en la figura siguiente, que muestra el efecto de la carga sobre el molino.

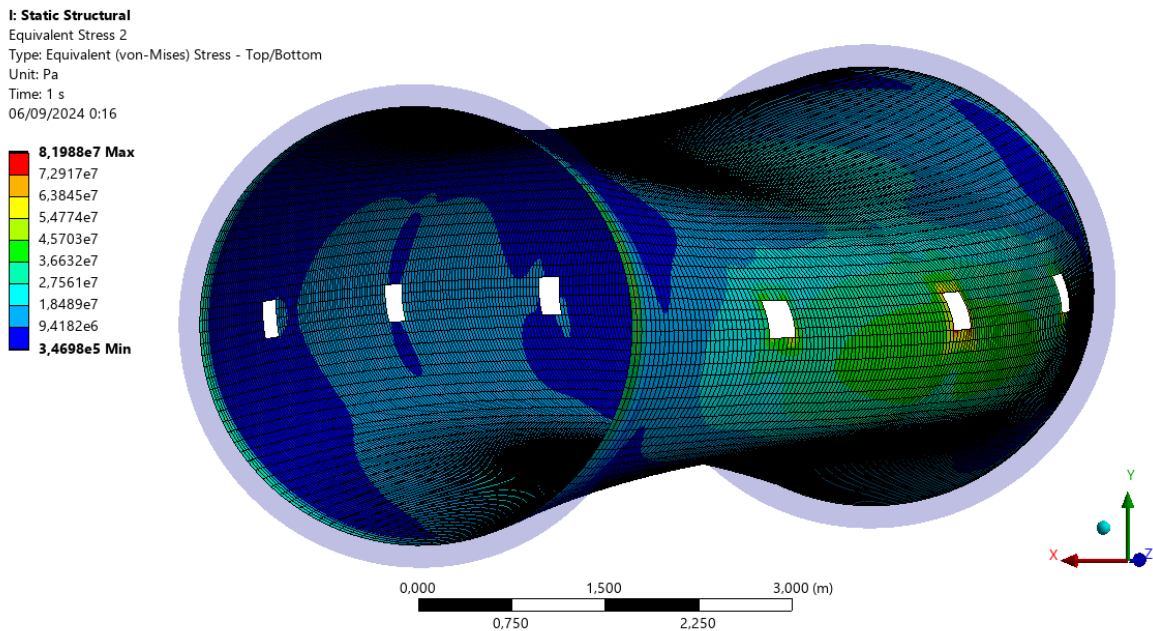


Figura 113. Deformada del cuerpo del molino del modelo 1 para el caso de carga 34.

Seguidamente, una vez mostradas las tensiones del cuerpo del molino y los desplazamientos del molino entero, se procede a mostrar la distribución de tensiones de Von Mises en las tapas en la siguiente figura.

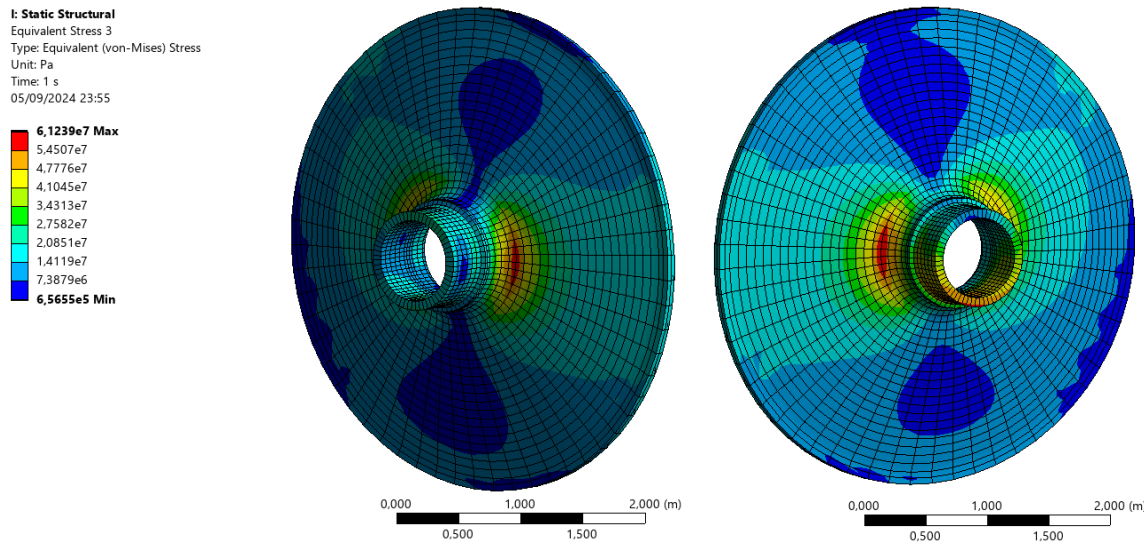


Figura 114. Tensión equivalente de Von Mises de las tapas del modelo 1 para el caso de carga 34.

Si el origen de coordenadas se sitúa en el centro del cuerpo del molino, a la izquierda de la figura se muestra la tapa situada en $Z+$ y a la derecha la tapa situada en $Z-$. Los esfuerzos que se ven en las tapas son debidos a la flexión del cuerpo del molino que se ha mostrado anteriormente.

También se puede observar que la tapa que presenta más esfuerzos en la ubicación de las condiciones de contorno es la que se encuentra en $Z-$, puesto que sus movimientos en la región rígida estaban más restringidos que en la otra tapa y es la que ha de soportar el torsor que produce la carga del interior del molino.

10.2. MODELO 2

Como se mencionaba en el apartado correspondiente a las cargas del modelo 2, se ha aplicado un caso de carga adicional previo a los ya mencionados, en el cual se ha aplicado la pretensión sobre los tornillos.

Una vez aplicado este caso de carga de pretensión, se ha mantenido la fuerza de pretensión para el resto de casos de carga.

Para comprobar si la pretensión se ha aplicado correctamente se han visualizado algunos resultados de dicho caso de carga.

En primer lugar, se ha observado la deformación de las tapas y bridas para ver si se produce el efecto deseado con la pretensión. En la figura se muestra esta deformada aumentada por un factor de escala de 400, la cual parece correcta debido a que la cabeza del tornillo y la tuerca aprietan tapas y bridas.

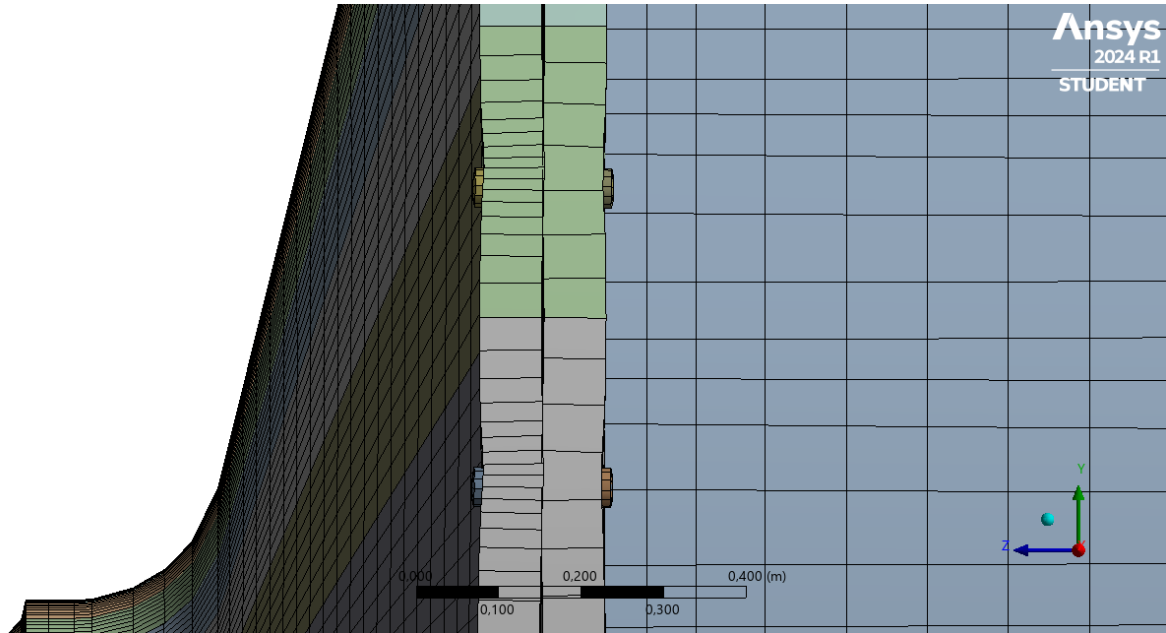


Figura 115. Deformada del molino del modelo 2 para el caso de carga de pretensión.

Seguidamente, se han visualizado las tensiones en dirección Z global, que coincide con la dirección de la carga de pretensión.

Observando la figura siguiente se puede apreciar que la pretensión se ha aplicado correctamente porque la caña del tornillo está sometida a tracción, mientras que la tuerca y la cabeza del tornillo están sometidas a compresión.

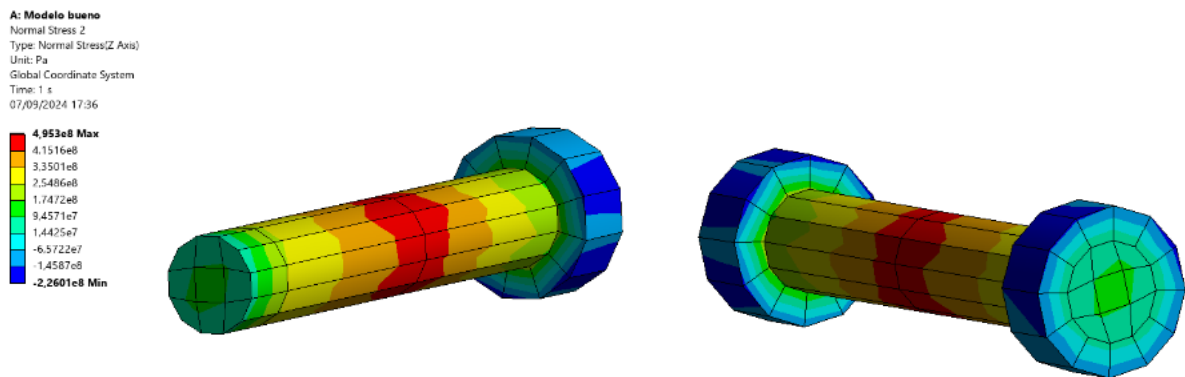


Figura 116. Tensiones normales en Z global de los tornillos del modelo 2 para el caso de carga de pretensión.

Sin embargo, si se ve con detalle la distribución de tensiones sobre la caña del tornillo, se puede apreciar que la tensión no parece constante a lo largo de la misma y no debería ser así.

Este efecto se produce debido a que se han modelado las cañas de los tornillos con solo 2 capas de elementos y, por tanto, el software está representando a lo largo del elemento la media entre las tensiones de los nodos extremos de cada elemento.

Una vez mostrados los resultados del caso de carga de pretensión, de igual forma que se ha expuesto anteriormente para el modelo 1, en la tabla siguiente se mostrará la tensión equivalente máxima de Von Mises en el cuerpo del molino para cada caso de carga del modelo 2.

Caso de carga	Ángulo (°)	σ (MPa)
1	0	59,228
2	-10	56,994
3	-20	62,736
4	-30	50,985
5	-40	48,702
6	-50	51,305
7	-60	46,929
8	-70	51,443
9	-80	56,846
10	-90	83,857
11	-100	81,622
12	-110	82,332
13	-120	81,87
14	-130	59,636
15	-140	50,78
16	-150	51,485
17	-160	63,856
18	-170	56,017
19	-180	61,193

Tabla 7. σ_{eq} de Von Mises en el cuerpo del molino del modelo 1 para cada caso de carga.

De la misma manera que en el modelo 1 se han analizado adicionalmente los casos de carga entre -80 y -100°. Las tensiones de Von Mises máximas para estos casos de carga adicionales se muestran en la tabla siguiente.

Caso de carga	Ángulo (°)	σ (MPa)
20	-81	61,453
21	-82	69,707
22	-83	75,604
23	-84	75,213
24	-85	70,362
25	-86	66,976
26	-87	69,298
27	-88	76,452
28	-89	83,052
29	-91	79,208
30	-92	75,521
31	-93	76,213
32	-94	79,691
33	-95	86,431
34	-96	88,481
35	-97	84,328
36	-98	80,711
37	-99	79,718

Tabla 8. σ_{eq} de Von Mises en el cuerpo del molino del modelo 1 para cada caso de carga adicional.

Para el modelo 2, el caso de carga crítico también será el 34 (-96°), por tanto, se procede a mostrar los resultados de dicho caso de carga.

En primer lugar, se mostrará la distribución de tensiones de Von Mises sobre el cuerpo del molino, la cual se puede ver en la figura siguiente:

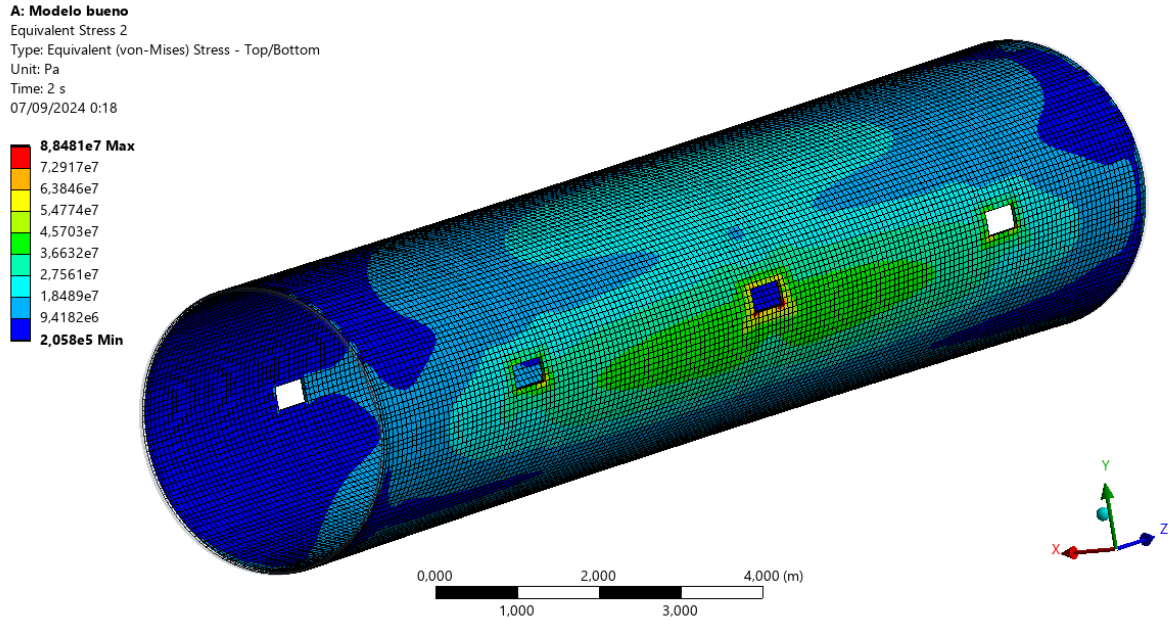


Figura 117. Distribución de σ_{eq} de Von Mises en el cuerpo del molino del modelo 2 para el caso de carga 34.

A continuación se muestra una imagen ampliada de esta distribución de tensiones del cuerpo del molino, en la zona donde se produce la máxima tensión de Von Mises, la cual está ubicada en una de las ventanas centrales.

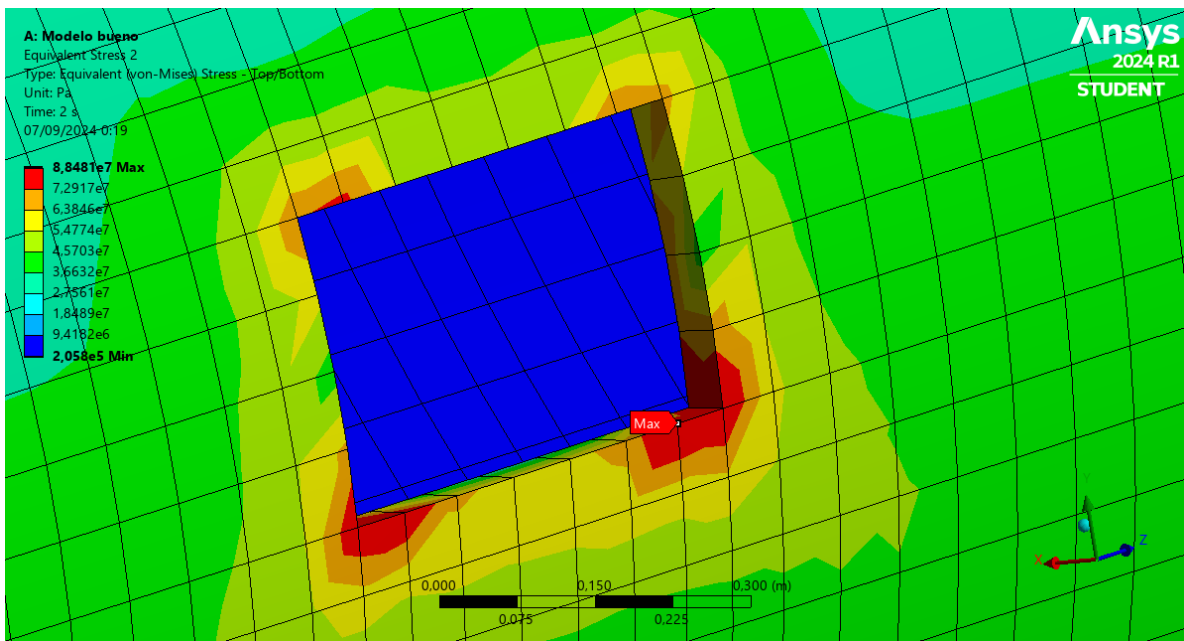


Figura 118. Ubicación de σ_{eq} máxima de Von Mises en el cuerpo del molino del modelo 2 para el caso de carga 34.

Seguidamente, se muestra el desplazamiento máximo así como su distribución sobre el molino entero, el cual es de 9,648 mm.

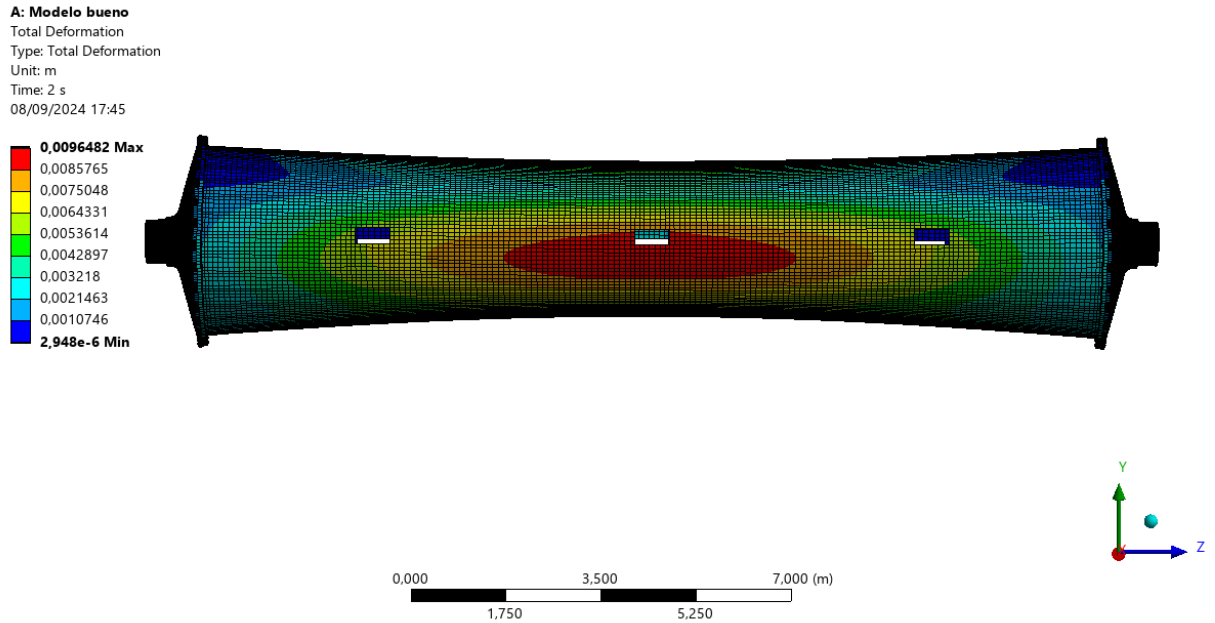


Figura 119. Desplazamientos en el cuerpo del molino del modelo 2 para el caso de carga 34.

De igual forma que se ha mostrado para el modelo 1 de elementos finitos, a continuación, se muestra la deformada del cuerpo del molino para el caso de carga 34

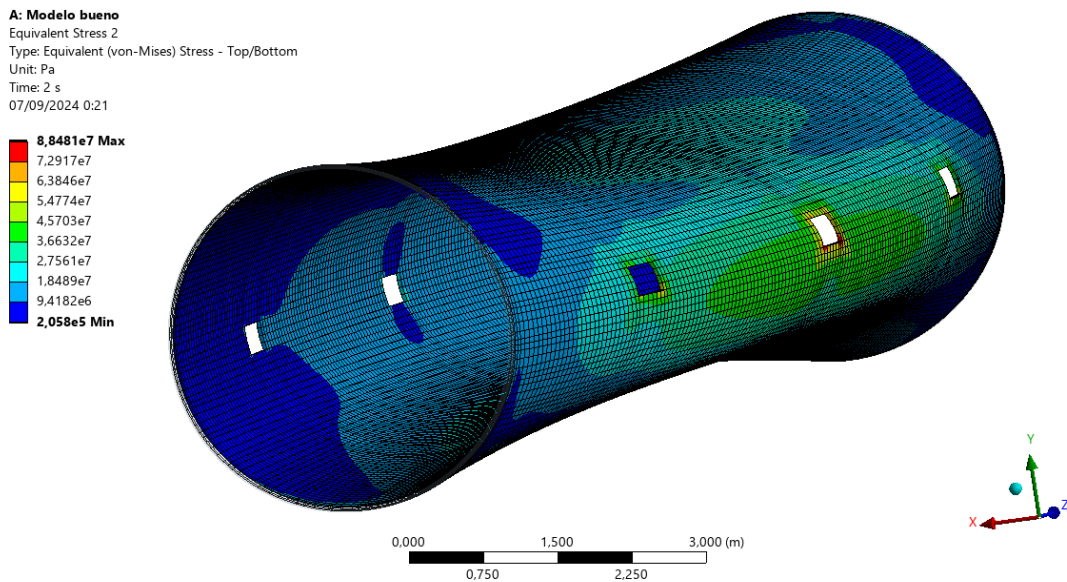


Figura 120. Deformada del cuerpo del molino del modelo 2 para el caso de carga 34.

A continuación, se procede a mostrar la distribución de tensiones normales en dirección Z global para el caso de carga 34 en el tornillo con la máxima tensión normal, se muestra en la figura siguiente.

A: Modelo bueno
 Normal Stress 3
 Type: Normal Stress(Z Axis)
 Unit: Pa
 Global Coordinate System
 Time: 2 s
 08/09/2024 16:31

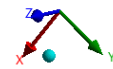
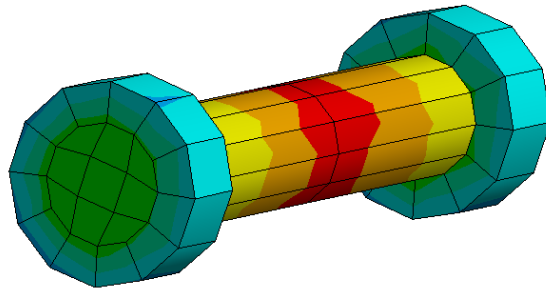
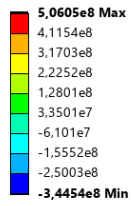
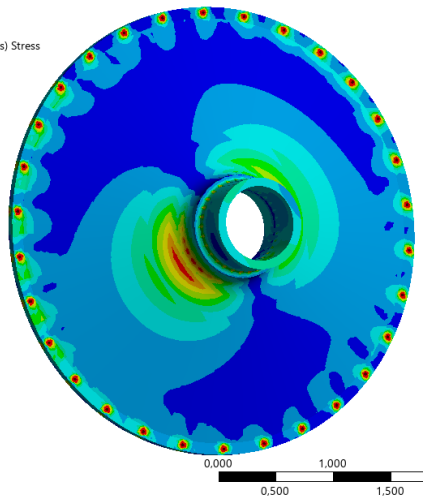
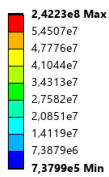


Figura 121. Tensiones normales en Z global de los tornillos del modelo 2 para el caso de carga 34.

Con las tensiones mostradas en las figuras anteriores sería posible comprobar si los tornillos del molino resistirían los esfuerzos a los que se ven sometidos bajo este caso de carga.

Para finalizar con los resultados del modelo 2, se muestra en la figura siguiente las tensiones de Von Mises en las tapas para el caso de carga 34. Se ha ocultado el mallado de los componentes de esta figura para tener una mejor vista de la distribución de tensiones.

A: Modelo bueno
 Equivalent Stress 4
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: Pa
 Time: 2 s
 08/09/2024 17:39



A: Modelo bueno
 Equivalent Stress 4
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: Pa
 Time: 2 s
 08/09/2024 17:38

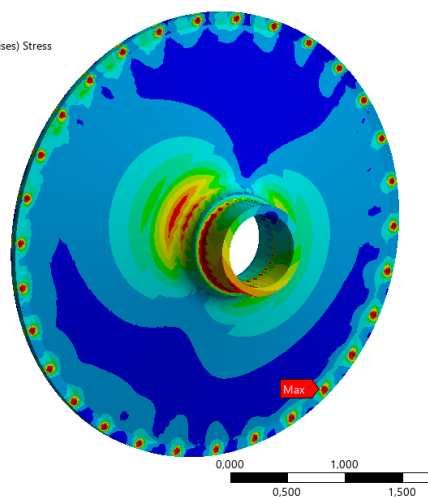
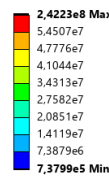


Figura 122. Tensión equivalente de Von Mises de las tapas del modelo 2 para el caso de carga 34.

En las tapas se ve claramente el efecto que tiene considerar los agujeros donde se ubican los tornillos.

10.3. COMPARACIÓN ENTRE MODELOS

En este apartado se van a comparar los resultados anteriormente expuestos del modelo 1 y el modelo 2 de elementos finitos.

En primer lugar, se van a comparar los resultados tenidos en cuenta para determinar el caso de carga crítico, las tensiones de Von Mises para cada caso de carga. En la tabla siguiente se comparan las tensiones de Von Mises de ambos modelos para cada caso de carga.

Caso de carga	Ángulo (°)	σ Modelo 1 (MPa)	σ Modelo 2(MPa)
1	0	59,751	59,228
2	-10	57,534	56,994
3	-20	58,382	62,736
4	-30	51,498	50,985
5	-40	49,352	48,702
6	-50	51,044	51,305
7	-60	47,013	46,929
8	-70	51,577	51,443
9	-80	52,845	56,846
10	-90	77,889	83,857
11	-100	76,344	81,622
12	-110	76,913	82,332
13	-120	75,475	81,87
14	-130	56,107	59,636
15	-140	50,966	50,78
16	-150	48,892	51,485
17	-160	60,245	63,856
18	-170	56,622	56,017
19	-180	61,696	61,193
20	-81	57,111	61,453
21	-82	64,868	69,707
22	-83	70,517	75,604
23	-84	70,01	75,213
24	-85	65,228	70,362
25	-86	62,579	66,976
26	-87	64,457	69,298
27	-88	70,817	76,452
28	-89	77,117	83,052
29	-91	73,268	79,208
30	-92	70,711	75,521
31	-93	71,359	76,213
32	-94	74,517	79,691
33	-95	79,986	86,431
34	-96	81,988	88,481
35	-97	78,232	84,328
36	-98	75,492	80,711
37	-99	74,629	79,718

Tabla 9. σ_{eq} de Von Mises en el cuerpo del molino de ambos modelos para cada caso de carga.

Observando los resultados en la tabla anterior, se puede ver que entre modelos las tensiones varían como mucho 6,5 MPa (caso de carga 34), o un 7.81% (caso de carga 13) teniendo, en general, el modelo 2 mayores tensiones.

También cabe destacar que los resultados entre un modelo y otro tienen correlación, las tensiones siguen la misma tendencia en su mayoría de casos de carga, además, en ambos modelos coincide el caso de carga crítico, siendo este el 34.

En segundo lugar, se van a comparar los resultados en el cuerpo del molino de ambos modelos de elementos finitos.

Observando la Figura 110 y la Figura 117, en las cuales se han igualado las leyendas para su comparación y en las que se muestran las tensiones de Von Mises en el cuerpo del molino, se puede ver que la distribución de tensiones es muy parecida en ambos modelos.

Además, en la Figura 111 y Figura 118, se aprecia que la distribución de tensiones en la ventana central es también muy parecida y se da la tensión máxima en la misma ubicación en ambos modelos. En estas dos figuras se puede ver que el número de elementos en la ventana no es el mismo, la ventana del modelo 2 dispone de un elemento más y, por tanto, los elementos situados en la ventana serán un poco más pequeños en este caso.

Teniendo en cuenta el tamaño de los elementos y que en las ventanas se produce una singularidad debido a que el radio de acuerdo es 0, parece que el aumento de tensión entre el modelo 1 y el modelo 2 se produce por tener elementos más pequeños, ya que en una singularidad si consta de elementos muy pequeños se obtendrían tensiones infinitamente grandes.

En cuanto a los desplazamientos que se tiene para cada modelo, mostrados en la Figura 112 y la Figura 119, para el modelo 1 se tiene un desplazamiento máximo de 9,763 mm y para el modelo 2 es de 9,648 mm, resultado de nuevo muy parecido entre ambos modelos. De igual forma, en la Figura 113 y la Figura 120 se ve que el tipo de deformada en ambos modelos es casi idéntica.

En tercer y último lugar se van a comparar las tensiones en las tapas del molino para ambos modelos.

Si se observan la Figura 114 y la Figura 122, las cuales tienen leyendas igualadas, se puede ver de nuevo que la distribución de tensiones en ambas tapas es bastante similar. En el modelo 2 se obtienen tensiones mayores en los agujeros debido a que actúan como un concentrador de tensiones, en el resto del componente las tensiones son bastante parecidas excepto en uno de los radios de acuerdo de la tapa ubicada en Z-, pero dicha tensión puede ser más grande que en el modelo 1 debido al tamaño de la malla.

En la Figura 123 se muestra la tensión en uno de los radios de acuerdo de la tapa ubicada en Z-, la cual coincide con la que se obtiene en la tapa en el modelo 1 de elementos finitos.

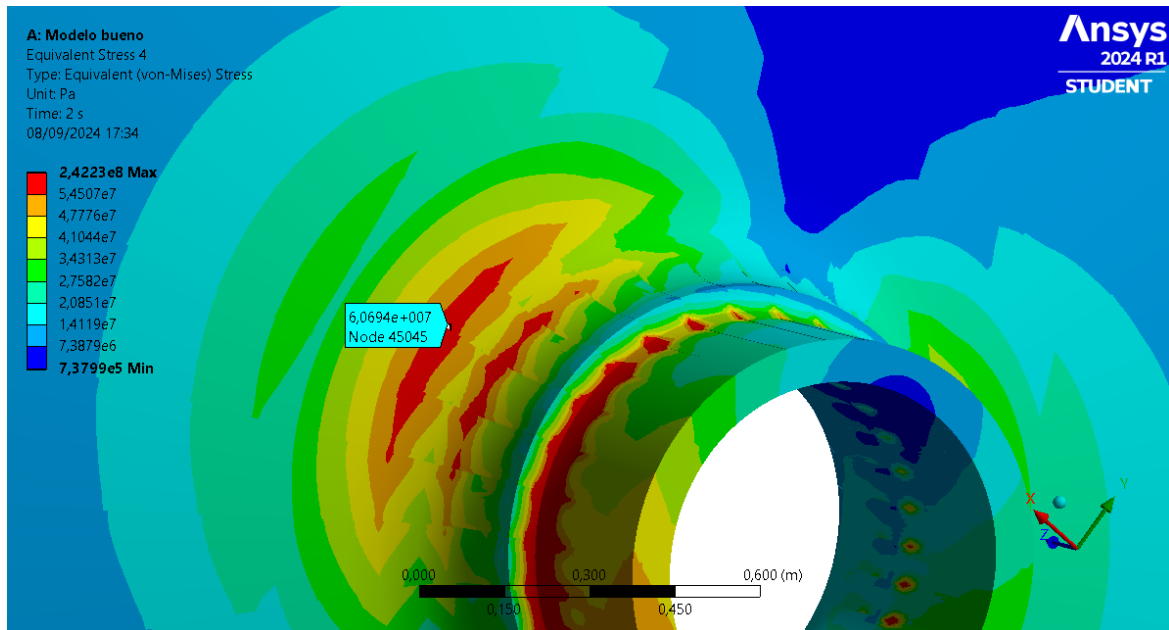


Figura 123. Tensión equivalente de Von Mises en uno de los radios de acuerdo de la tapas en Z- del modelo 2 para el caso de carga 34.

11. CONCLUSIONES

A lo largo de este trabajo de fin de máster se han abordado los objetivos que se planteaban al inicio. De esta manera, una vez analizado con detalle cada uno de ellos, se ha llegado a las siguientes conclusiones:

Los resultados de los modelos de elementos finitos tienen correlación entre sí en bastantes aspectos. Ambos modelos tienen la tensión máxima de *Von Mises* en el mismo caso de carga y en la misma ubicación, además, las tensiones para cada caso de carga en los dos modelos siguen la misma tendencia. La distribución de tensiones en los componentes también tiene correlación, son muy semejantes en ambos modelos. También se obtienen resultados bastante similares si se observan los desplazamientos de cada modelo.

El hecho de que ambos modelos tengan resultados que correlacionan entre sí indica que las hipótesis tomadas para realizar el modelado son correctas y las herramientas usadas para ello se han empleado correctamente.

Durante la realización del trabajo, se ha observado que el fallo del componente real que se mostraba en los primeros apartados también correlaciona con los resultados de los modelos, puesto que se ha visto que las ventanas actúan como concentradores de tensiones y alrededor de ellas se daban las tensiones máximas en el cuerpo del molino. Para futuros trabajos existiría la posibilidad de estudiar la influencia de introducir un radio de acuerdo en las esquinas de estas ventanas del molino.

El modelo 2 de elementos finitos aporta más información sobre los tornillos, que podría usarse para calcular uniones atornilladas en otros proyectos. Además, este modelo tiene en cuenta el efecto de los agujeros por los cuales pasan los tornillos, por lo que este tipo de modelado puede ser útil para proyectos en los que estos agujeros sean una zona crítica de diseño.

Por otra parte, se ha demostrado que Ansys Workbench dispone de herramientas suficientes para realizar análisis de este nivel de complejidad. A nivel educacional es una herramienta útil



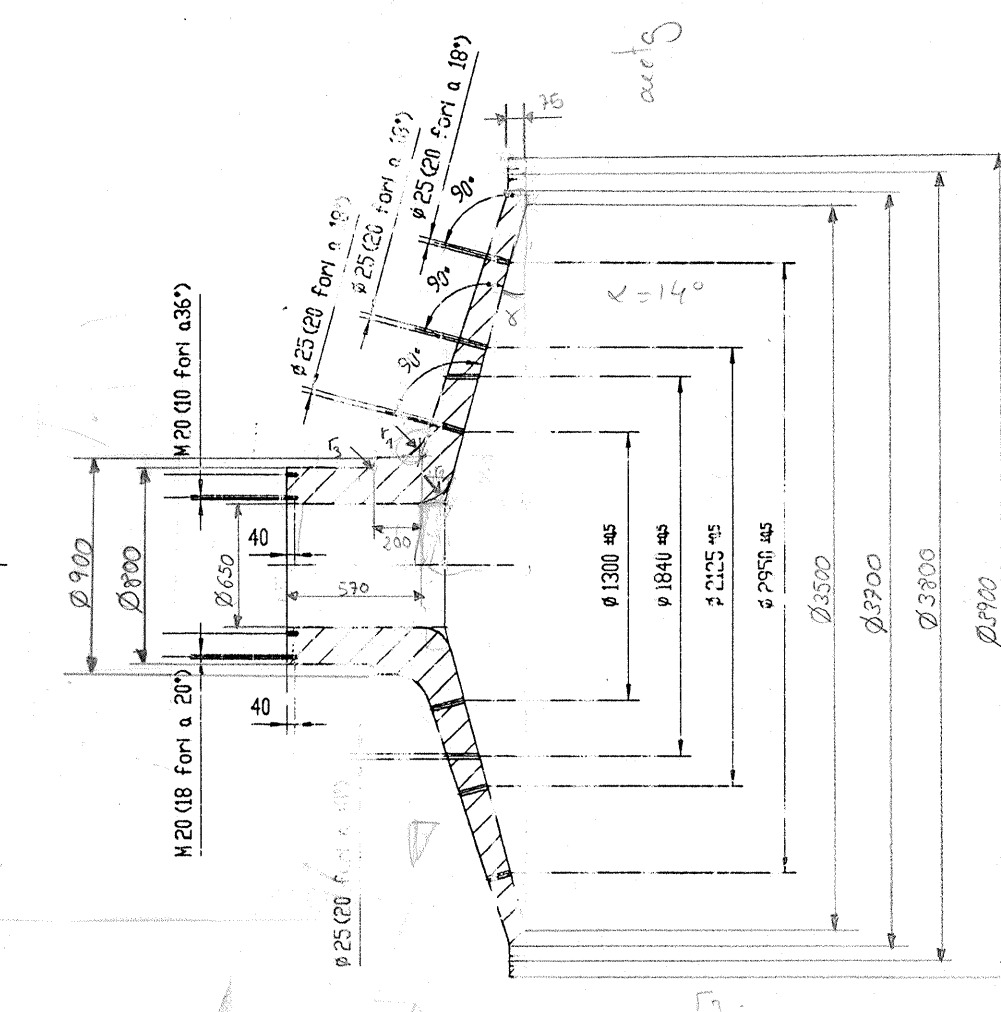
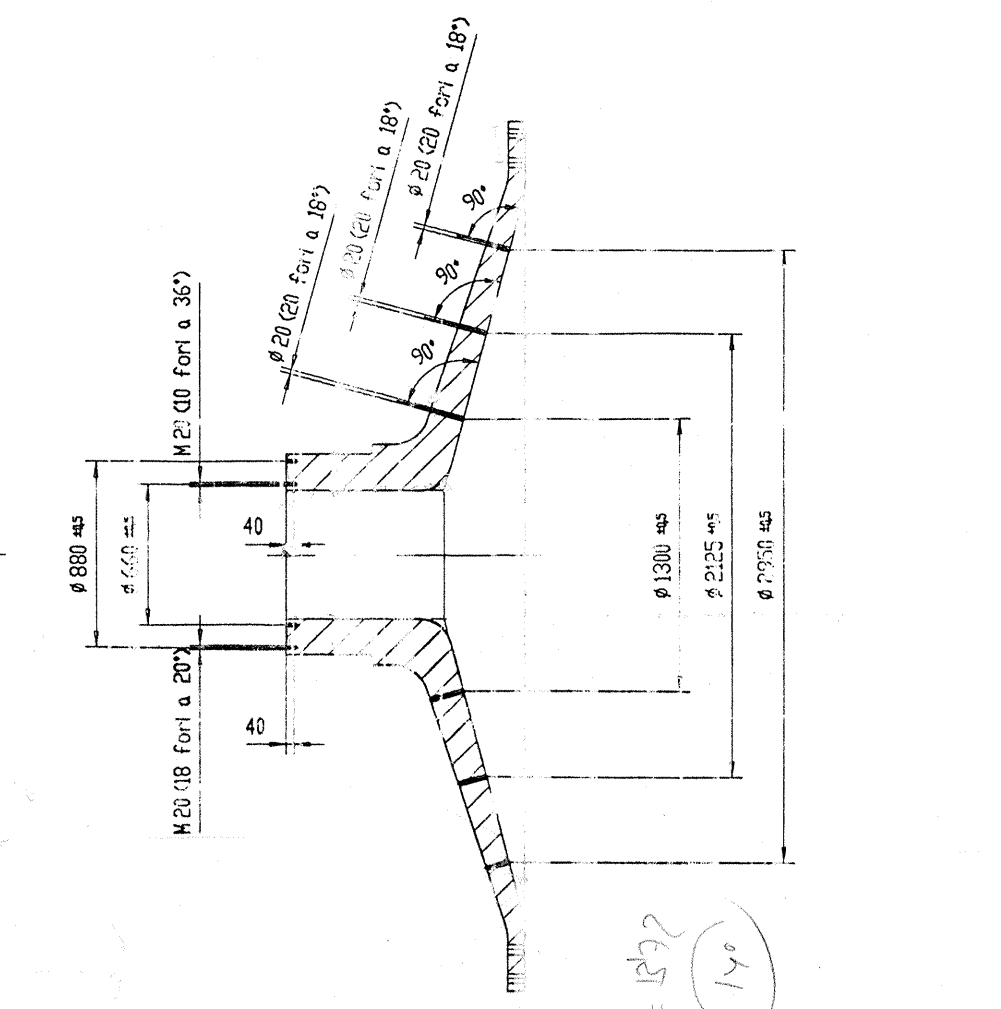
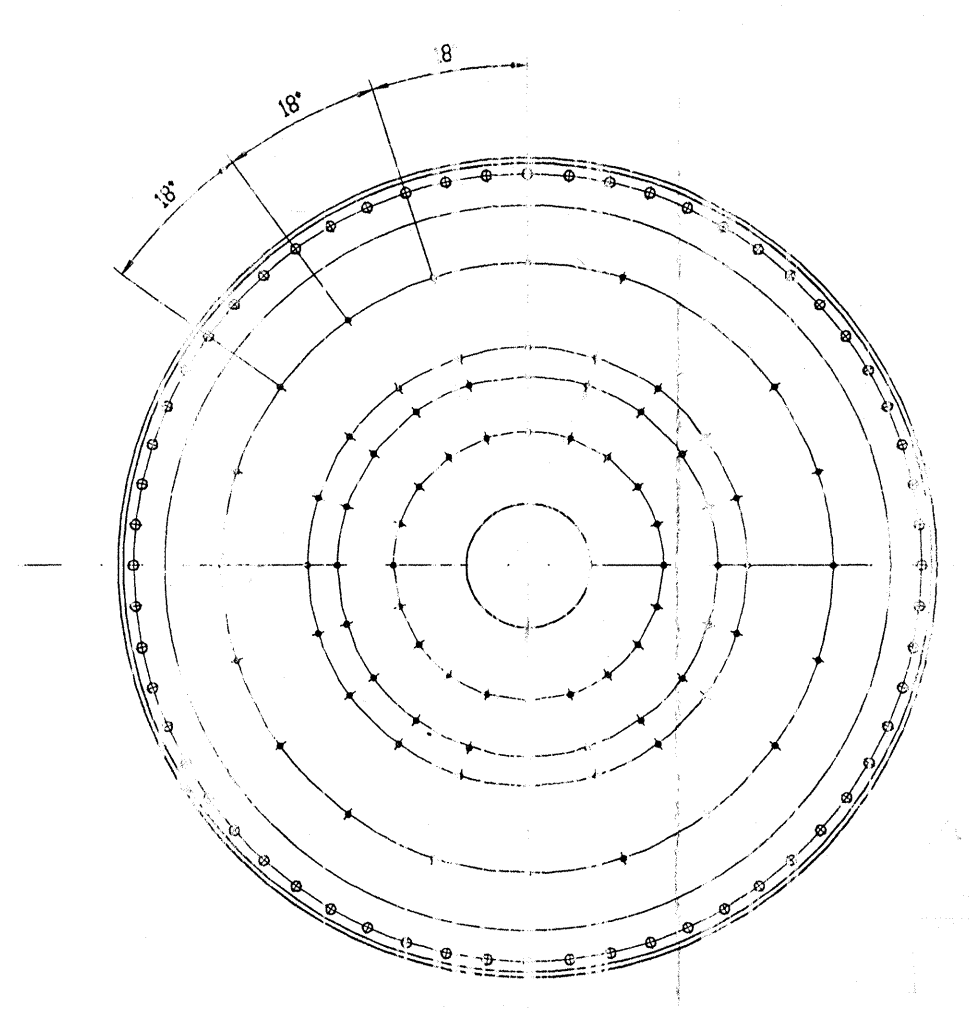
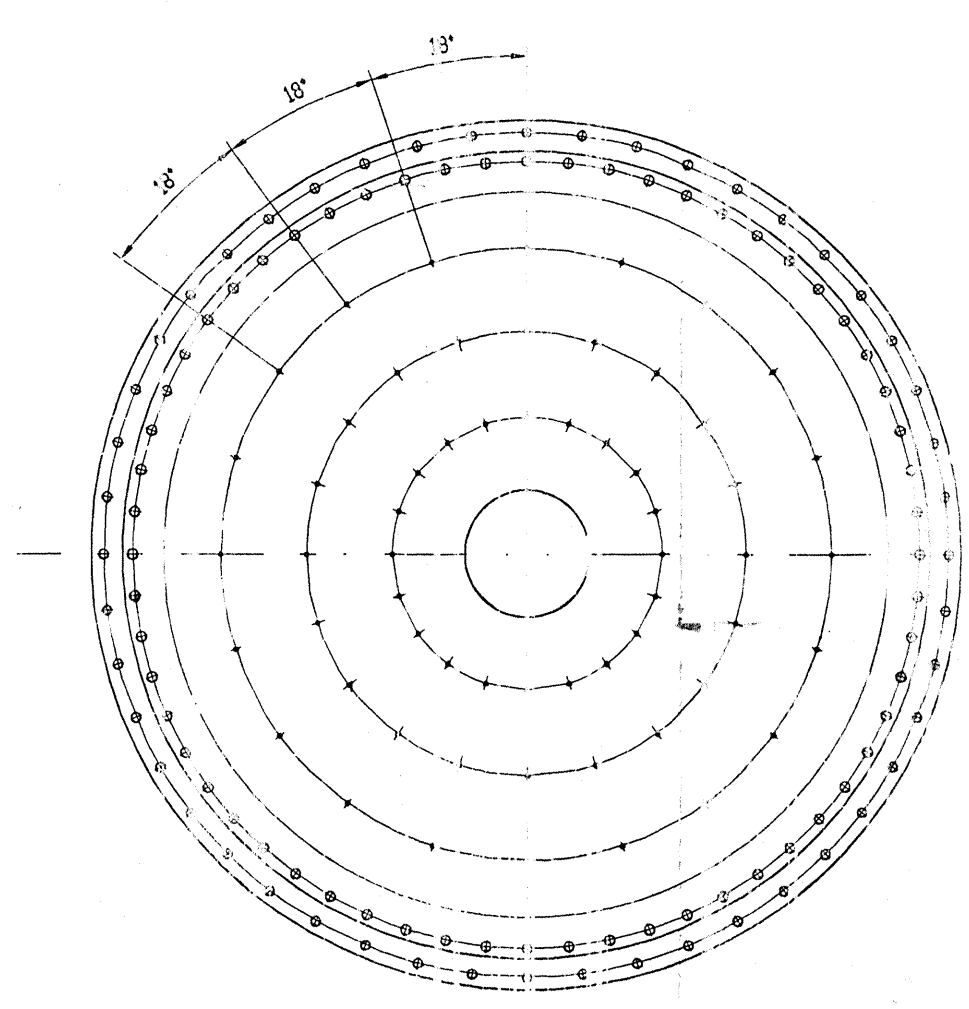
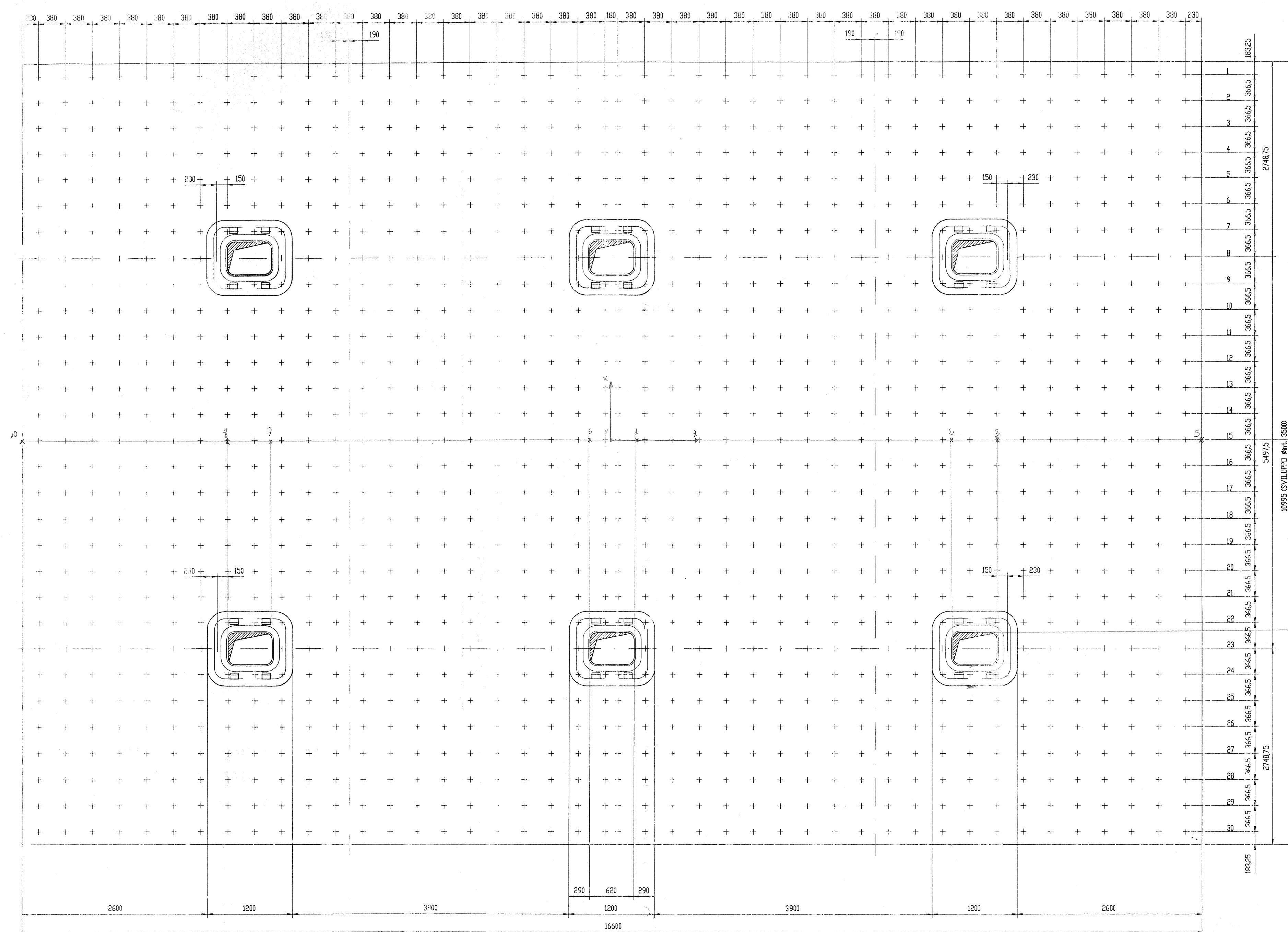
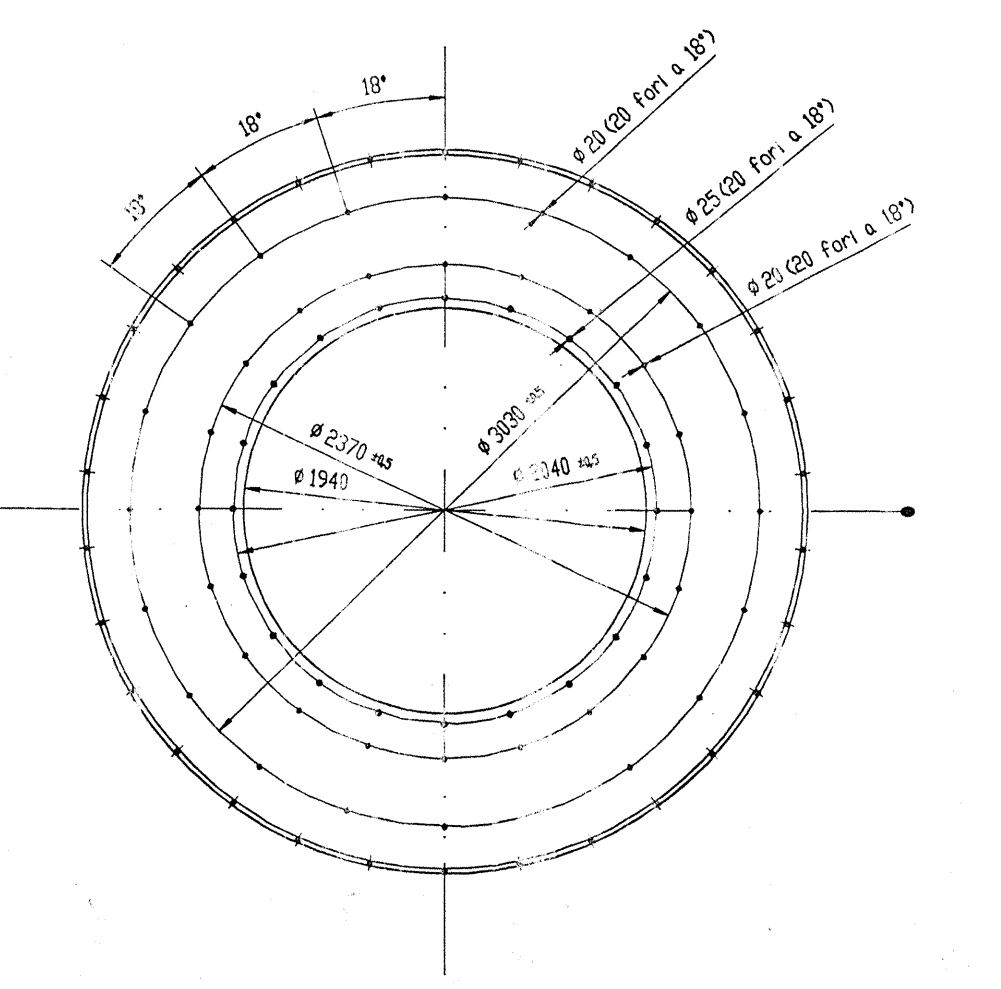
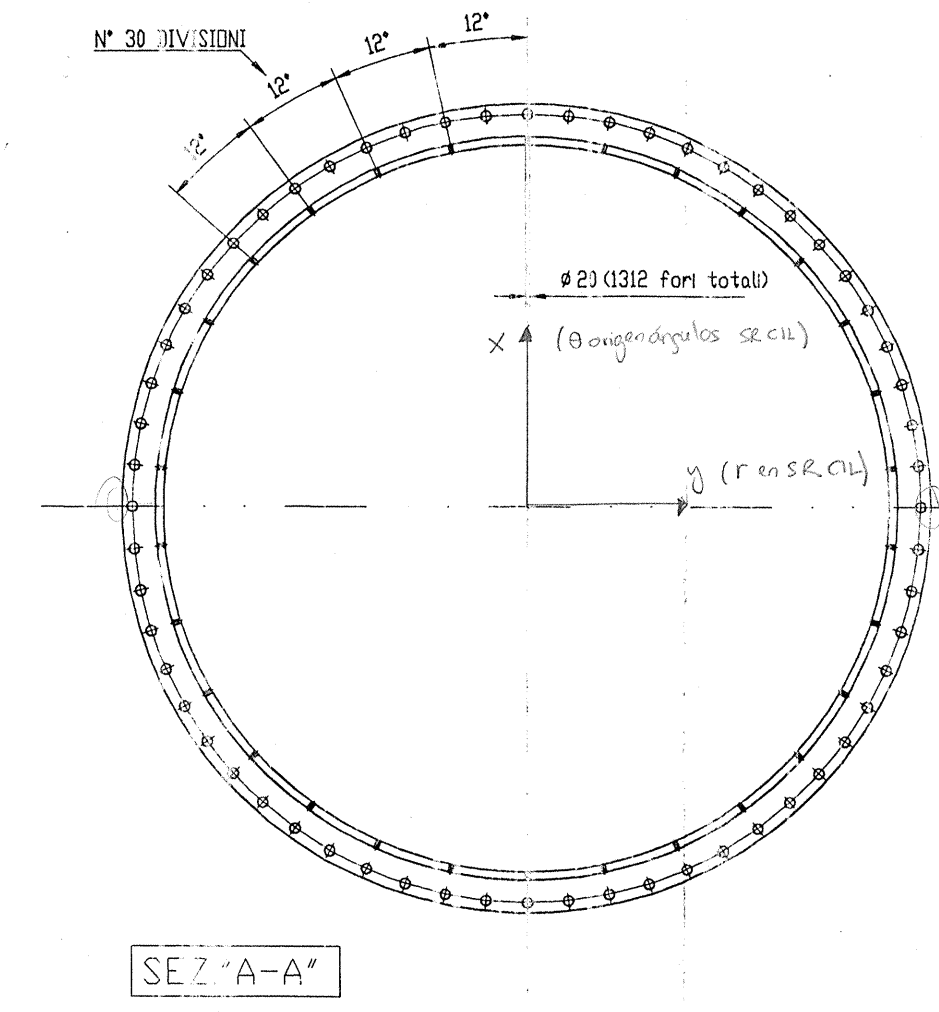
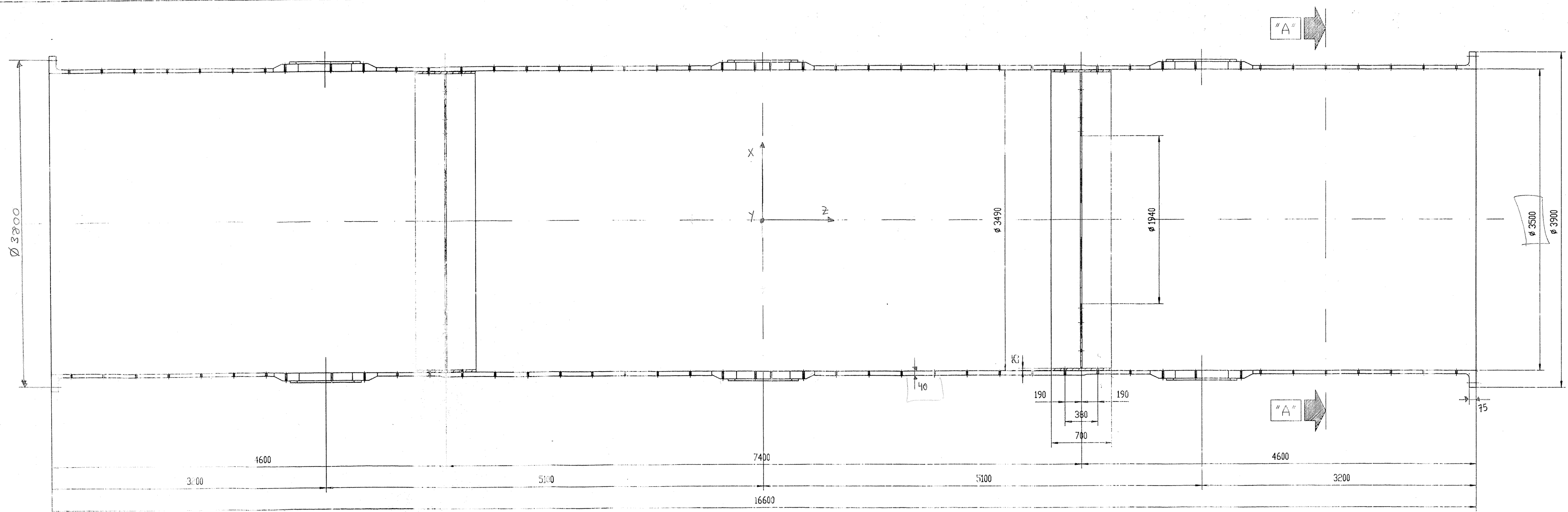
porque da una visión general clara de cómo se organiza un software de elementos finitos. Además, el uso de las herramientas comparado con otros softwares es bastante intuitivo. Sin embargo, aunque es ampliamente utilizado a nivel profesional, existen otros softwares como por ejemplo *Hypermesh* que contienen herramientas de preprocesado más potentes que permiten discretizar los modelos geométricos de una forma más controlada, con más parámetros para crear la malla de elementos finitos.

12. BIBLIOGRAFÍA

- [1] Universidad Politécnica de Cartagena. *Tema 5 - Parte I: Molinos*. OpenCourseWare. https://ocw.bib.upct.es/pluginfile.php/14831/mod_resource/content/1/Tema%205%20-%20Parte%20I_Molinos_PPT.pdf
- [2] Reiproacero. *Molino de bolas*. <https://reiproacero.ec/m/producto/molino-de-bolas/>
- [3] 911 Metallurgist. *Molino a bolas*. <https://www.911metallurgist.com/metallurgia/molino-a-bolas/>
- [4] Análisis del efecto de la tensión fuera del plano en la conformabilidad de chapa metálica. Sevilla: Universidad de Sevilla. <https://biblus.us.es/bibing/proyectos/abreproy/60222/fichero/02%2B-%2BCapitulo%2B2.%2BEI%2Bmetodo%2Bde%2Belementos%2Bfinitos.pdf>
- [5] Anders K Kristiansen, Eivind Kristoffersen. Automating tasks in the design loop for mechanism design. 2016. https://www.researchgate.net/publication/322797910_Automating_tasks_in_the_design_loop_for_mechanism_design
- [6] Grasp Engineering. Different types of FEA elements: How to decide the element type <https://www.graspengineering.com/different-types-of-fea-elements-how-to-decide-the-element-type/>
- [7] ANSYS. 10 Tips and Tricks for Meshing. 2024. https://innovationspace.ansys.com/courses/wp-content/uploads/sites/5/2024/01/10_Tips-and-Tricks-for-Meshing.pdf
- [8] N. Osawa, K. Hashimoto, J. Sawamura, T. Nakai, S. Suzuki, Study on shell–solid coupling FE analysis for fatigue assessment of ship structure, *Marine Structures*, Volume 20, Issue 3, 2007, Pages 143-163, ISSN 0951-8339, <https://doi.org/10.1016/j.marstruc.2007.04.002>.
- [9] Tanaka, S., Maeda, K., Takahashi, H. *et al.* A crack propagation simulation for a steel CHS T-joint employing an advanced shell-solid finite element modeling. *J Mar Sci Technol* **27**, 1–15 (2022). <https://doi.org/10.1007/s00773-021-00831-z>
- [10] Duinto. ANSYS vs Nastran: diferencias clave en análisis de elementos finitos <https://duinto.com/ansys-vs-nastran-diferencias-clave-en-analisis-de-elementos-finitos/>
- [11] Özgün. Ansys contact types and behaviours explained. Mechead.com; 2021 <https://www.mechead.com/contact-types-and-behaviours-in-ansys/>
- [12] Ansys. Bolt Pretension Object. Ansys Innovation Space; 2020. https://innovationspace.ansys.com/courses/wp-content/uploads/sites/5/2020/10/2.2.3_Bolt-Pretension-Object_new_brand.pdf



DOCUMENTO II PLANOS



17-620
1-X
x=36'47

POS.	DENOMINAZIONE	DIMENSIONI	Q. IVA	MATERIALE	PRES.
17-620	1-X	1500			
<p>17-620</p> <p>1-X</p> <p>x=36'47</p>					

422-1877
1150
140

17-620
1-X
x=36'47

FRANCOT GCB ITALY

TEL: 06 924294 - FAX: 06 92424710

000 JCO.00

DOCUMENTO III PRESUPUESTO

En este documento del trabajo de fin de máster se realiza una estimación de los costes derivados de su desarrollo. Los gastos para llevar a cabo el proyecto constan de costes de personal, hardware y software. A continuación, se detallan los gastos mencionados.

Costes de personal

En este apartado se tienen en cuenta las horas realizadas por el alumno, que corresponden a los 15 créditos ECTS del trabajo de fin de máster y una estimación de las horas trabajadas por los tutores. Para estimar los costes se ha supuesto para el alumno el sueldo de un técnico superior en investigación y el de los tutores al sueldo de un profesor doctor.

Concepto	Tiempo (h)	Coste unitario (€/h)	Importe (€)
Alumno	375	11,25	4218,75
Tutores	35	18,84	659,4
TOTAL (€)			4878,15

Costes de software y hardware

En primer lugar, se han tenido en cuenta los gastos derivados al uso de los softwares. La licencia de Ansys se estima que tiene un coste anual de 20000 €.

Concepto	Periodo de amortización (meses)	Coste mensual (€/mes)	Importe (€)
Licencia Ansys	6	1666,67	10000
Microsoft Office 365	6	5,75	34,5
TOTAL (€)			10034,5

Seguidamente, se han tenido en cuenta los gastos correspondientes al equipo informático utilizado para el proyecto. Se considera que la vida útil de estos equipos es de 5 años.

Concepto	Periodo de amortización (meses)	Coste total (€)	Importe (€)
HP Pavilion Intel Core i7	6	927,67	92,77
Ratón Logi	6	15	1,5
TOTAL (€)			94,27

Coste total

Sumando los costes anteriores y añadiendo un 21% en concepto de IVA se obtiene el siguiente coste total.

Concepto	Importe (€)
Personal	4878,15
Software	10034,50
Hardware	94,27
Subtotal	15006,92
IVA 21%	3151,45
TOTAL (€)	18158,37

El coste total del proyecto asciende a un total de:

DIECIOCHO MIL CIENTO CINCUENTA Y OCHO EUROS CON TRENTA Y SIETE CÉNTIMOS

ANEXO I

```
MACRO PARA LA APLICACIÓN DE CARGAS EN EL MOLINO DE CEMENTO
! Deben estar seleccionados sólo los nodos del cilindro
! Se asume que las unidades son las del S.I. (excepto los ángulos, que
deben estar en grados)

! PARÁMETROS DE ENTRADA
THETA = ARG1 ! Ángulo (en grados) de la superficie libre con la
horizontal real
ETA = ARG2 ! Coeficiente de llenado (altura de llenado dividida
entre el diámetro)
RHO=ARG3 ! Densidad del material de la carga
ALPHA=ARG4 ! Angulo (en grados) de la gravedad con el eje -Y (de la
pantalla)
RHO=9.81*RHO ! Peso por unidad de volumen de la carga

FINISH
/PREP7

! Prepara el modelo para una nueva ejecución de la macro

ALLSEL
ESEL,S,TYPE,,121 !3 es el ID del tipo de elemento shell
NSLE
CSYS,1
NSEL,R,LOC,X,1.77
CM,nodos_cilindro,NODE
CSYS,0
ALLSEL

FDELE,ALL,ALL ! Borra las fuerzas nodales. Descomentar
para automatizacion
CMSEL,S,nodos_cilindro ! Selecciona los nodos del cilindro
ESEL,S,TYPE,,121 ! Selecciona los elementos del cilindro (#
es el número asignado a shell63)
ESEL,U,SEC,,2
ESEL,U,SEC,,3

CM,NODOS_,NODE !Agrupa los nodos en el componente llamado NODOS_
CM,ELEMENTOS_,ELEM !Agrupa los elementos en el componente llamado
ELEMENTOS_
ACEL,-9.81*SIN(ALPHA),9.81*COS(ALPHA),0 !Peso propio del modelo
LOCAL,100,0,0,0,0,ALPHA ! Sistema de coordendas cartesiano cuyo eje -Y
define la dirección de la gravedad
CSYS,100 ! Activa el sistema de coordenadas anterior
NROTAT,ALL ! Define el sistema de coordenadas nodal como el activo

*AFUN,DEG ! Ángulos en grados
S=SIN(THETA)
C=COS(THETA)
T=TAN(THETA)
RAIZ=SQRT(-ETA*S**2+(ETA*S)**2-ETA**2+ETA)

! BLOQUE PARA DETERMINAR EL RADIO DEL CILINDRO
R=0
NID=0
```



```

NID=0
*GET,NNOD,NODE,,COUNT ! Número de nodos seleccionados
*DO,JNOD,1,NNOD,1 ! Bucle sobre todos los nodos
  *GET,NID,NODE,NID,NXTH
  *GET,XN,NODE,NID,LOC,X
  *GET,YN,NODE,NID,LOC,Y
  RADIO=SQRT(XN*XN+YN*YN)
  *IF,RADIO,GT,R,THEN
    R=RADIO
  *ENDIF
*ENDDO

XLIM1=(S-2*S*ETA-2*RAIZ)*R      ! INTERSECCIÓN DE LA SUPERFICIE LIBRE
CON EL CILINDRO EN EL LADO -X
XLIM2=(S-2*S*ETA+2*RAIZ)*R      ! INTERSECCIÓN DE LA SUPERFICIE LIBRE
CON EL CILINDRO EN EL LADO +X

!      ESTE BLOQUE DETERMINA EL RANGO DE LAS
!      COORDENADAS X DE LOS NODOS CON CARGA
X1=XLIM1 ! Como mínimo, tendrán carga los nodos bajo las
intersecciones
X2=XLIM2
Y1=-T*R+R*(2*ETA-1)/C ! Altura de la superficie libre sobre el lado -X
en X=-R
Y2=+T*R+R*(2*ETA-1)/C ! Altura de la superficie libre sobre el lado +X
en X=+R
*IF,Y1,GT,0,THEN ! Si la superficie libre está por encima del eje x en
el lado -x
  X1=-R      ! entonces también tienen carga todos los nodos entre
-R y XLIM1
*ENDIF
*IF,Y2,GT,0,THEN ! Si la superficie libre está por encima del eje x en
el lado +x
  X2=R      ! entonces también tienen carga todos los nodos entre
XLIM2 y R
*ENDIF

!      SELECCIÓN DE LOS NODOS Y ELEMENTOS CON CARGA
NSEL,U,LOC,Y,1E-3,1E6 ! Deselecciona la parte superior del cilindro
NSEL,R,LOC,X,X1,X2    ! Selecciona nodos con x entre x1 y x2
ESLN,R,1              ! Selecciona los elementos con todos los nodos
seleccionados

!      APLICACIÓN DE LAS CARGAS EN LOS NODOS
*GET,NELS,ELEM,,COUNT ! Número de elementos seleccionados
IELE=0
*DO,JELE,1,NELS,1 ! Bucle sobre todos los elementos
  *GET,IELE,ELEM,IELE,NXTH
  *GET,APROJ,ELEM,IELE,APROJ,Y ! Área del elemento proyectada sobre
el plano XZ
  APROJ=APROJ/4 ! Asigna a cada nodo una 'crujía' igual a la cuarta
parte del área proyectada
  *DO,JNOD,1,4,1 ! Bucle sobre cada nodo del elemento
    NID=NELEM(IELE,JNOD)
    *GET,XN,NODE,NID,LOC,X ! Coordenada X del nodo
    *GET,FY,NODE,NID,F,FY ! Carga acumulada en el nodo (debida a
otros elementos)
    Fsum=FY/COS(ALPHA)
    *IF,XN,LE,XLIM1,THEN ! Si el nodo está bajo la superficie del
cilindro, en el lado -X
      Fsum=Fsum-2*RHO*APROJ*SQRT(R*R-XN*XN)
    
```



```
*ELSEIF,XN,LE,XLIM2      ! Si el nodo está bajo la superficie
libre
    Fsum=Fsum-RHO*APROJ*(T*XN+R*(2*ETA-1)/C+SQRT(R*R-XN*XN))
*ELSE      ! Si el nodo está bajo la superficie del cilindro, en
el lado +X
    Fsum=Fsum-2*RHO*APROJ*SQRT(R*R-XN*XN)
*ENDIF
!Proyecta la fuerza nodal en las componentes x e y del sistema
cartesiano global
CSYS,0
NROTAT,NID
FX=-Fsum*SIN(ALPHA)
FY=Fsum*COS(ALPHA)
F,NID,FX,FX
F,NID,FY,FY
CSYS,100
NROTAT,NID
*ENDDO ! Fin del bucle sobre los nodos
*ENDDO ! Fin del bucle sobre los elementos

CMSEL,S,NODOS_      !Reselecciona todos los nodos del cilindro
CMSEL,A,ELEMENTOS_ !Reselecciona todos los elementos del cilindro
CMDEL,NODOS_      !Borra el componente NODOS_
CMDEL,ELEMENTOS_ !Borra el componente ELEMENTOS_
!
! Añadimos para automatizar la exportación de los casos de carga
CSDELE,100      ! Borra el sistema de referencia local 100
CSYS,0      ! Activa el sistema cartesiano global
NROTAT,ALL      ! Alinea el sistema de referencia de los nodos con el
activo (el global)
NPLOT      ! Dibuja los nodos
ALLSEL      ! Selecciona todo el modelo
SBCTRAN      ! Transfiere cargas y BC al modelo de EF
LSWRITE,2 ! Guarda el caso de carga
FDELE,ALL,ALL
ACEL,0,0,0
```