Universidad de Oviedo

ESCUELA POLITÉCNICA DE INGENIERÍA DE GIJÓN.

GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES.

ÁREA DE INGENIERÍA MECÁNICA.

OPTIMIZACIÓN Y ESTANDARIZACIÓN DEL DISEÑO MECÁNICO DE VENTILADORES INDUSTRIALES.

D. Álvarez Fernández, Pedro.
TUTOR: D. Noriega González, Álvaro.
COTUTOR: D. González Norniella, Jorge.

FECHA: 06/2023

Agradecimientos.

En primer lugar, a mi familia, por apoyarme en todo momento y con cada una de las decisiones tomadas, incluso en los momentos más complicados y tensos, en los que no me suelo desenvolver de la mejor forma.

En segundo lugar, a Jorge, Roberto, y al resto de gente de Zitrón, por ofrecerme la oportunidad de reafirmarme en mi decisión de ser ingeniero, de poder realizar este trabajo fin de grado sobre mi aprendizaje a lo largo de mi estancia en la empresa, y por ayudarme a tomar la decisión de continuar por esta rama de la ingeniería.

Y por último, a mis amigos y compañeros del grupo de ingeniería GDP por ofrecerme su apoyo a lo largo de toda la carrera universitaria. Agradecer también a mi tutor Álvaro, por ayudarme a abordar de la forma más correcta posible un proyecto como este.

ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN. 4
1.1.- Objetivos y alcance del proyecto. 4
1.2.- Antecedentes. 4
2. MARCO GENERAL DE ESTUDIO. 6
2.1.- Ventiladores industriales. 6
2.2.- Dampers industriales. 11
2.3.- Casos específicos. 14
3. MEF-SIMULACIÓN. 39
3.1.- Método de los elementos finitos 39
3.2.- Método básico de simulación: ANSYS 40
4. DÁMPER 58
4.1.- Reparación de geometría 58
4.2.- Condiciones de contorno y fuerzas iniciales 66
4.3.- Comprobación de la fuerza aplicada. 68
4.4.- Implementación del motor y del *jacket*. 70
4.5.- Mallado óptimo 74
4.6.- Estudio del caso inicial 77
4.7.- Implementación de lamas horizontales 80
4.8.- Comparativa de los diferentes casos de carga 84
4.9.- Caso efecto pistón 86
5. VENTILADOR VERTICAL 91
5.1.- Reparación de Geometría 91
5.2.- Mallado 94
5.3.- Condiciones de contorno y fuerzas iniciales 96
5.4.- Primer caso: apoyo fijo atornillado 99

5.5.- Segundo caso: apoyo directo en suelo o apoyo libre. 104
5.6.- Tercer caso: apoyo elástico AMC 108
5.7.- Resumen de la comparativa de apoyos. 114
5.8.- Implementación del rodete 115
6. VENTILADOR DE CHORRO 125
6.1.- Estudio del ventilador aislado 125
6.2.- Implementación de los silenciadores. 136
6.3.- Implementación del conjunto de suspensión 144
7. VALORACIÓN DE RESULTADOS Y CONCLUSIONES. 151
7.1.- Valoraciones con respecto a la simulación 151
7.2.- Valoración de resultados 152
7.3.- Ventilador de chorro 153
7.4.- Resultados reales 155
8. PROGRAMACIÓN TEMPORAL-PLANIFICACIÓN. 165
9. ANÁLISIS DE COSTES. 167
10. BIBLIOGRAFÍA. 169

1. INTRODUCCIÓN.

1.1.-Objetivos y alcance del proyecto.

El objetivo de este proyecto es tratar de conseguir la configuración geométrica óptima para diferentes casos de ventiladores industriales y máquinas de flujo de aire, y establecer un protocolo de trabajo que disminuya los tiempos de simulación y con el que se obtengan unos resultados precisos, además de establecer una estandarización para futuros casos.

Para ello, se irán realizando simulaciones en el software ANSYS mediante análisis estructurales y modales con diferentes configuraciones geométricas y diferentes apoyos, con el objetivo de determinar su influencia en cada caso, además de valorar la viabilidad estructural de los modelos de los que se parte. También se realizarán estudios específicos en cada conjunto de cara a valorar qué forma de simulación es más útil o efectiva según cada modelo de ventilador o máquina de flujo de aire.

Otro objetivo del proyecto será el de incorporar eficazmente a la simulación conjuntos más complejos como pueden ser el rodete o el conjunto de suspensión de los ventiladores, que hasta el momento habían sido sustituidos o eliminados del conjunto.

1.2.-Antecedentes.

Este proyecto se ha llevado a cabo durante las prácticas en Zitrón, empresa internacional líder en el sector de la ventilación industrial de minas, túneles y metros, utilizando como punto de partida modelos de ventiladores existentes, cuya fabricación ya se ha llevado a cabo o se está elaborando a la vez que se realiza este proyecto. Debido a que los ventiladores industriales cuentan con una geometría bastante compleja, se iniciará el estudio con otro caso real de un dámper de hojas paralelas con el objetivo de mostrar el proceso y funcionamiento del método de simulación con elementos finitos en una geometría relativamente más sencilla, en la que se puedan visionar los resultados de forma más directa, y que nos puede servir de guía para los siguientes casos.

La posibilidad de realizar este proyecto durante las prácticas en ZITRÓN ha proporcionado la oportunidad de poder realizar el estudio sobre casos reales, seguir la fabricación de sus componentes y correspondiente ensamblaje en el taller, y poder valorar y verificar a posteriori a través de pruebas en el taller y en el banco de ensayos de viento si el estudio y simulaciones previamente realizadas durante este proyecto efectivamente se corresponden con la realidad, y por consiguiente, sirven como optimización de tiempo, materiales y gastos.

Las licencias de ANSYS facilitadas por la empresa abarcan los softwares *Mechanical*, *SpaceClaim* y *Discovery*, siendo este de recién incorporación. ANSYS *Mechanical* constituye el principal software y módulo dentro de ANSYS de simulación mecánica, mientras que *SpaceClaim* es el software encargado de modelar, reparar y editar la geometría que más tarde se estudiará en *Mechanical*.

ANSYS *Discovery* es un módulo más reciente, que combina los dos aspectos mencionados anteriormente. Es decir, el propio programa tiene la capacidad de editar la geometría y obtener resultados de simulación en tiempo real, lo cual es muy útil para este tipo de proyectos, en los que se podría comparar, por ejemplo, la variación de la geometría o distribución de los soportes o apoyos, y ver de forma rápida el efecto que tendría en los resultados de simulación. Otro objetivo del proyecto era valorar si el uso de ANSYS *Discovery* puede llegar a acortar los tiempos de simulación dando resultados con el mismo nivel de precisión, es decir, determinar si, la capacidad que tiene de combinar modelado de geometría y simulación en directo es útil en este tipo de máquinas de flujo de aire, pero tras las primeras simulaciones ha sido evidente que al tratarse de ensamblajes y geometrías tan complejas se necesitaría un equipo de alto procesamiento en cuanto a gráfica dedicada al vídeo, además de obtenerse resultados menos fiables que a través de *Mechanical*, por lo que se va a proceder a través de las herramientas habituales, es decir, realizar el modelado y la simulación a través de dos software diferentes.

2. MARCO GENERAL DE ESTUDIO.

Antes de comenzar con el proyecto, es necesario entender el tipo de máquinas con el que se va a trabajar. Por lo tanto, en este capítulo se explicará brevemente los conceptos básicos generales y la clasificación de los dos conjuntos que se van a estudiar: los ventiladores y los dampers industriales. Una vez hecho esto, se profundizará en los tres casos en concreto que se estudiarán a lo largo del proyecto, de cara a conocer su función, sus propiedades, y sus componentes.

2.1.-Ventiladores industriales.

Un ventilador industrial es una máquina propulsora formada por un motor de accionamiento y un rodete compuesto por álabes o palas, cuyo objetivo es mover una determinada masa de un gas, generalmente aire, de un lugar a otro. También se define como una turbomáquina que transmite energía para generar la presión necesaria con la que mantener un flujo continuo de aire.

2.1.1.-Tipos de ventiladores:

En cuanto a los tipos de ventiladores industriales, es difícil encontrar una clasificación general para distinguirlos, ya que hay multitud de tipos según el funcionamiento, diseño o finalidad. En el catálogo de la página web de Zitrón [1], se encuentran divididos en tres tipos: centrífugos, axiales y de chorro, aunque realmente no se suele realizar una distinción entre estos dos últimos, al ser dos tipos cuyas características son muy similares, por lo que se va a clasificarlos según la dirección o trayectoria del flujo de aire:

1. **Ventiladores centrífugos:** son aquellos en los que la dirección de salida del flujo de aire es perpendicular a la del eje de entrada. También son conocidos como ventiladores radiales, al salir el aire en una dirección radial con respecto a la original.

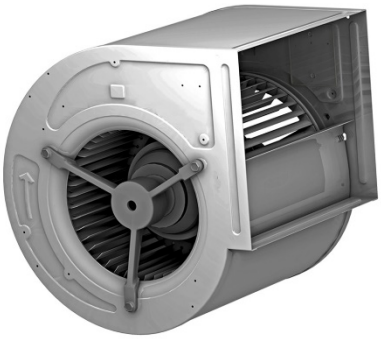


Figura 2.1.- Ventilador centrífugo DZAE/DZAD de Airtecnics [2]

Estos ventiladores usan la fuerza centrífuga obtenida del flujo de aire para proceder a renovarlo. La finalidad de la carcasa es convertir la presión estática en presión dinámica desarrollada en los extremos de los álabes. Son utilizados en la extracción de aire de oficinas, naves, o grandes recintos, donde se suelen manejar altas presiones y caudales medios. Este tipo de ventiladores también se divide en otros tres subgrupos, según la orientación de las palas o álabes: palas o álabes rectos, curvados hacia atrás, o curvados hacia delante.

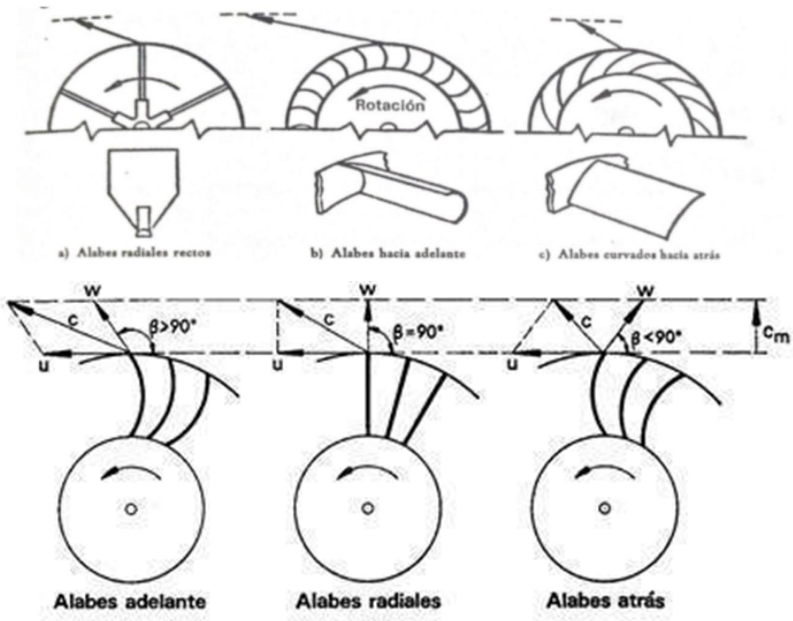


Figura 2.2.-Diferentes modelos de álabes para un ventilador centrífugo. [3][4]

2. **Ventiladores tangenciales:** son los ventiladores menos comunes, por lo que normalmente no se suelen mencionar. Son aquellos en los que el flujo de aire de salida sale en dirección tangencial al de su eje de entrada. Suelen trabajar con presiones muy bajas y producen muy poco ruido. Se utilizan fundamentalmente en *fancoils*, cortinas de aire y, en sistemas de climatización y calefacción.

Figura 2.3.- Ventilador tangencial FCLS de Airtecnics [2]

3. **Ventiladores axiales:** se trata de los ventiladores más conocidos y populares en el mercado, tanto para uso industrial como para el cotidiano, y son con los que se trabajarán a lo largo de este proyecto. A diferencia de los dos tipos anteriormente descritos, los ventiladores axiales mueven el flujo de aire que siguiendo la dirección de entrada del eje del ventilador. También se les suele conocer como helicoidales, ya que la trayectoria del aire a la salida tiene una forma helicoidal. Son adecuados para mover grandes caudales a un nivel de presión bajo, además de poseer una gran potencia. Se les puede clasificar de diferentes maneras:

   En cuanto a los álabes y al sentido del flujo del aire, se pueden clasificar en:

   - **Reversibles/bidireccionales:** gracias a la forma de sus álabes, permiten la posibilidad de cambiar el sentido del empuje del flujo del aire.
   - **No reversibles/unidireccionales:** sólo pueden mover el aire en un sentido.

   En cuanto a la disposición geométrica:

   - **Verticales:** se presentan de forma vertical, como el ventilador que se estudiará en el segundo caso de este proyecto.

- **Horizontales:** son los más comunes, la dirección de flujo de aire es paralela al suelo. Se trata del tercer y último caso que se estudiará en este proyecto.

En cuanto a la función:

- **De chorro:** este término no es de uso general, pero es el utilizado en Zitrón para referirse a aquellos ventiladores axiales que son empleados para el empuje de aire en túneles de carretera. Suelen estar colgados del techo, funcionar en grupos de más de uno, y normalmente se encuentran apagados o funcionando a baja potencia, únicamente por mantener cierta calidad de aire ventilado, debido a que únicamente se ruedan a máxima velocidad en casa de incendio, de cara a ventilar el humo del túnel. Por tanto, se centran en generar un gran cambio en cuanto a presión dinámica, más que estática. Además, suelen contar con silenciadores para aislar su gran potencia sonora, que al además encontrarse ubicados en un túnel es considerable debido al rebote acústico con sus paredes.

Figura 2.4.-Ventiladores de chorro de Systemair en túnel de carretera [10]

- **Axiales industriales, de mina o metro:** no existe unas propiedades comunes ya que dependiendo del caso varían mucho. Generalmente se utilizan con el objetivo de generar un cambio en presión estática en instalaciones subterráneas, como metros o minas (Figura 2.6), o en un entorno industrial. Sus dimensiones, a

diferencia de los de chorro, pueden llegar a ser de varios metros, tanto de longitud, como de ancho, como se puede apreciar en la Figura 2.5.

Figura 2.5.- Ventilador axial de mina de álabes de fibra de carbono, fabricado por Zitrón. [1]

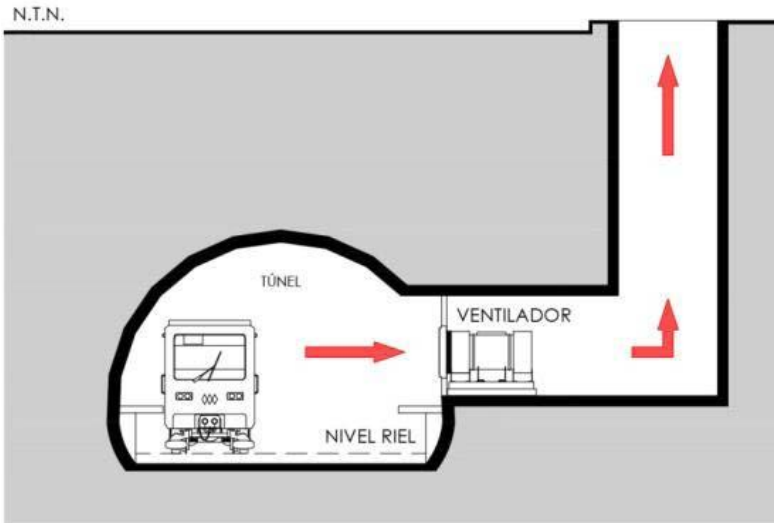


Figura 2.6.- Esquema del funcionamiento de un ventilador axial horizontal de metro.

2.2.-Dampers industriales.

Los dampers son un componente de gran importancia en los sistemas de ventilación y extracción de humo. Se tratan de compuertas que controlan el flujo de entrada o salida de aire de un entorno, y son comúnmente utilizadas en instalaciones subterráneas como túneles de carreteras, túneles ferroviarios y redes de metro; así como en la minería y el sector naval. También se pueden conectar directamente a ventiladores, cajas de entrada o conductos.

En cuanto a los materiales empleados, normalmente se suele utilizar acero inoxidable, galvanizado o al carbono. Los dampers funcionan a través de un actuador o motor, que consta de un inicio y final de carrera ya que, a diferencia de los motores eléctricos estándar, su función es la de cerrar o abrir completa o parcialmente la compuerta. [1] Como en el caso de los ventiladores, también se puede distinguir entre dampers horizontales y verticales según su posición en el sistema de ventilación individual, y también se pueden clasificar según su función en:

1. **Dampers de regulación:** Se utilizan para sistemas de ventilación en los que se requiere controlar el flujo de aire. Estos dampers tienen un sistema de apertura de lamas en oposición siendo posible ajustar el nivel de apertura de estas. Dentro de los dampers de regulación, se pueden diferenciar entre:

    - **Dampers de álabes de entrada variable:** también conocidos como dampers de vórtice, están montados en la entrada del ventilador para conservar la potencia del ventilador en condiciones de flujo de aire reducido. Están dispuestos para generar un vórtice de entrada (prerrotación) en la misma dirección que el impulsor del ventilador, provocando una reducción en el consumo de energía a medida que se reduce el flujo de aire.

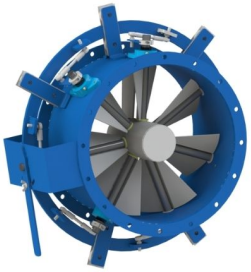


Figura 2.7.- Dámper de álabes de entrada variable

- **Dampers de hojas paralelas:** suelen ser los más comunes, también conocidos como dampers persiana debido a su forma. Como su propio nombre indica, las aspas en forma de perfil aerodinámico son paralelas entre sí. El primer caso que se analizará en este proyecto será un dámper de este tipo.

Figura 2.8.-Dámper de hojas paralelas

- **Dampers de hojas opuestas:** A diferencia el dámper de hojas paralelas, las hojas o lamas del dámper se reparten en direcciones opuestas.

Figura 2.9.- Dámper de hojas opuestas

2. **Dampers de cierre y apertura:** Se utilizan para sistemas de apertura y cierre total. También se les suele conocer como dampers de mariposa, como el que se observar en la siguiente imagen:

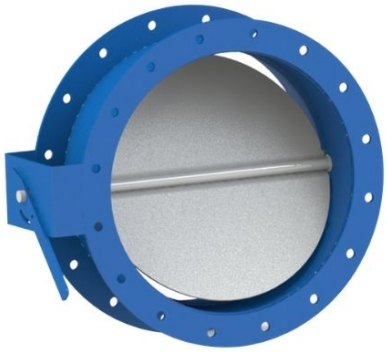


Figura 2.10.-Dámper de mariposa

Cabe mencionar que los dampers de regulación también pueden actuar como dampers de cierre y apertura, ya que al poder variar el ángulo de sus hojas se puede permitir o denegar completamente el flujo de aire. También se podrían clasificar, al igual que los ventiladores, en bidireccionales o unidireccionales según la posibilidad de admitir los dos sentidos de flujo de aire. [5]

2.3.-Casos específicos.

En el anterior apartado se ha realizado una descripción general del funcionamiento y de los diferentes tipos de ventiladores y dampers industriales, sin embargo, cada caso es diferente, y pueden variar tanto las características como la geometría, el funcionamiento, y la función a realizar. Es por esto por lo que a continuación se describirán los tres casos con los que se han trabajado, indicando el modelo inicial del que se parte, y que más tarde se modificará con el objetivo de estudiar su comportamiento según cada disposición geométrica. Cabe aclarar que la nomenclatura de componentes que se describirá es la utilizada en la empresa Zitrón, por lo que ciertas partes o piezas se pueden denominar comúnmente de otra forma.

2.3.1.-Dámper ZT 1140

El caso con el que se inicia este proyecto es el del dámper ZT 1140, cuyo modelo 3D se muestra en la siguiente imagen:

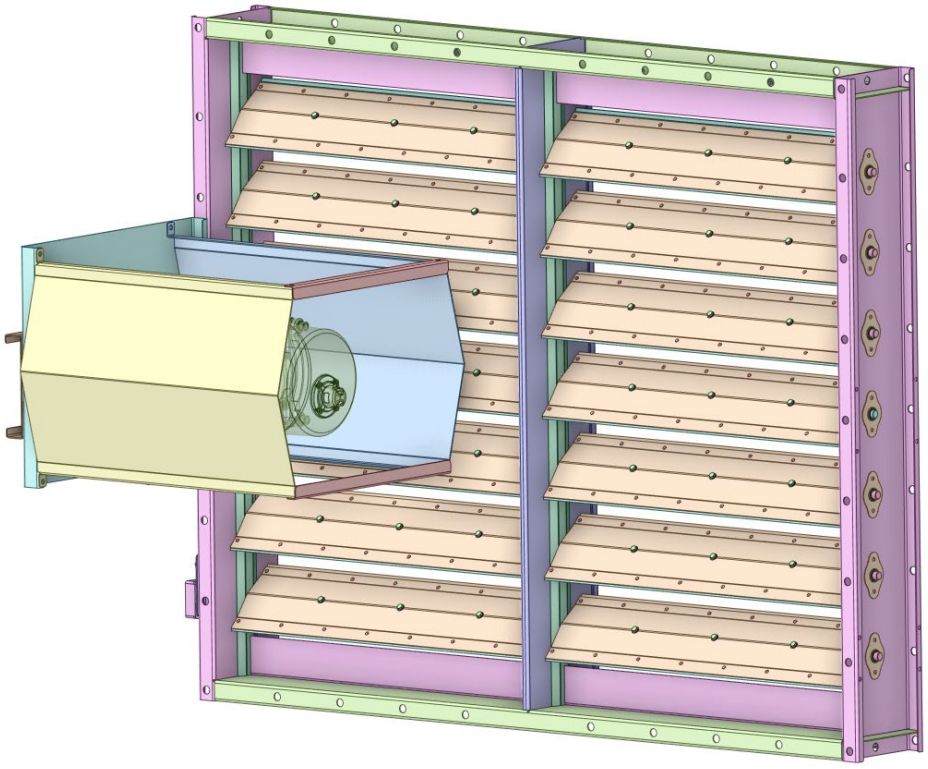


Figura 2.11.-Modelo 3D del dámper ZT 1140.

2.3.1.1.-Marco de Proyecto

Se trata de un dámper de regulación de hojas paralelas o también conocido como dámper persiana pero, aún manteniendo las características principales de estos, posee una particularidad que lo hace diferente a los demás. Entre las especificaciones del comprador, se destacaba la importancia de que el motor y su conjunto se situarán en la propia zona de actuación de las compuertas y de paso de aire, al estar encajado en una pared en la que únicamente entraría el marco del dámper. En otras palabras, en la mayoría de los casos, este tipo de dampers funcionan a través de un motor o actuador que se dispone en los laterales del conjunto, como se puede ver en la siguiente imagen:

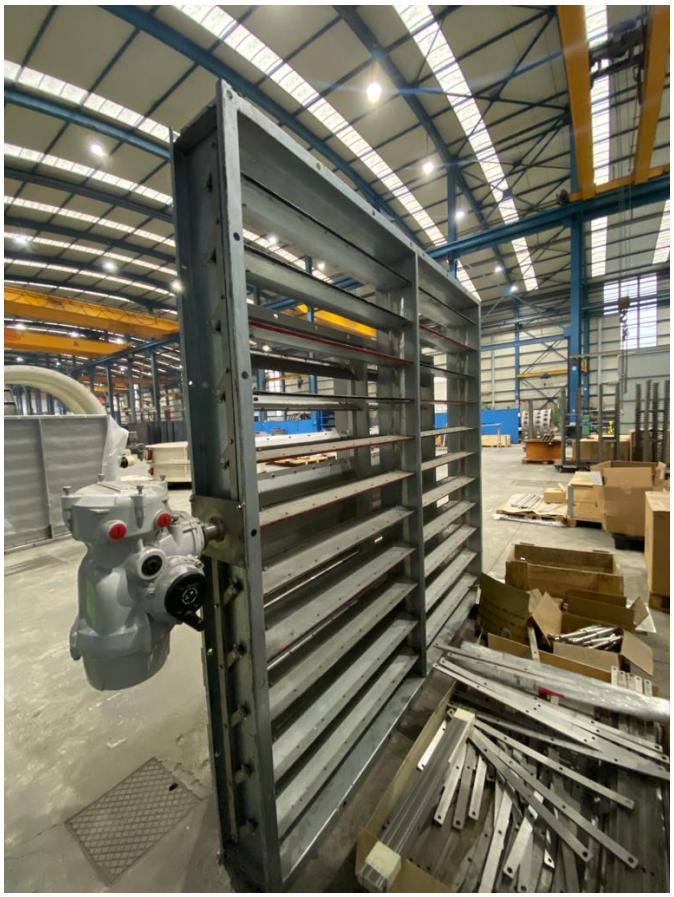


Figura 2.12.-Dámper de hojas paralelas con configuración estándar de motor, ubicado en las instalaciones de Zitrón.

Al no tener esa zona lateral disponible, en Zitrón se ha diseñado el conjunto mostrado previamente en la Figura 2.11, en el que, a través del sistema de transmisión que se describirá en el siguiente apartado, es posible disponer el motor dentro del área de flujo de aire, obviamente sacrificando cierto rendimiento aerodinámico.

2.3.1.2.-Características

Se trata de un dámper cuyo marco posee unas dimensiones de 2050 mm de largo, 1650 mm de altura, y 250 mm de ancho. Cuenta con 14 hojas paralelas de 5 mm de espesor. Está fabricado en un acero inoxidable AISI 304 L. Como se ha descrito en el anterior apartado, cuenta con un soporte específico para el motor en uno de los costados del marco. La presión que supondrá el flujo del aire variará desde 0 hasta 3000 Pascales.

El ensamblaje sobre el que se trabajará constituye solo un subconjunto del dámper, ya que normalmente se suelen juntar más de uno para abarcar más superficie, aunque nuestra área de estudio es realmente el adecuado, ya que en casos de más número de subconjuntos únicamente se añaden en fila o columna, con la posibilidad de transmitir el par de uno a otro, o de agregar un nuevo actuador a cada subconjunto. Para ilustrar esto, se han ensamblado 4 subconjuntos y se ha modelado las paredes y techo del entorno (en color azul) en el que se encontraría encajado para mostrar el por qué de la decisión de sustentar el motor de esta forma:

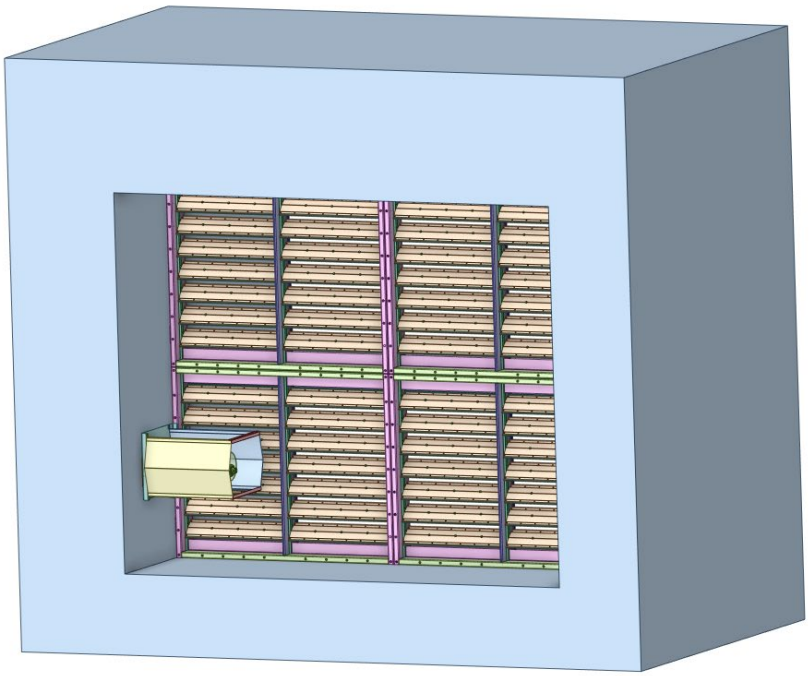


Figura 2.13.- Ejemplo de dámper con 4 subconjuntos, rodeado del entorno real.

Se trata de un dámper bidireccional ya que el flujo del aire puede atravesar el dámper en ambos sentidos, además de que se puede disponer tanto de forma vertical como de forma horizontal, por lo que nos deja con 4 opciones de configuración que se discutirán más tarde, ya que, dependiendo de esta, la carga a estudiar variará.

2.3.1.3.-Esquema

A continuación, se explicarán las partes que conformarán el dámper, cuya nomenclatura será de vital importancia ya que será la utilizada a lo largo del propio caso para referirse a los componentes:

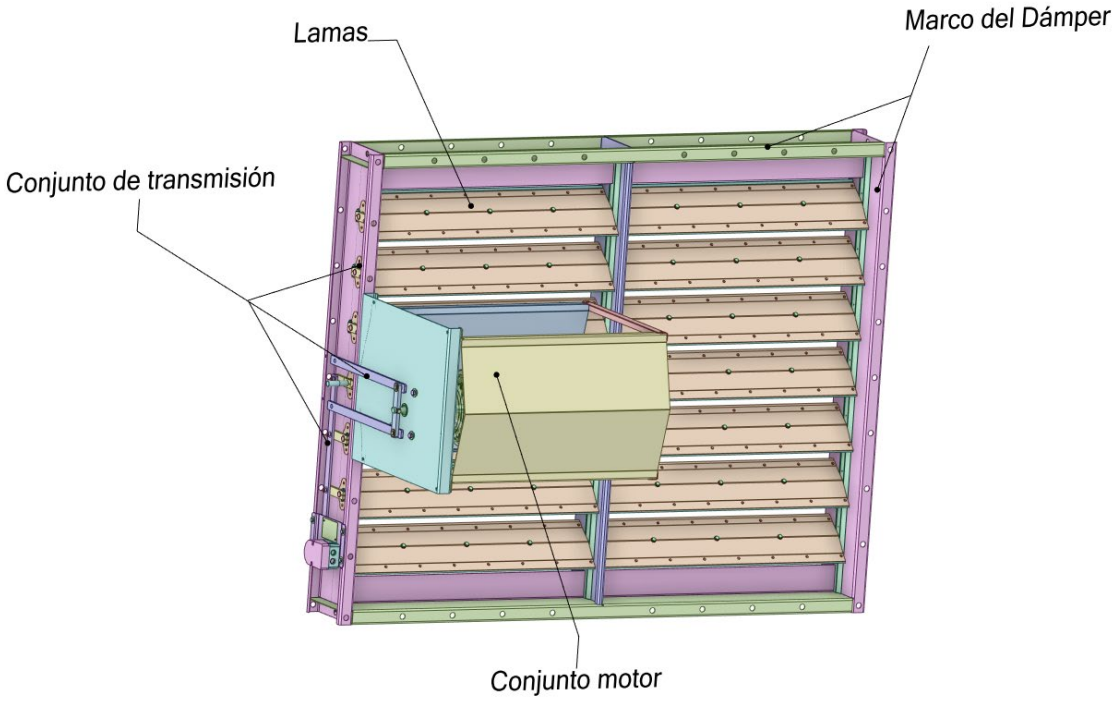


Figura 2.14.-Esquema del dámper ZT 1140

Según el esquema mostrado en la Figura 2.14, dentro de el conjunto del dámper se puede distinguir:

- **Marco del dámper:** se trata de la chapa que soporta la estructura principal, y sobre el que se instalan las hojas o lamas del dámper. Va atornillado al suelo y techo, por lo que está completamente fijo.

- **Lamas/Hojas:** constituyen la pieza más importante del conjunto, al ser las responsables de permitir o denegar el paso de aire, o de tener la capacidad de variar su ángulo para determinar el porcentaje de flujo de aire necesario en cada caso.
- **Conjunto motor:** es el encargado de sostener y proteger el motor que acciona el dámper.
- **Conjunto de transmisión:** se trata de los componentes que transmiten la potencia del motor hasta las hojas del dámper.

A continuación, se describirán en más detalle los subconjuntos más importantes:

1. **Conjunto de transmisión:**

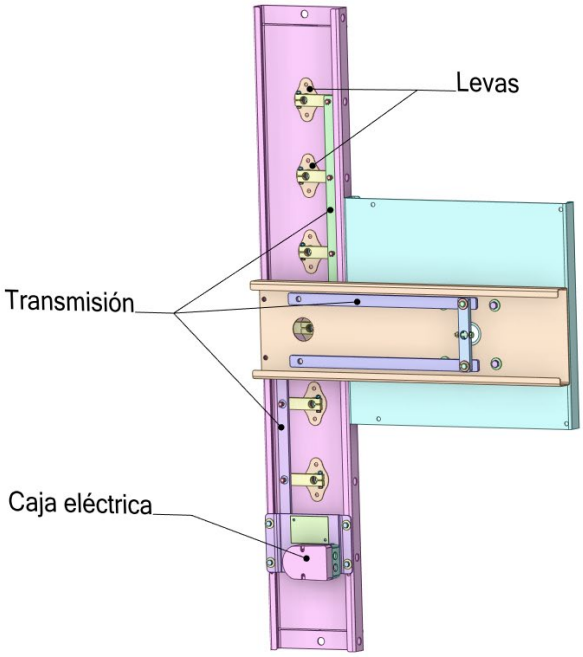


Figura 2.15.-Esquema del conjunto de transmisión

- **Caja eléctrica:** se trata de la encargada de proteger la placa eléctrica de conexiones del dámper, con la que se monitoriza el correcto funcionamiento de este.
- **Transmisión/Transmisores:** la forman aquellos componentes que unen las levas y que trasmiten el par desde el motor hasta las hojas del dámper.
- **Levas:** son los partes del mecanismo que permite transformar el movimiento rectilíneo de el movimiento angular que determina la posición de las hojas.

2. Conjunto motor:

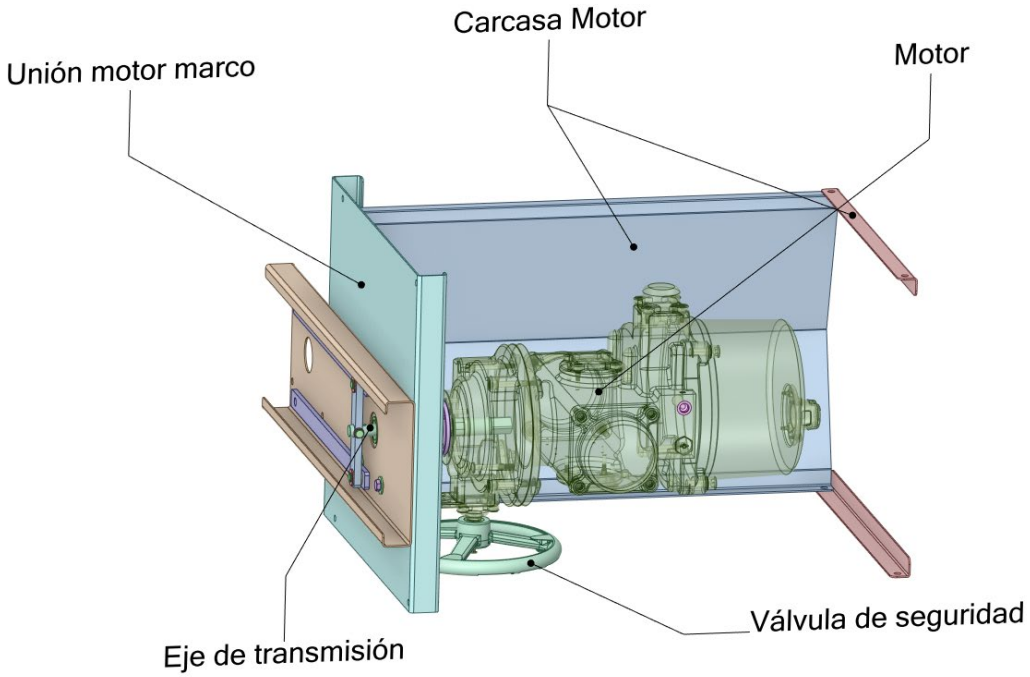


Figura 2.16.-Esquema del conjunto motor, con la carcasa V frontal oculta.

- **Motor/Actuador:** A diferencia de los motores eléctricos que se utilizarán en el resto de los ventiladores, su función es la de proporcionar un alto par de maniobra y no una alta velocidad angular, debido que su única función es la de cerrar o abrir las compuertas del dámper, contando con un inicio y un final de carrera. En este caso pesa 83 kg, tiene una potencia de 0,03 kW y proporciona un par de 120 Nm. Como se puede visualizar en la Figura 2.16 , está modelado como una superficie y no como un sólido, por lo que será necesario eliminarlo del modelo inicial. Su único contacto con el conjunto es a través de la **brida**, que se muestra en mayor detalle en la Figura 2.19.
- **Eje de transmisión:** es el eje del motor, al que este le proporciona el par necesario y lo hace girar. Únicamente está unido al conjunto de transmisión y al rotor del motor, con el que gira solidario. Está protegido por la **unión brida**, que además de sostener el eje, lo recubre.
- **Válvula de seguridad:** se trata de un accionamiento o freno de seguridad manual en caso de emergencia.
- **Unión motor marco:** se trata del encargado de unir el motor al marco del dámper.

Es una de las partes en las que más se centrará el estudio en este caso, al ser de vital importancia para evitar la caída del motor. Dentro de ella se va a diferenciar dos componentes (Figura 2.19), el **semimarco rectangular**, en color marrón, y el **semimarco cuadrado** en color azul.

- ***Jacket*:** también conocido como encapsulado del actuador o funda del motor, su función consiste en lograr una protección térmica adecuada para los actuadores, a través de unos sistemas de encapsulado que aseguran la operación continua del actuador, incluso en las condiciones más adversas (De 250 a 600ºC por un periodo de entre 1 a 2 horas). Zitrón proporciona actuadores con una protección flexible con una funda textil (Figura 2.17) o rígida, con un cajón de placa cerámica (Figura 2.18) [1] .La razón por la que el *jacket* no se muestra en el modelado de la Figura 2.14 es debido a que en este caso se trata de un *jacket* de tipo textil, de 25 kg de peso, por lo que no se puede modelar directamente en ANSYS, pero que más tarde se estudiará implementar de alguna manera ya que su peso y la forma en la que está apoyado afecta a la estabilidad del conjunto. Este nombre es utilizado únicamente en Zitrón.

Figura 2.17.-jacket textil

Figura 2.18.-jacket cerámico

- **Carcasa:** componente fundamental en la estructura del conjunto del motor. Mientras la función del dámper está en proteger térmicamente el motor, la de la carcasa está en proteger aerodinámicamente, no sólo el motor, sino también el *jacket*. Es por esto por lo que los perfiles laterales que se muestran en la Figura 2.19 han sido diseñados con forma de V, intentando disipar la presión del viento que circula a través del dámper. Se trata de un componente que sólo se da en este caso en particular, ya que

en el resto de los casos ni el *jacket* ni por consiguiente el motor está expuesto al flujo de aire. Además del componente aerodinámico, tiene otra función con respecto al *jacket*. Como se ha mencionado anteriormente, el *jacket* es en este caso de un material textil, por lo que, si solo se uniera al motor a través de la brida del eje de transmisión, se deformaría, de forma comparable a poner una chaqueta rodeando al motor, y acabaría deformado hacia abajo y siendo sostenido por la parte superior del motor. Es por esto por lo que esta carcasa sirve para darle forma o esqueleto y sostener su parte baja ya que, aunque sea fácilmente deformable, es de peso considerable. Está formada por las dos **carcasas V** (cuya nomenclatura se debe a su forma) y por las **vigas horizontales**, como se puede observar en la siguiente imagen:

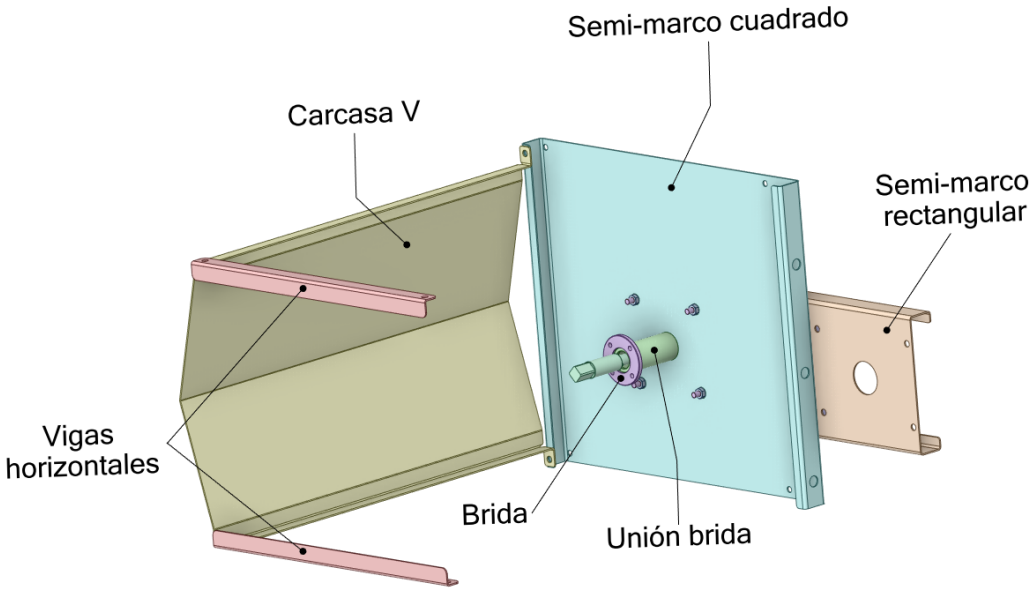


Figura 2.19.- Esquema de la carcasa, unión motor marco y conjunto brida.

2.3.1.4.-Objetivos del proyecto

Aunque en el resto de los casos con los que se trabajarán el objetivo del estudio será el de optimizar al máximo la disposición de la geometría de los ventiladores industriales, de cara a ahorrar recursos obteniendo mismos resultados de rendimiento, en este caso, al ser un modelo completamente nuevo que nunca se ha estudiado, se busca comprobar si realmente es viable a nivel estructural, es decir, si la estructura es capaz de soportar el peso del motor y *jacket* sin deformarse demasiado, provocando una gran desplazamiento hacia abajo del extremo del motor. Por lo tanto, en este primer caso sólo será necesario un análisis en carga y no uno modal, al no tener importancia las frecuencias del conjunto de cara a una posible resonancia del motor.

Con respecto al proyecto general, como se ha mencionado anteriormente, este estudio servirá para mostrar detalladamente la metodología de trabajo, de cara a que en los dos otros casos que se estudiarán, que cuentan con una geometría más compleja, se pueda proceder de forma más rápida teniendo claros los conceptos con los que se trabajan.

2.3.2.-Ventilador ZVR 1-16-75/4

En este segundo se va a realizar el estudio sobre un ventilador axial vertical bidireccional, cuyo modelo 3D es el siguiente:

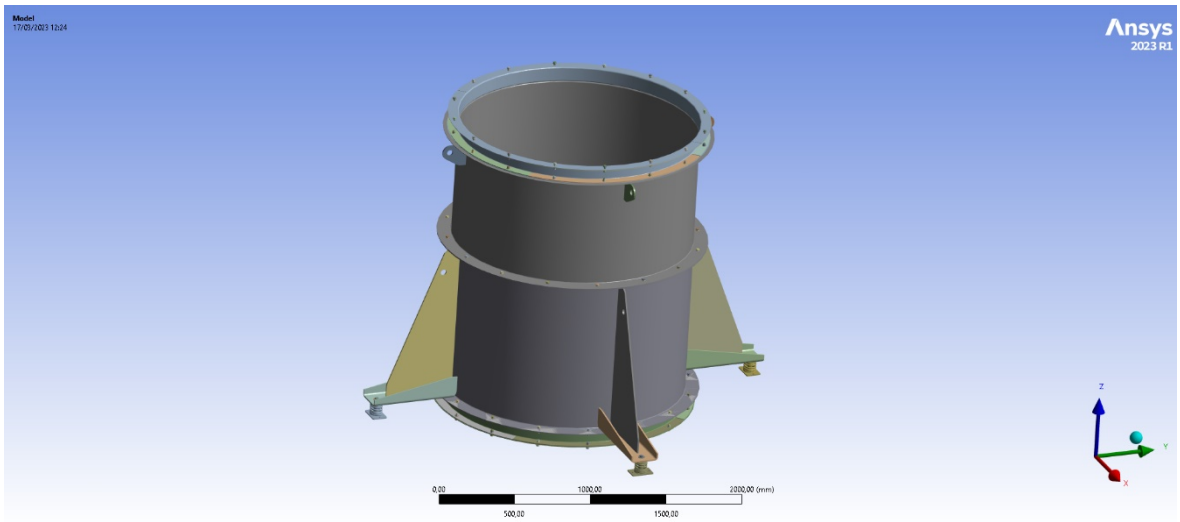


Figura 2.20.- Modelo 3D del ventilador ZVR 1-16-75/4

2.3.2.1.- Marco de Proyecto

Este ventilador en concreto ha sido diseñado para el proyecto "Amman-Zarqa Bus Rapid Transit". El proyecto de construcción de la vía de autobús de tránsito rápido de Amman tiene como objetivo abordar los problemas de transporte entre dos de las ciudades jordanas más grandes, la capital Amman y la cercana ciudad industrial de Zarqa, como se puede observar en la siguiente figura:

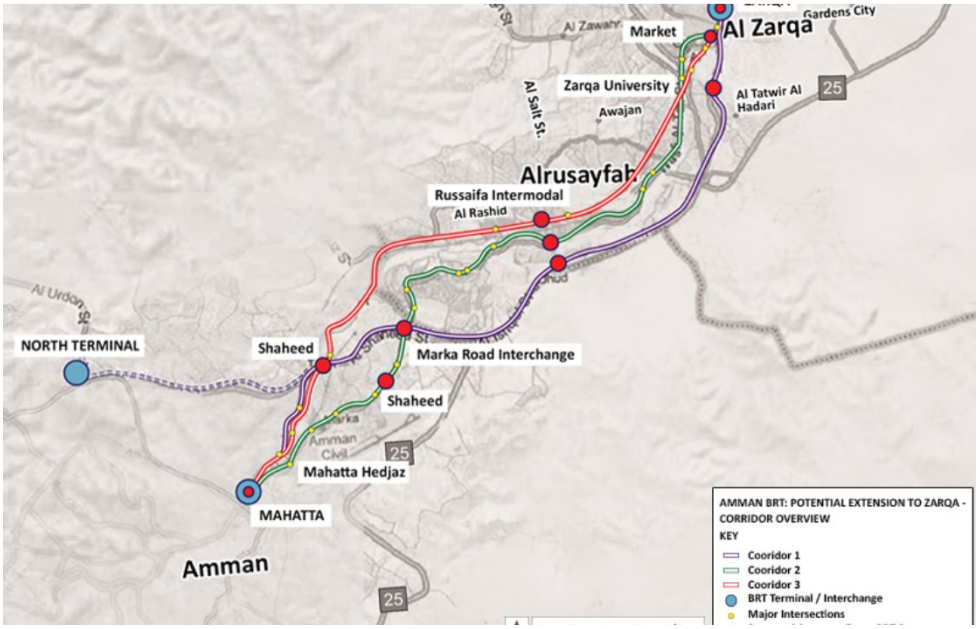


Figura 2.21.-Esquema del proyecto "Amman-Zarqa Bus Rapid Transit"

El proyecto tiene un coste de alrededor de 110 millones de dinares, lo que equivale a 340 millones de euros, actualmente se encuentra en construcción y está programado para ser completado en 2023. El objetivo de estos ventiladores sería proporcionar una solución a la ventilación de los túneles que se encuentran en la unión de estas dos ciudades, a través de un modelo vertical.

2.3.2.2.-Características

La nomenclatura del ventilador ZVR 1-16-75/4 hace referencia a un ventilador industrial cuyas características son:

-ZVR: Zitrón- **V**entilador de flujo de aire **R**eversible/bidireccional

-1: número de rodetes

-1600: diámetro interior de carcasa en mm

-75: potencia nominal en KW

-4: número de polos del motor eléctrico

Se trata de un ventilador axial fabricado en acero estructural S275JR. Posee 1609,3 kg de peso y 2 metros de altura, y su diámetro principal externo de carcasa es de 1690 mm, y con una apertura de 2794 mm si se tienen en cuenta los soportes. Dispone de un rodete de 7 álabes, y de un motor de 75 kW de potencia.

2.3.2.3.-Esquema

A continuación, se va a mostrar un esquema y explicación detallada de cada uno de los conjuntos y componentes que conforman el ventilador, empezando por un dibujo general, y más tarde detallando los componentes de cada subconjunto.

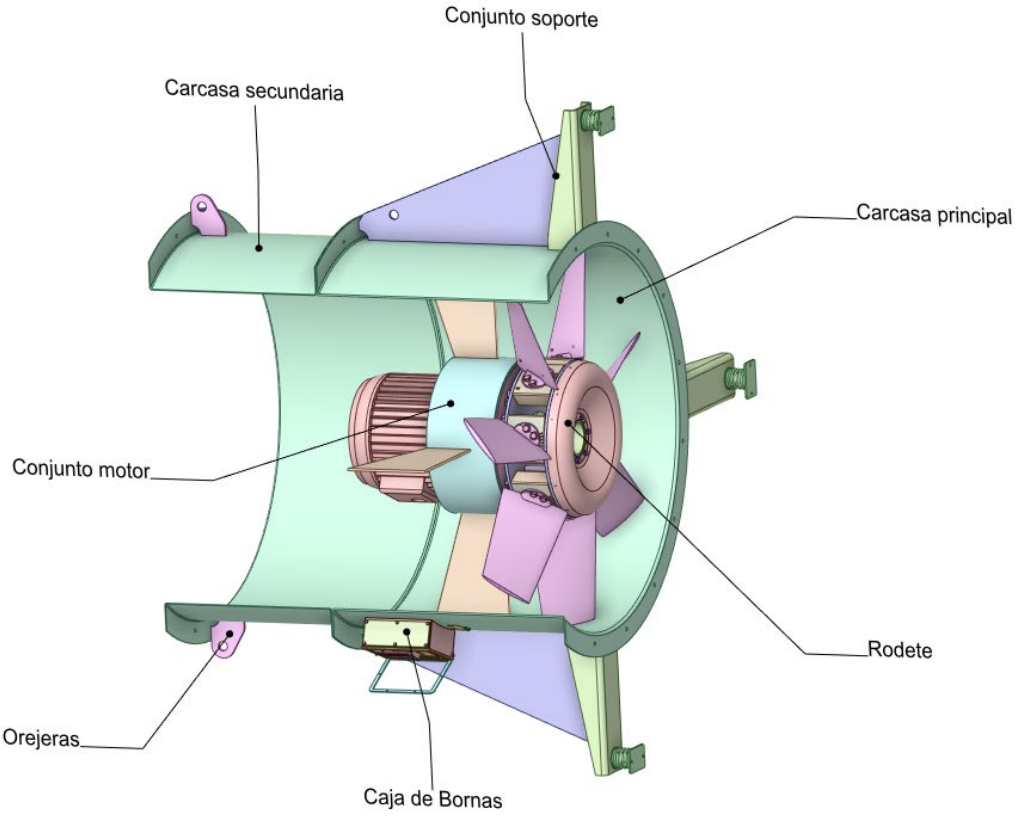


Figura 2.22.-Esquema del ventilador vertical.

- **Carcasa principal/Carcasa larga:** se trata de la chapa que soporta la estructura principal del ventilador, es decir, el rodete y el motor. Va unida al suelo a través del conjunto soporte. Tiene un grosor de 6 mm.
- **Carcasa secundaria/Carcasa corta:** Básicamente constituye la prolongación del conducto que forma la carcasa principal, por lo que dirige el aire desde esta hasta el

punto de salida. También es el componente en el que se alojan las orejetas. Tiene un grosor de 3 mm.

- **Rodete:** se trata del conjunto de álabes que va unido al eje del motor, y que gira solidario con el rotor de este. Es la parte más importante del ventilador, al ser el encargado de impulsar el fluido, en este caso, aire. Pesa 195,4 kg y produce un empuje de 1542,58 N cuando mueve el aire a una velocidad angular de 1500 rpm.
- **Conjunto motor:** está formado tanto por el motor como por el conjunto que lo une al ventilador, y es el encargado de proporcionar la potencia al rodete.
- **Conjunto soporte/de apoyo:** es el encargado de unir el ventilador al suelo.
- **Orejeras/Orejetas:** únicamente se utilizan a la hora de transportar o mover el ventilador. Es por donde se iza el conjunto a través de una grúa de alta potencia.
- **Caja de Bornas:** también llamada placa o caja de bornes o bornera, es aquella donde se aloja la placa de conexiones (placas bornes) y el condensador si fuera el caso. Se encarga de mantener protegido todo el cableado y tornillería de la que se compone el conexionado eléctrico de la máquina.

En cuanto a los subconjuntos:

1. **Rodete:**

El rodete se muestra en la siguiente imagen, en la que se ha realizado un corte para poder visualizar mejor los componentes:

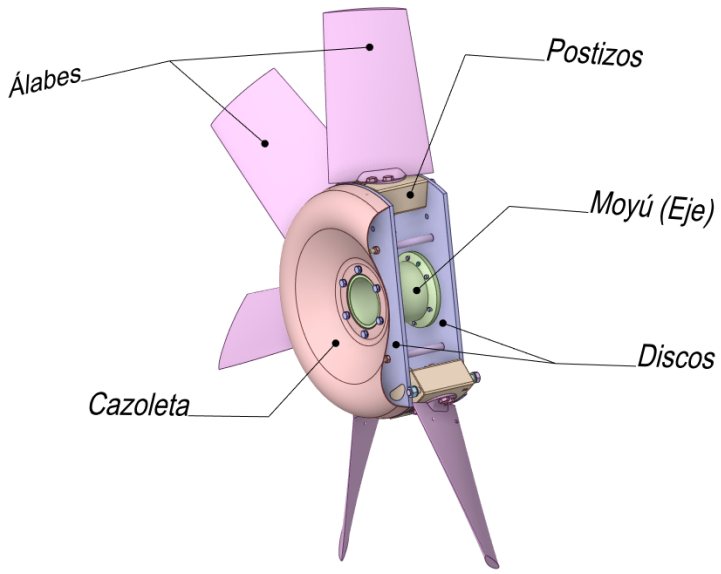


Figura 2.23.- Esquema del rodete del ventilador

- **Álabes:** son los encargados de impulsar el aire. Dependiendo de si se trata de un ventilador de flujo unidireccional o bidireccional tendrán diferente forma y perfil aerodinámico de cara a posibilitar el cambio de sentido del flujo de aire que se empuja. En este caso son bidireccionales.
- **Postizos:** son lo componentes que unen los álabes a los discos del rodete. La unión entre estos dos se puede modificar con el objetivo de variar el ángulo de los álabes.
- **Cazoleta:** se trata de la carcasa frontal del rodete, que cuenta con un diseño previamente estudiado a nivel aerodinámico.
- ***Moyú*:** básicamente se trata del eje del rodete, que va unido al eje del motor y es el que proporciona el par necesario al rodete para funcionar.
- **Discos:** son los dos componentes que unen todas las partes del rodete a través de uniones atornilladas y soldaduras.

2. **Conjunto Soportes/de apoyo:**

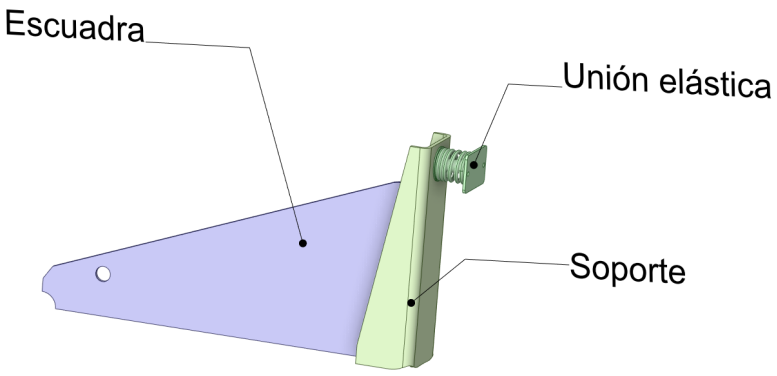


Figura 2.24.-Esquema del conjunto de apoyo del ventilador.

- **Escuadra:** es la encargada de unir el soporte a la parte lateral de la carcasa principal, la que le proporciona cierta rigidez al conjunto.
- **Soporte:** une la unión elástica a la parte frontal de la chapa de la carcasa principal, además de unirse a la parte frontal a través de su unión con la escuadra
- **Unión elástica:** es el único contacto del ventilador con el suelo. En el proyecto inicial se trata una unión elástica a través de un muelle AMC 750, cuyo diseño se muestra en la Figura 2.24, que irá atornillada al suelo, pero en el proyecto se estudiarán la unión rígida (igual que la elástica, pero en vez del muelle un cilindro sólido de altura

despreciable igualmente atornillada al suelo) y el apoyo libre en suelo (igual que la rígida, pero sin ningún tipo de unión atornillada).

3. Conjunto Motor:

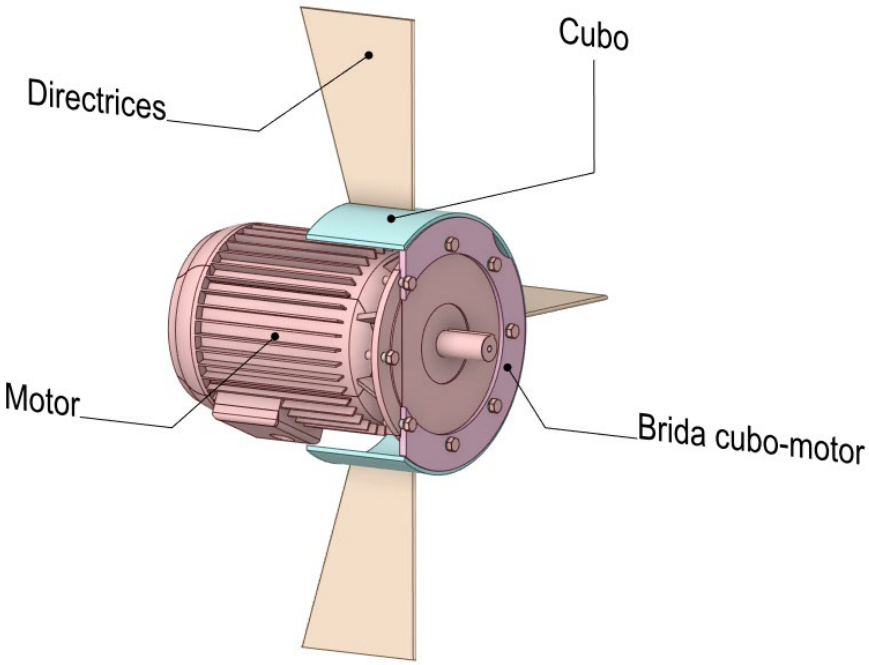


Figura 2.25.- Esquema del Conjunto Motor

- **Motor:** es el encargado de hacer girar al rodete. En este caso, se trata de un motor WEG de 632,7 kg de peso, con una potencia de 75 kW, y que alcanza las 1500 rpm. Proporciona un par motor de 477,46 N mm.
- **Brida cubo-motor:** como su propio nombre indica, es el encargado de unir el cubo al motor. Su contacto con el cubo es a través de soldadura, mientras que en el caso del motor ambos se encuentran atornillados.
- **Cubo:** rodea al motor, pero no lo llega a tocar. Además de ser el nexo entre brida y directrices, proporciona cierta protección al motor.
- **Directrices:** La parte más importante de este conjunto, además del motor. Unen el cubo a la parte interior de la carcasa principal. En este caso inicial de partida tienen un espesor de **10 mm**, por lo que más tarde nos interesará variar este último parámetro para ver su efecto en el conjunto total del ventilador.

2.3.2.4.-Objetivos del proyecto ventilador vertical

Se trata de un ventilador nuevo, cuya fabricación se está realizando de forma simultánea con la elaboración de este proyecto, por lo que se podrá realizar un seguimiento de su fabricación y prueba final en el banco de viento. Como se ha explicado anteriormente, este primer modelo se soporta a través de unos muelles elásticos, por lo que los objetivos del proyecto serán:

- Encontrar la forma correcta de simular los apoyos elásticos AMC.
- Verificar que este modelo inicial con soporte elástico va a resistir estructuralmente y que el conjunto no entre en resonancia con el motor.
- Comparar los resultados con soportes elásticos con los que se obtendrían con un apoyo fijo o un apoyo libre.
- Estudiar la forma de implementar el rodete en la simulación.
- Valorar el cambio de grosores en algún componente en caso de que se ponga en duda la integridad del conjunto.
- Realizar las simulaciones de la forma más precisa y rápida posible, de cara a establecer una metodología para los próximos casos.

2.3.3.-Ventilador de Chorro

Se trata del último caso que se estudiará y, por consiguiente, el más complejo de ellos. Su modelado 3D se muestra en la siguiente imagen:

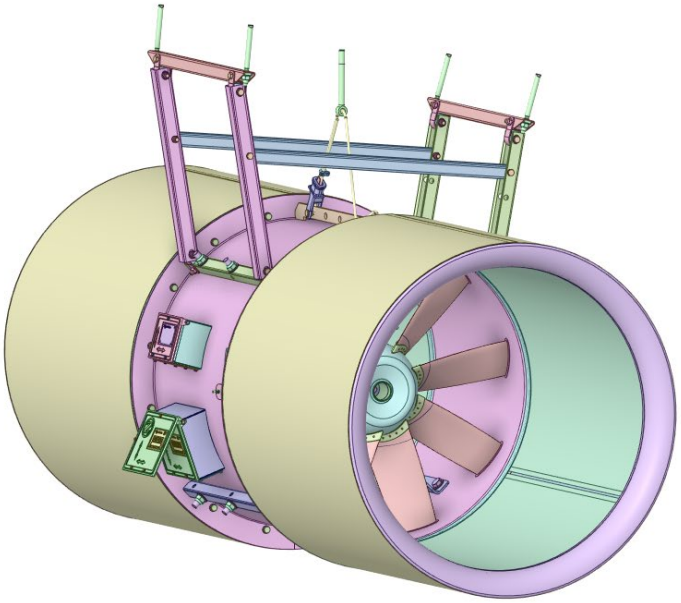


Figura 2.26.- Modelo 3D del ventilador de chorro.

2.3.3.1.-Marco de Proyecto

En este caso, no se está realizando el estudio sobre un ventilador nuevo para un determinado proyecto, sino que el estudio será sobre un caso estándar de ventilador de chorro, de forma que las mejoras nos sirvan para próximos casos. Estos ventiladores trabajan en túneles, mayormente de carretera, y suelen encontrarse con el motor apagado, aunque su rodete gire por la propia inercia del viento, ya que su verdadera función estaría en caso de incendio, momento en el llegarían a su máxima potencia y conseguirían ventilar el humo al exterior.

2.3.3.2.-Características

Como se ha explicado en el anterior apartado, se va a partir de un ventilador de chorro genérico, fabricado en su totalidad en acero inoxidable 316 L. Cuenta con un rodete hueco de 10 álabes, una única carcasa de 750 mm de longitud y 1000 mm de diámetro, y un motor de 30 kW de potencia. A diferencia del vertical, este ventilador cuenta con un sistema de sustentación y amortiguación que lo une al techo del túnel, y de dos silenciadores, uno a cada lado de la carcasa.

2.3.3.3.-Esquema

El esquema general de los ventiladores de chorro es el siguiente:

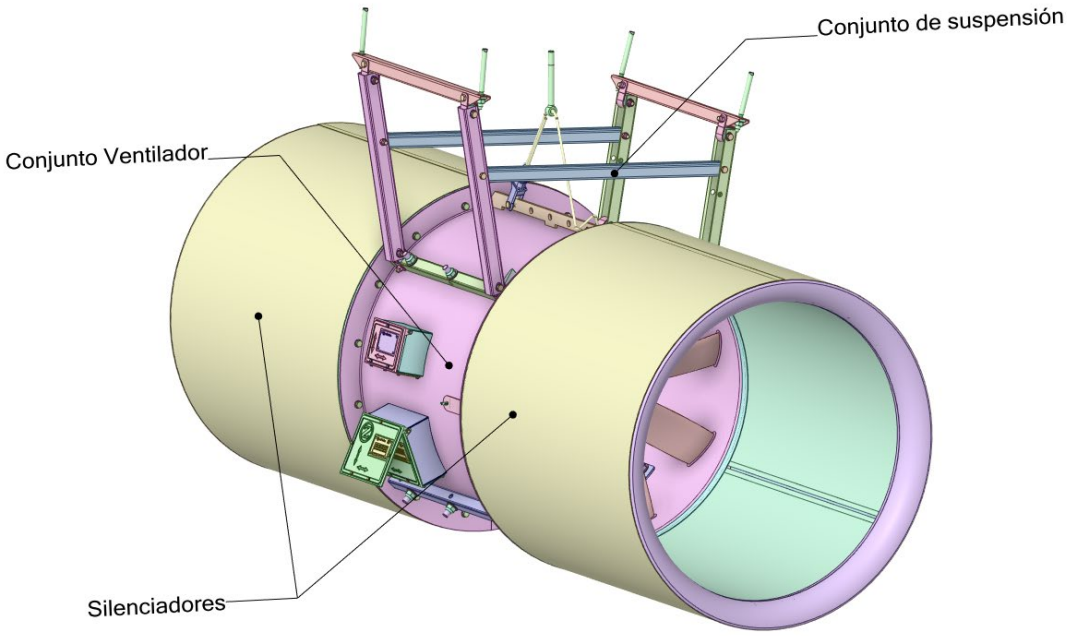


Figura 2.27.- Esquema del ventilador de chorro

En cuanto al ventilador en sí, es prácticamente igual al descrito en el anterior apartado, pero en este caso incorpora dos novedades importantes, el conjunto de suspensión, y los silenciadores:

- **Silenciadores:** cuando estos ventiladores trabajan a máxima potencia, emiten una gran cantidad de ruido, que se intensifica debido al rebote acústico que se genera en los túneles. Es por esto por lo que en la mayoría de los casos se añaden dos

silenciadores, uno en cada lado del ventilador, para aislarlo acústicamente. En casos más extremos en los que el comprador lo especifica, se pueden llegar a poner hasta cuatro silenciadores por ventilador.

- **Conjunto de suspensión:** además de ser el encargado de unir el ventilador de chorro al techo del túnel, funciona a través de un complejo sistema de amortiguación con gomas de caucho que permite cierto desplazamiento del ventilador, con el objetivo de evitar resonancias y vibraciones en este.
- **Conjunto ventilador:** mismo tipo de ventilador que en el caso vertical, con la diferencia de estar formado por únicamente única carcasa, y determinadas condiciones que se describirán a continuación, en los detalles de cada subconjunto.

1. Silenciadores:

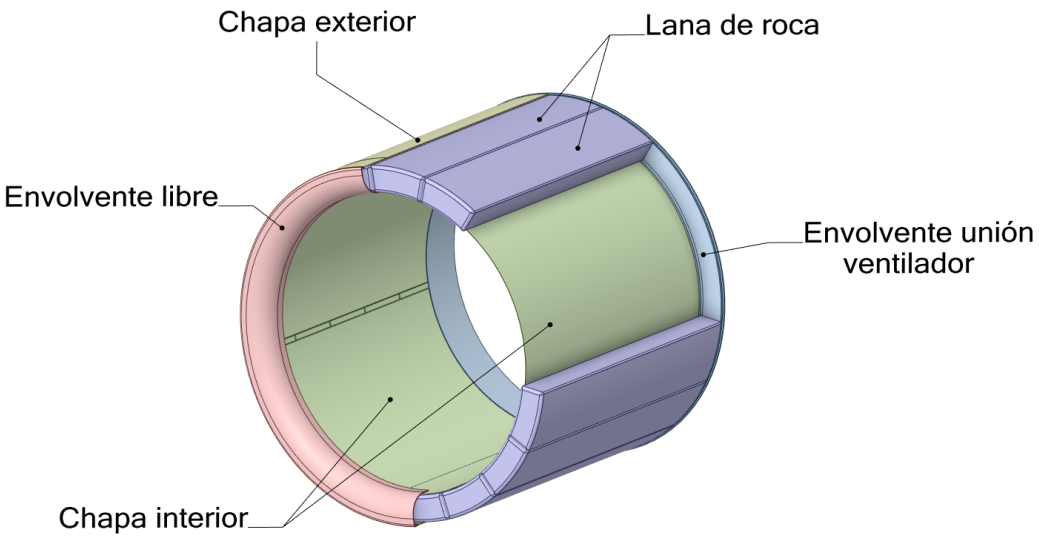


Figura 2.28.-Esquema del silenciador

- **Lana de roca:** es la parte más importante del silenciador. El interior del ventilador esta formado por numerosas placas fabricadas a base de lana de roca. La lana de roca, o también llamada lana mineral, es un material ecológico utilizado en la construcción como aislante térmico y acústico. Se elabora a partir de papel reciclado y cartón, con la adición de hidróxido de aluminio. Es considerado uno de los mejores aislamientos acústicos. Esto se debe a que permite sellar todas las cavidades en las que se aplica. De esta manera, bloquea por completo el paso del aire. Esto da lugar a

entornos silenciosos y tranquilos. Asimismo, al igual que la fibra de vidrio, es incombustible y tampoco genera humo tóxico en caso de incendio. [6]

- **Envolvente unión ventilador:** es la chapa encargada de unir el silenciador al ventilador, a través de una unión atornillada. Su cara frontal es plana, igual que la del ventilador.
- **Envolvente libre:** igual que la anterior, pero al no estar unida a nada, posee un diseño aerodinámico en la parte exterior por el que entra o sale el aire.
- **Chapa:** compuesta por la placa interior y la exterior. Son placas muy finas, de 2 mm de espesor, que únicamente sirven para proteger y aguantar la lana de roca. La interior consta de una malla con agujeros para facilitar la llegada del sonido a la lana de roca, pero de cara a la simulación se modela como una placa uniforme.

2. Conjunto de suspensión:

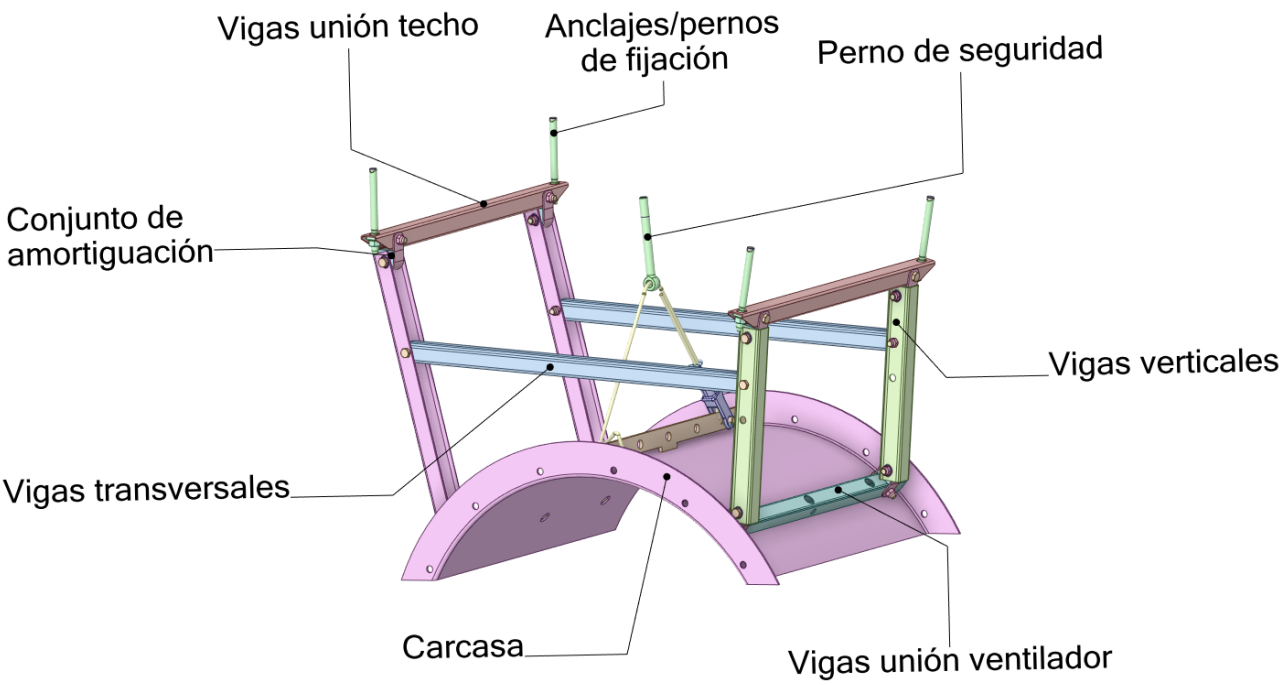


Figura 2.29.- Esquema del conjunto de suspensión

- **Vigas unión techo:** es la única parte del ventilador que se encuentra en contacto con el techo, a través de los pernos de fijación.
- **Vigas unión ventilador:** también conocidas como omegas, unen el conjunto de

suspensión a la carcasa del ventilador

- **Vigas verticales:** unen las dos vigas que se acaban de mencionar
- **Vigas horizontales:** unen las vigas verticales de cada lado de la carcasa, con el objetivo de darle más estabilidad y uniformidad al conjunto de suspensión.
- **Perno de seguridad:** se trata de un perno unido, al igual que los demás, al techo del túnel. La diferencia está en que únicamente sería de utilidad en un caso crítico, en el que conjunto de suspensión falle y que, con el objetivo de evitar que el ventilador caiga a la carretera, quede sostenido en el aire por este conjunto de seguridad, formado, además de por el perno, por un cable de alta resistencia que se une a este y una tercera omega que lo une a la carcasa. No se incluirá en la simulación, aunque habría sido interesante realizar un estudio del tensionado del cable en caso de emergencia.
- **Conjunto de amortiguación:** se trata del conjunto más complejo del sistema de sustentación. Funciona a través de 8 gomas de caucho, 4 de ellas en la unión entre las vigas de unión al techo y las vigas verticales, y las otras 4 entre la unión entre estas últimas y las omegas. Son las que permiten, además de la amortiguación del sistema, el giro a modo de manivela de las vigas verticales, que se traducirá en un desplazamiento del ventilador. No obstante, en el apartado 6.3.-"Implementación del conjunto de suspensión" se explicará más a fondo su funcionamiento, ya que es relativamente complejo, y se intentará modelar de alguna forma e incorporar a la simulación

3. Conjunto ventilador:

Mientras que los otros dos conjuntos del ventilador de chorro permanecerán constantes a lo largo del estudio, está es la parte sobre la que se realizaran la mayoría de los cambios en busca de la optimización. Se mencionarán y resaltarán los parámetros iniciales que más tarde se irán variando y estudiando. Su estructura principal es la siguiente:

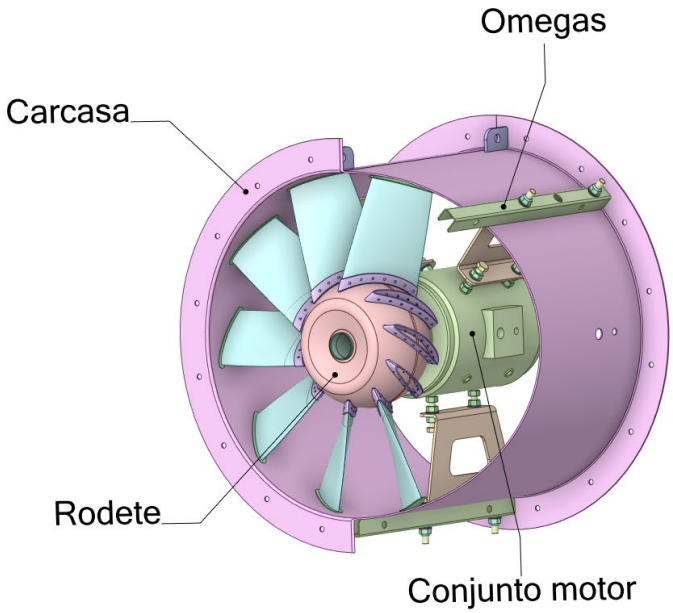


Figura 2.30.- Esquema del ventilador de chorro

- **Carcasa:** geométricamente igual a la del caso del ventilador vertical, en este caso con un grosor inicial de **4 mm.**
- **Omegas:** son las vigas horizontales de unión al conjunto de suspensión mencionadas anteriormente.

En cuanto al conjunto motor y el rodete, es necesario visionarlos de forma independiente al tener varias diferencias con los del anterior caso:

4. Rodete:

En este caso, como se puede ver en la Figura 2.31, se ha empleado un rodete hueco mucho más ligero que en el ventilador vertical, de material acero inoxidable y con un peso de tan sólo 34,727 kg, que produce un empuje de 1004 N al rodar a 1500 rpm.

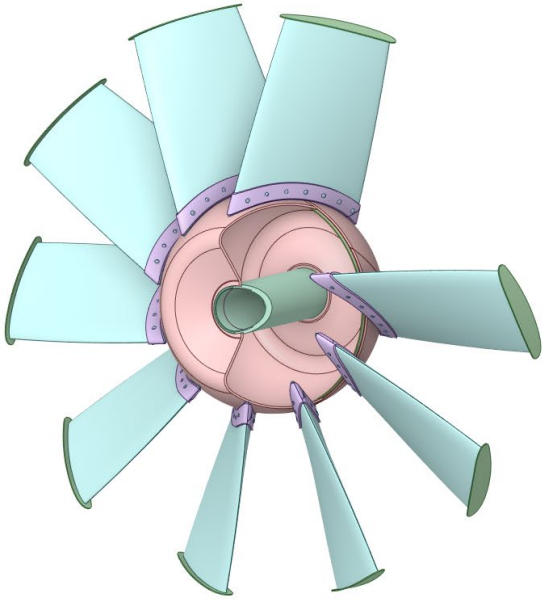


Figura 2.31.- Rodete hueco con un corte en la cazoleta esférica.

En este tipo de rodete, los discos y los postizos se han eliminado, de forma que la cazoleta pasa ser una esfera hueca que recubre todo el rodete. Los álabes van unidos a esta nueva cazoleta a través de un adaptador (color morado) al que va soldado.

5. Conjunto Motor:

En este ventilador, el motor, en vez de mantenerse sujeto al ventilador a través del cubo que va unido a las directrices, se encuentra unido directamente a estas a través de una serie de tornillos. Además, estas directrices o soportes no son uniformes y rectos, sino que presentan un hueco en su interior con el objetivo de ahorrar material y coste, y se encuentran plegadas en los extremos de cara a facilitar la unión atornillada. Tienen un grosor inicial de **8 mm.**

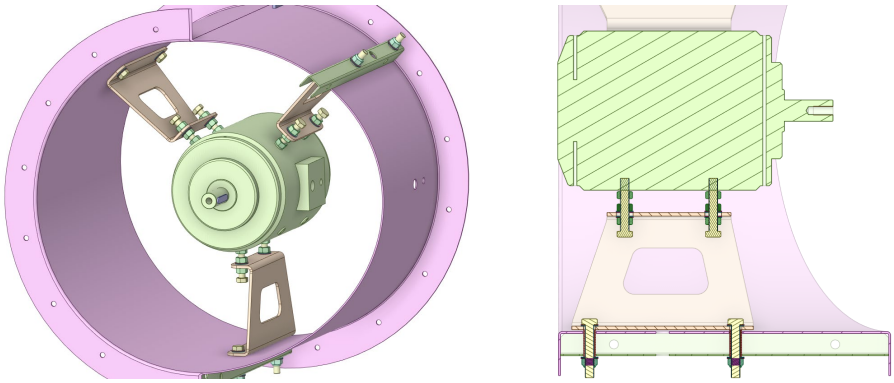


Figura 2.32.- Conjunto motor del ventilador de chorro, con corte parcial (izquierda) y corte longitudinal (derecha).

Siempre se han utilizado un total de 4 directrices para sujetar el motor, por lo que uno de los objetivos del estudio será comprobar la viabilidad de reducir el número de directrices. En la Figura 2.32 se puede observar uno de los casos que se pondrá a prueba, en el que las dos directrices inferiores han sido sustituidas por una sola, que se encontrará en formato vertical.

También hay que destacar que, al contrario que en los dos anteriores casos en los que los tornillos han sido eliminados de la simulación, en este ventilador no es posible eliminarlos, ya que, como se puede ver en la parte derecha de la Figura 2.32 ,suponen la única unión entre directrices y motor/carcasa. Además de la tensión en las directrices, será interesante echar un vistazo a la tensión que se acumula en ellos.

En este caso, se trata de un motor de 4 polos, que a través de 30 kW de potencia genera una velocidad angular en el rodete de 1500 rpm.

2.3.3.4.-Objetivos del proyecto ventilador de chorro

Este, como se ha explicado anteriormente, será el caso más complejo, y por lo tanto más ambicioso, principalmente por el alto número de componentes que conforman su geometría. Para llevarlo a cabo se utilizarán los procedimientos que se han seguido en los anteriores casos, por lo que se procederá más directamente con los resultados, sin detenerse a explicar el por qué de cada paso. Los objetivos de este proyecto son:

1. Comparar los resultados, tanto en carga como modales, según las diferentes configuraciones geométricas de soporte del motor (que se explicarán más tarde)
2. Estudiar y valorar la implementación de los silenciadores al conjunto.
3. Realizar la misma comparación que en el paso 1 con la incorporación de los silenciadores, excluyendo los casos que se hayan descartado en ese este primer escenario.
4. Estudiar el efecto de la variación de grosores de directrices y carcasa en los resultados de simulación.
5. Estudiar la forma de incorporar a la simulación el conjunto de suspensión, y analizar los resultados que se obtienen con este.

3. MEF-SIMULACIÓN.

En este capítulo se tratará de abordar, por un lado, la teoría sobre la que se apoya el programa de simulación a la hora de realizar los cálculos, y, por otro lado, el procedimiento técnico que se ha llevado a cabo con este software a lo largo de los distintos casos, de forma que queden claros los módulos empleados y el tipo de resultados que se buscan obtener.

3.1.-Método de los elementos finitos

El método de los elementos finitos (MEF) o también conocido como FEM en inglés (*Finite Element Method*) es uno los métodos más usados en ingeniería y física para la aproximación de soluciones de ecuaciones diferenciales a nivel mundial. Este método fue desarrollado inicialmente en el año 1943 por Richard Courant, y aunque hoy en día se haya automatizado y simplificado a través del uso de programas informáticos muy potentes y complejos, la base sobre la que se apoya sigue siendo la misma.

3.1.1.-Funcionamiento

De cara a explicar el funcionamiento del método, se va a citar textualmente la descripción empleada desde el Instituto ESSS, colaborador oficial de ANSYS [9]:

"Al utilizarse el método de elementos finitos, la geometría de la pieza, sometida a cargas y restricciones, se subdivide en partes más pequeñas, conocidas como elementos, que representan el dominio continuo del problema. La división de la geometría en pequeños elementos resuelve un problema complejo, al subdividirlo en problemas más simples, lo que permite a la computadora hacer las tareas con eficiencia.

El método propone que un número infinito de variables desconocidas, sean sustituidas por un número limitado de elementos de comportamiento bien definido. Esas divisiones pueden tener diferentes formas, tales como triangular, cuadrangular, entre otros, dependiendo del tipo y tamaño del problema. Como el número de elementos es limitado, son llamados de "elementos finitos", palabra que da nombre al método.

Los elementos finitos están conectados entre sí por puntos, que se llaman nodos o

puntos nodales. Al conjunto de todos estos ítems – elementos y nodos – se lo denomina malla. Debido a las subdivisiones de la geometría, las ecuaciones matemáticas que rigen el comportamiento físico no se resolverán de una manera exacta, sino aproximada por este método numérico. La precisión de el método depende de la cantidad de nodos y elementos, del tamaño y de los tipos de elementos de la malla. Por lo tanto, cuanto menor sea el tamaño y mayor el número de elementos en una malla, más precisos serán los resultados del análisis.

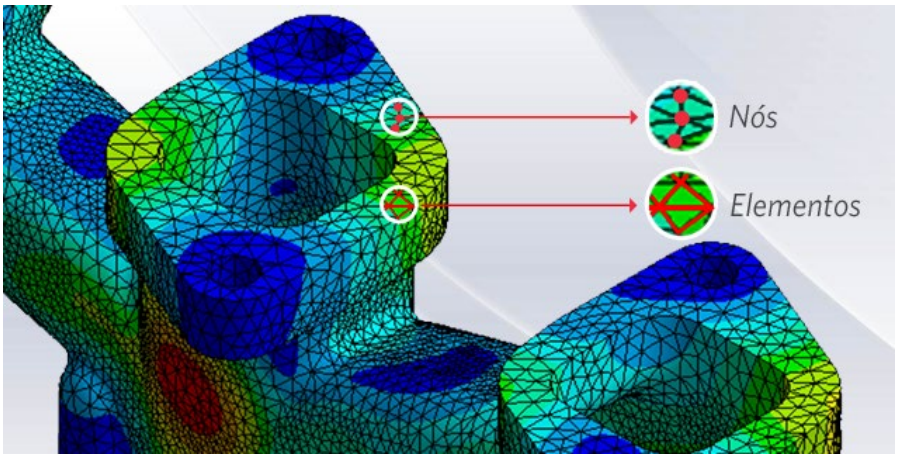


Figura 3.1.- Nodos (Nos) y elementos de una malla.

El método puede ser aplicado en la resolución y diagnóstico de problemas de análisis estructural pala la obtención de desplazamientos, deformaciones y tensiones, también permite representar diferentes escenarios y evaluar el rendimiento de productos con aplicación de criterios de resistencia, rigidez o fatiga. También las variaciones del método de los elementos finitos permiten hacer análisis térmico, acústico, dinámico, electromagnético y de flujos de los casos más simples de comportamiento linear al no linear, como cuando se tienen grandes desplazamientos o contacto entre las partes de un conjunto."

3.2.-Método básico de simulación: ANSYS

Como se ha mencionado anteriormente, hoy en día existen multitud de programas disponibles que funcionan a través del método de elementos finitos, pero en este proyecto se ha trabajado con el más popular, y conocido por ser altamente fiable y transversal en el sector de la ingeniería mecánica y estructural: ANSYS.

ANSYS cuenta con multitud de módulos disponibles, cada uno con su

correspondiente funcionamiento y función, como pueden ser "ANSYS *Fluent*" o "ANSYS CFX" para cálculo computacional de fluidos, "ANSYS HFFS" o "ANSYS EMAG" para procesos electromagnéticos o "ANSYS *Mechanical*" para análisis estructural, análisis térmicos, análisis modal, análisis de esfuerzos y estudios de fallas y fracturas. En este proyecto, únicamente se trabajará con este último, ya que solo se realizarán análisis estructurales estáticos, de cara a estudiar deformaciones y tensiones del conjunto, y análisis modales, de cara a estudiar sus modos de vibración naturales. Todos estos módulos se gestionan desde "ANSYS *Workbench*", que equivale al menú principal del programa.

3.2.1.-Proceso de simulación

Por norma general, el proceso a la hora de trabajar con ANSYS, y en la mayoría de los programas de elementos finitos, se podría dividir en 3 partes, y es la siguiente:

1- Pre-proceso
- Definir y preparar geometría.
- Definir los materiales a utilizar.
- Definir los contactos del modelo
- Mallado del modelo

2- Proceso
- Aplicación de cargas
- Obtención de la solución

3- Post-proceso
- Visualización de los resultados

3.2.2.-Complejidad del programa.

Antes de comenzar el estudio, es de vital importancia aclarar que, aunque es un programa que cuenta con una interfaz relativamente sencilla de utilizar, se trata de un software altamente complejo, que requiere, por un lado, un alto nivel de conocimiento acerca de la teoría de los elementos finitos, y, por otro lado, una alta comprensión del funcionamiento del programa.

Es relativamente sencillo llevar a cabo cálculos simples y obtener resultados plausibles como deformaciones y tensiones cuando ya se está familiarizado con el programa.

Sin embargo, esto no quiere decir que estos cálculos sean correctos, ya que son infinitas las diferentes formas o posibilidades de realizar cualquiera de los pasos del proceso de cálculo, por lo que hay que tener extremado cuidado de cara a no obtener resultados erróneos.

Para este proyecto, se han realizado numerosas horas de familiarización y aprendizaje con el programa, ya que únicamente se ha utilizado durante la carrera en la asignatura de "Teoría de estructuras", pero con modelos muy simples comparados con los que se han estudiado en este caso, por lo que prácticamente se ha iniciado desde cero esta preparación con el programa. Es esencial consultar los resultados obtenidos con un supervisor que tenga cierta experiencia en este sector, de cara a valorar si tienen sentido o si se ha cometido algún error en alguna parte del proceso.

Además, como se ha explicado anteriormente, la forma de trabajar con el programa puede variar mucho para un mismo tipo de conjunto según la persona encargada del cálculo, ya que se puede diferir en la forma de tratar la geometría, los contactos, el mallado o la forma de simulación, por lo que es normal que en diferentes empresas se trabaje de forma diferente, aún utilizando el mismo programa. Es por esto, que es necesario explicar la forma en la que se ha trabajado a lo largo del proyecto, y el porqué de esta decisión.

3.2.3.-Geometría

La primera parte de cualquier proceso de simulación empieza por definir la geometría con la que se va a trabajar. ANSYS cuenta con un módulo propio, llamado "*SpaceClaim*" con el que se puede tanto editar como modelar desde cero la geometría de el modelo. Por lo general, cuando se trabaja con geometrías complejas, la geometría es creada desde el área de diseño y delineación, inicialmente en un formato 2D con programas como AUTOCAD, para más tarde dar paso a las tres dimensiones con programas como CREO, INVENTOR o CATIA, y posteriormente enviar al área de cálculo.

En este caso, la geometría se ha creado desde el software CREO, y se suele facilitar al área de cálculo en formato STEP, IGES o el propio CREO. Estos formatos son compatibles con ANSYS, pero una vez se entra en el módulo de simulación *Mechanical* se puede observar que puede tener fallos a la hora de simular, o que simplemente es necesario retocar o reparar el modelo para adecuarlo para la simulación.

Es aquí donde entra en acción el software de modelado, *SpaceClaim*. Una vez se ha cargado en el programa el archivo proporcionado por los delineantes en formato STEP, el cual se ha verificado como más adecuado, existe la opción de abrir la geometría a través de la aplicación *SpaceClaim*, donde se podrá, no sólo editar la geometría existente, sino incluso crear una nueva a través de un diseño 2D que con múltiples herramientas es posible llevar a las tres dimensiones. El software de modelado va a ser necesario en las siguientes situaciones:

1. **Fallo en la geometría**

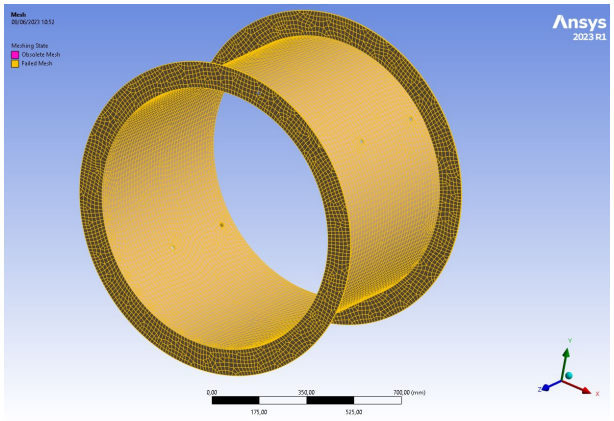


Figura 3.2.-Fallo en la geometría de la carcasa

En algunas ocasiones, la geometría proporcionada por los delineantes en formato CREO genera cierto tipo de problemas al convertirlo en geometría de ANSYS. En la mayoría de los casos, esto se debe a que el componente posee pequeños detalles geométricos muy específicos, que requerirían un tamaño de mallado diminuto. Este error se puede detectar de dos maneras:

- En la propia simulación en ANSYS *Mechanical*, ya que al intentar realizar el mallado se produce un error, como es el caso de la Figura 3.2, en la que la carcasa dispone de unos redondeos complejos que no permiten el mallado del componente.
- A través del propio módulo de modelado, es decir, al abrir la geometría o ensamblaje en *SpaceClaim* ya se puede visualizar gráficamente un comportamiento extraño, con superficies oblicuas que se cruzan con la pieza y no deberían existir.

Una vez se detecta este error, lo más rápido y fiable es crear desde cero la geometría que nos está dando problemas, a través de *SpaceClaim*, modelándola de forma simple y evitando los redondeos y especificaciones problemáticas, pero conservando el grosor y diámetros.

2. Geometría compleja para simular

En este caso, no hay ningún tipo de error en la geometría a la hora de simular, pero esta, consta de muchos detalles que se podrían evitar a través de edición y simplificación geométrica en *SpaceClaim*, lo que ahorra mucho tiempo de simulación.

Esto es debido a que, al utilizarse un mallado adaptativo, cuando el programa traza la malla en una zona compleja que no ha sido simplificada, se crean numerosos elementos de un tamaño muy pequeño en su periferia, lo que lleva a un aumento de nodos y elementos, incrementando exponencialmente el tiempo de simulación. Lo mismo sucede en el caso de componentes que se podrían eliminar debido a que no aportan valor a la simulación, ya que se genera un mallado que podría evitarse.

En este proyecto, este proceso se podría llevar a cabo de cara a eliminar, en primer lugar, componentes como cajas eléctricas, cables o logos comerciales, innecesarios para la simulación. También es el caso de los tornillos que no sean objeto de estudio, que, como se explicará en el apartado "3.2.5.-Uniones" se eliminarán y su función quedará definida a través de las condiciones de contacto. Una vez eliminados este tipo de componentes, es necesario suprimir a su vez, los agujeros resultantes de su eliminación. Este proceso se puede observar en la Figura 3.3, en la que se elimina la caja eléctrica, y posteriormente, el agujero restante:

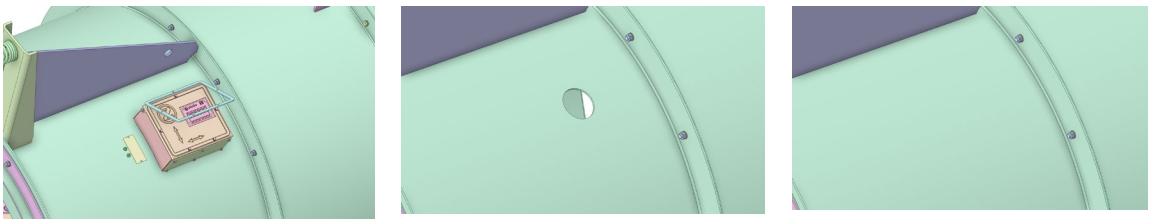


Figura 3.3.- Proceso de eliminación de la caja eléctrica del ventilador vertical.

Y por último, también es importante la simplificación de los conjuntos que van a ser objeto de estudio, a través de la eliminación de redondeos que no aporten alguna función de cara a la simulación. Es tarea del calculista determinar que redondeos pueden ser prescindibles. En el caso de los motores, como se explicará a lo largo de los tres casos del proyecto, se ha realizado una simplificación importante, debido a que su modelado es extremadamente complejo, por lo que, al igual que algunos tornillos que son necesarios como la simulación, se han modelado como cilindros perfectos.

3. Cambios en la geometría

El último caso, y probablemente más obvio, consiste en el uso del módulo *SpaceClaim* para editar la existente geometría debido a los diferentes estudios dentro de un mismo caso. Estos pueden ser:

- Cambios en los soportes: en algunos de los casos de este proyecto se llevarán acabo estudios con respecto a el impacto de cambiar el número o forma de los soportes, ya sean los de unión del ventilador con su entorno, o los del motor con el resto del ventilador.
- Cambios de espesor: también se estudiará el efecto de ampliar o reducir el grosor de partes importantes del conjunto, como la carcasa o las directrices, con el objetivo de determinar como influyen en los resultados de simulación.
- Partes afectadas o derivadas por los anteriores cambios: por ejemplo, en el caso de aumentar el número de soportes del motor tres a cuatro, se han de añadir nuevos tornillos al conjunto, además de sus correspondientes agujeros.

Todos estos cambios se realizan a través de las numerosas herramientas que nos proporciona *SpaceClaim*, como los patrones circulares para añadir más soportes al motor, o la herramienta *Pull* para aumentar grosores.

3.2.4.-Materiales

Otro paso importante es el de definir los materiales con los que está trabajando, ya que sus características, propiedades elásticas, de resistencia, o a nivel de densidad, varían enormemente.

El dámper está fabricado en todo su conjunto, con excepción del motor y del jacket, a partir de un acero inoxidable AISI 304 L. Este es un acero de tipo austenítico, con gran resistencia a la corrosión y a la soldabilidad. Es uno de los aceros inoxidables más utilizados, debido a que es muy fácil de manipular. Posee una densidad de 7930 kg/m³ y un módulo elástico de 193 GPa. Su limite elástico es, en el caso de las placas del conjunto, de 190 MPa, y su tensión de rotura es de 540 MPa. La principal diferencia entre el AISI 304 y el AISI 304L es que este último contiene un bajo contenido de carbono, un 0,03% en comparación con los 0,08% del 304 estándar. [12]

En el ventilador vertical se ha utilizado un acero S275JR. Este es un acero estructural de carbono común no aleado, con una densidad de 7850 kg/m³ y un módulo elástico de 210 GPa. En este caso de dámper, es decir, con espesores inferiores a 40 mm, cuenta con un limite elástico de 275 MPa y una tensión de rotura de entre 430 y 580 MPa.

En el caso del ventilador de chorro, se utiliza un acero inoxidable 316 L en todo el conjunto, a excepción de las gomas del conjunto de suspensión, cuya dureza es del tipo shore 50. Se trata de un acero inoxidable muy similar al 304 L, y es el segundo más habitual después de este. Es empleado en conjuntos en los que se requiera mayor resistencia y dureza y una extremada resistencia a la corrosión. Cuenta con una densidad de 7990 kg/m³, y con un módulo de elasticidad de 193 GPa. Tiene un límite elástico de 290 MPa.

En el caso de los motores, se les aplicará el acero que se está utilizando en el resto del conjunto, y una vez simplificada la geometría de este, se medirá su volumen, y se le modificará la densidad de cara a seguir obteniendo la masa original del motor.

3.2.5.-Uniones

En este tipo de grandes ensamblajes, se pueden encontrar dos tipos de uniones o de contactos: las uniones atornilladas o las soldadas. Por norma general, se va a asumir ambos como un contacto tipo *bonded* o unido, es decir, como si se tratase de una unión perfecta que no se va a separar en ningún momento.

En el caso de las uniones soldadas, no hay que realizar ninguna modificación en la

geometría ya que, en la práctica, las uniones soldadas no deberían ser capaces de separarse, por lo que el contacto tipo *bonded* es adecuado. Como se puede observar en la siguiente figura, la unión entre la escuadra y la carcasa principal es a través de una soldadura, que se puede apreciar resaltada en color verde, por lo que no es necesaria ninguna modificación:

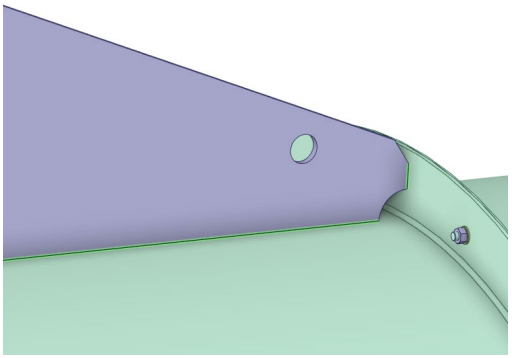


Figura 3.4.-Unión soldada

En la situación en la que dos componentes estén unidos a través de una unión atornillada, la forma más precisa de realizar la simulación sería a través de un pretensado en los tornillos, y un contacto de tipo *frictional* o de fricción entre las superficies de contacto, lo que se convertiría en una simulación mucho más compleja de tipo no lineal, en la que las dos superficies, tal y como sucede en la práctica, únicamente se encuentran unidas debido a el apriete de los tornillos.

En este proyecto se va a proceder de una forma más simple y efectiva, en la que se asumirá que está unión no va a fallar, y que las caras coincidentes de los dos componentes no van a separarse. Sería el siguiente caso:

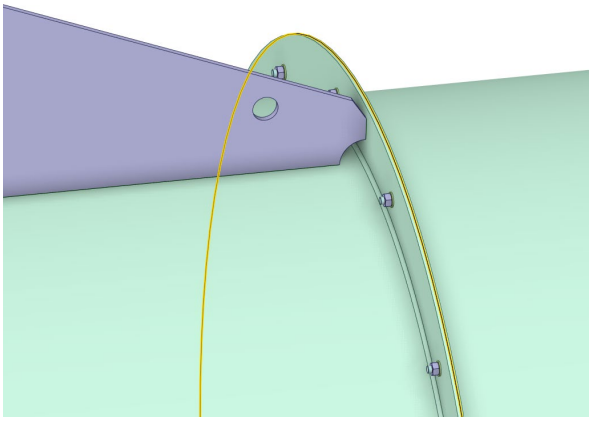


Figura 3.5.-Ejemplo de unión atornillada.

La línea resaltada en color amarillo de Figura 3.5 señala la zona de contacto entre la carcasa principal y secundaria. Esta, al estar unida a través de numerosos tornillos, se asumirá como tipo *bonded*, y se procederá a simplificar la geometría una vez asumida esta condición. Como se puede ver en la siguiente imagen, la simplificación consistirá en eliminar los tornillos del modelo y posteriormente, eliminar los agujeros resultantes:

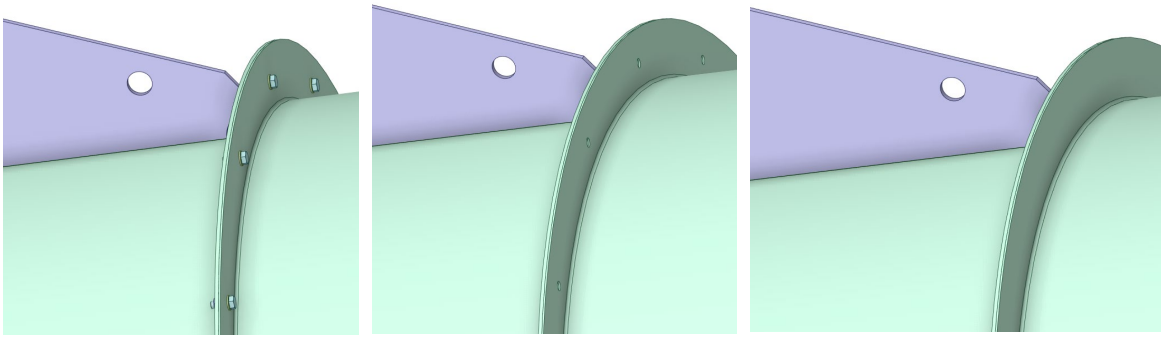


Figura 3.6.- Simplificación del modelo con uniones atornilladas

Una vez se ha realizado esta simplificación, ya se puede establecer el contacto en la zona mencionada anteriormente de color amarillo, indicando un contacto tipo *bonded* entre ambas caras de cada carcasa.

Se ahorra una enorme cantidad de tiempo, debido a que si se realizase a través de la otra metodología previamente mencionada, además de convertirse en un problema no lineal, el mallado de los tornillos y arandelas, que debería ser bastante preciso, generaría numerosos

nuevos elementos y modos. Este método solo se suele utilizar en casos muy particulares en los que se quiere observar la tensión generada por el tornillo, pero no en conjuntos tan complejos.

3.2.6.-Mallado

Uno de los aspectos más complejos y determinantes de la simulación a través del método de elementos finitos, es la obtención de un mallado de buena calidad. Definir la malla de una geometría, se traduce en determinar el número de nodos y elementos que se van a establecer, además de su forma y posición. Se trata de la clave para obtener resultados precisos en nuestra simulación.

Por lo general, cuanto menor sea el tamaño y mayor sea el número de elementos y nodos del sistema, más precisa será la simulación. No obstante, cuanto mayor sea la precisión, mayor tiempo de resolución será necesario para obtener los resultados. Por lo tanto, el objetivo de cara al mallado consiste en encontrar un equilibrio entre precisión y tiempo de simulación.

Como se explicaba anteriormente, el correcto empleo de este programa requiere, por un lado, una alta compresión del funcionamiento de este, y por otro lado, una buena base teórica con respecto a los elementos finitos.

3.2.6.1.-Tipos de elementos

En cuanto a los elementos que se pueden encontrar en un mallado, se pueden distinguir los siguientes tres tipos, como se puede observar en la siguiente imagen:

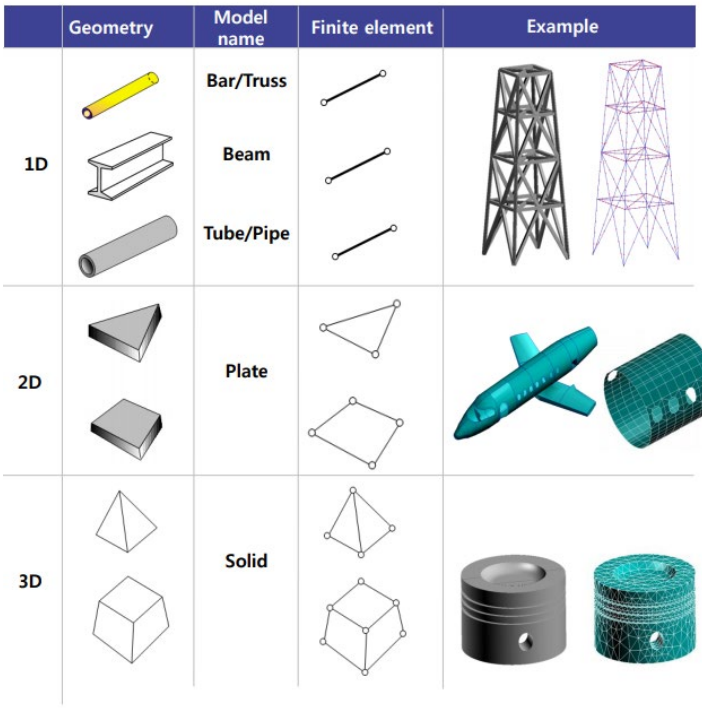


Figura 3.7.-Tipos de elementos del método FEM.

1. Elementos 1D

Como su propio nombre indica, estos elementos se utilizan en casos con geometrías de una dimensión, en los que la longitud de la estructura es de entre 8 a 10 veces mayor que su ancho. Es el caso de las varillas, celosías y vigas, que en este caso no serán utilizadas, a excepción del caso del soporte de varilla en el ventilador de chorro. También conocidos como elementos tipo *beam.*

2. Elementos 2D

Este tipo de elementos se presentan cuando la geometría cuenta con una longitud y ancho significativamente mayor que su espesor. Entre estos se encuentran placas, membranas, superficies sin espesor o carcasas compuestas. Se les conoce como elementos tipo *shell.*

3. Elementos 3D:

Se trata de los elementos en tres dimensiones, que no cumplen las características de los anteriormente mencionados. Por lo general, se pueden encontrar dos tipos de elementos 3D:

- Elementos tetraédricos (4 caras, 4 nodos)
- Elementos hexaédricos (6 caras, 8 nodos).

Paralelamente, según la disposición de los nodos, también se pueden diferenciar entre:

- Elementos de primer orden o lineales
- Elementos de segundo orden o cuadráticos (Agregan un nodo medio a cada borde)

Estos cuatro tipos vienen representados en la siguiente imagen:

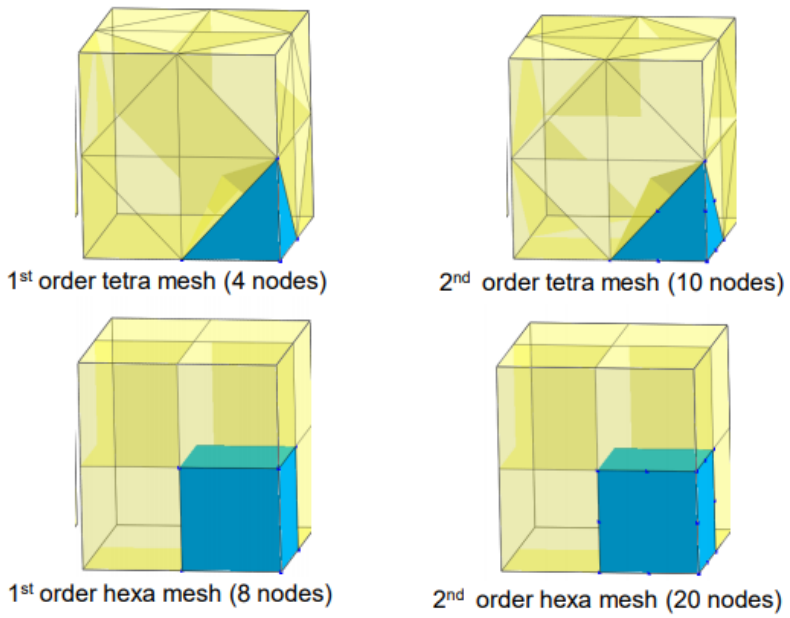


Figura 3.8.-Tipos de elementos 3D.

El cálculo es más preciso para elementos hexaédricos que para elementos tetraédricos. Y es más precisa para elementos de segundo orden porque la función de aproximación será cuadrática en lugar de lineal. Además de estos, también se podrá encontrar elementos pentagonales (5 caras, 6 nodos), elementos piramidales (5 caras, 5 nodos) y elementos de tercer orden o cúbicos (agregan dos nodos medios). [25]

3.2.6.2.-Elementos tipo Shell

Los elementos tipo *shell*, o como se había mencionado en el previo subapartado, tipo placa, son de vital importancia en este proyecto. Aunque la estructura con la que se está trabajando cuente con componentes que se podrían clasificar como 1D o 2D, el programa los va a procesar como elementos 3D, a no ser que se conviertan desde el módulo de

geometría.

El proceso de cara a definir los componentes del conjunto como elementos 2D o tipo shell es relativamente sencillo. Desde el área de geometría *SpaceClaim*, se hará uso de la herramienta extracción de superficies medias o *midsurfaces*, en la que se especificaran los componentes que se quieren pasar a las dos dimensiones, ya sea a través de la selección manual o a través de un rango específico. De esta forma se elimina el espesor del componente, como se puede ver en la Figura 3.9, en la que se realiza la extracción de superficies medias de, en primer lugar, la escuadra del ventilador vertical, y en segundo lugar, la carcasa:

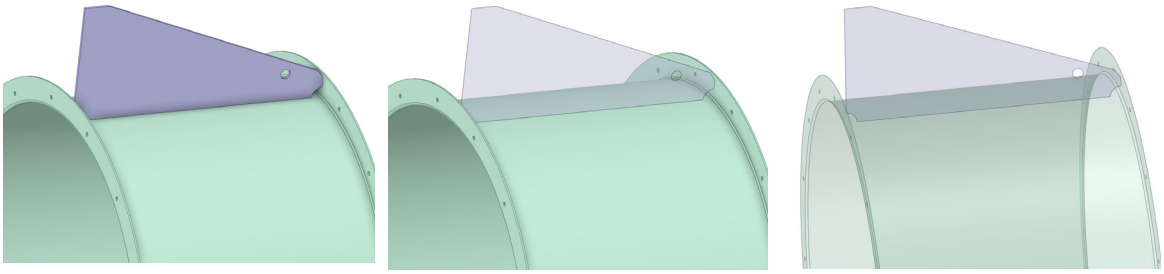


Figura 3.9.-Proceso de conversión a superficies medias de la escuadra y carcasa del ventilador vertical.

El componente pasa de ser de tipo 3D a una placa 2D, en la que el espesor pasa a ser un parámetro, que puede ser cambiado desde el mismo programa de simulación, lo cual es muy adecuada para este tipo de proyectos de optimización.

De cara a establecer los contactos o las uniones, se puede operar a través de el método estándar que se describe en el apartado "3.2.5.-Uniones", o a través del propio módulo de geometría, con la herramienta de *sharetopology*, con la que se establece una unión entre superficies medias. La diferencia los dos métodos se evidencia a la hora de obtener el mallado, ya que en el caso de utilizar la herramienta *sharetopology*, el mallado en la unión de estas dos partes será común, mientras que con el método estándar será independiente.

En muchos casos, no se otorga importancia a definir como tipo Shell aquellos que cuentan con las características para ello, y esto tiene grandes consecuencias de cara a la precisión de los resultados y al tiempo de simulación. Si no se define como tal, el mallado

de este componente se realizará a través de elementos 3D de peor calidad, que aumentarán el tiempo de simulación obteniendo peores resultados. En cambio, al utilizar elementos 2D, estos únicamente se realizarán sobre las dos dimensiones, con un parámetro que es el del espesor de la placa. Estos últimos elementos pueden ser:

- Triángulos de primer orden o lineales (3 nodos, uno por cada borde)
- Triángulos de segundo orden o cuadráticos (6 nodos, dos por cada borde)
- Cuadriláteros de primer orden o lineales (4 nodos, uno por cada borde)
- Cuadriláteros de segundo orden o cuadráticos (8 nodos, dos por cada borde)

Como en el caso de los elementos 3D, los elementos cuadriláteros son más precisos que los triángulos, y los cuadráticos son más precisos que los lineales. Y lo más importante, los elementos 2D (que generalmente suelen ser cuadráticos lineales o *Quad-4*, son enormemente más precisos que los 3D, debido a que abarcan el mismo área del conjunto, con un número mucho más pequeño de elementos. En el caso de los elementos de 1D o tipo *beam* se procede de forma similar, pero al no utilizarse en este proyecto no será explicado. [7]

3.2.6.3.-Criterio de convergencia

Como se ha descrito el apartado "3.2.6.1.-Tipos de elementos", existen multitud de elementos disponibles a la hora de generar un mallado, además de multitud de formas y métodos para hacerlo, que varían dependiendo de la geometría o de las partes especificas en las que se quiera enfocar el estudio. Tener claro el tipo de mallado más recomendable para cada situación requiere años de experiencia trabajando con el método de los elementos finitos. En este proyecto, de cara a validar que el mallado con el que se está operando es lo suficientemente bueno, se va a proceder a través del método de análisis de convergencia.

Como su propio nombre indica, este método consiste en obtener, a través de un buen número de iteraciones, un resultado convergente. De esta forma, no será necesario seguir aumentando o refinando la calidad del mallado o el tamaño de los elementos lo que llevaría a un aumento del tiempo de simulación, debido a que ya se está obteniendo un valor suficientemente cercano al resultado real.

Además de esto, se va a hacer uso de dos de las herramientas que proporciona ANSYS para valorar la calidad del mallado: *element quality* y *element skewness*. La primera de ellas mide la calidad media de los elementos del mallado, basándose en la relación entre el volumen y la suma del cuadrado de las longitudes, en elementos 2D, o la raíz cuadrada del cubo de la suma del cuadrado en elementos 3D. Su rango varía entre 0 y 1, en donde un valor de 1 indicaría un cubo o cuadrado perfecto, y un valor de 0 indicaría que el elemento tiene un volumen igual a cero o negativo.

El valor que mide el *element skewness* se traduciría como la oblicuidad o simetría del elemento, y es la medida angular de la calidad del elemento con respecto a los ángulos de los tipos de elementos ideales. Al contrario que en el caso anterior, un buen mallado debería acercarse al valor cero, aproximándose al valor ideal que sería equilátero o equiángulo. [28]

3.2.6.4.-Criterio de comparación

Además del criterio de convergencia, es necesario tener en cuenta el de la comparación. Tal y como se ha enfatizado en el anterior apartado, la selección de un mallado adecuado constituye uno de los procesos más complejos dentro de la simulación con elementos finitos. Por lo tanto, en las situaciones del proyecto en las que se quieran comparar mismos conjuntos con algún tipo de variación geométrica, es imprescindible mantener el mismo mallado para todos ellos. Esto es debido a que, aunque el mallado no se haya aproximado de la forma más correcta o adecuada posible, es imprescindible mantenerlo en todas las iteraciones que se realicen, debido a que, aunque el resultado a nivel numérico de la simulación de cada uno de ellos no se corresponda al máximo con el valor real, la comparación sí que servirá de cara a comparar cada uno de los casos, con valores proporcionales a los reales.

3.2.7.-Análisis

Una vez ya se han definido todos los materiales, condiciones y mallado, se lleva a cabo la simulación o análisis del conjunto, que en este proyecto, únicamente será de dos tipos: estático y modal.

3.2.7.1.-Análisis estático o en carga

El análisis estático, o también conocido como análisis en carga, es aquel en el que se

estudia la viabilidad estructural de un conjunto en estado estático, como su propio nombre indica. Por lo tanto, se le aplicarán las fuerzas a las que está sometido, además de las condiciones de contactos y de apoyo con el exterior, de cara a obtener determinados resultados, como son en este caso, la deformación y la tensión del conjunto.

Con respecto a la deformación, en este proyecto se esta trabajando con conjuntos de gran tamaño y de gran resistencia estructural, por lo que en muchos de los casos la deformación real obtenida no va a ser visible, por lo que el programa ofrece la opción de mostrar una deformación exagerada de cara a visualizar de mejor forma los resultados, como se puede observar a continuación:

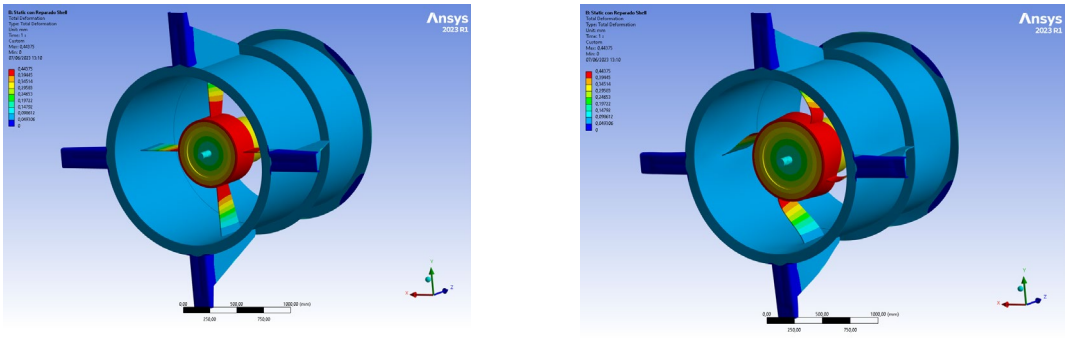


Figura 3.10.-Deformación en escala real del conjunto (izquierda) y deformación en escala exagerada x2 del conjunto (derecha).

Por lo general, a no ser que se diga lo contrario, en este proyecto se mostrará la deformación exagerada del conjunto, siempre acompañada del valor numérico real que se obtiene en cada zona.

En el caso de la tensión, hay que tener en cuenta la presencia de singularidades. Una singularidad es un fenómeno que se produce en determinadas situaciones, como puede ser un cruce entre piezas, un área en el que las condiciones de contorno son perfectas, o una esquina perfecta o viva. Las singularidades se detectan, cuando la tensión en una zona continúa aumentando a medida que se refina la malla o se reduce su tamaño, es decir, áreas donde se genera una tensión que tiende al infinito. Es por esto por lo que el valor de la tensión máxima del conjunto no suele ser un indicativo de la realidad, por lo que es necesario valorar visualmente los resultados de área o hacer uso de la tensión media. En la siguiente imagen se puede observar un ejemplo de singularidad, que se está produciendo en la una unión entre

piezas, además de coincidir con una esquina perfecta, lo que se refleja en una tensión que tiende a infinito en la zona más cercana a la esquina:

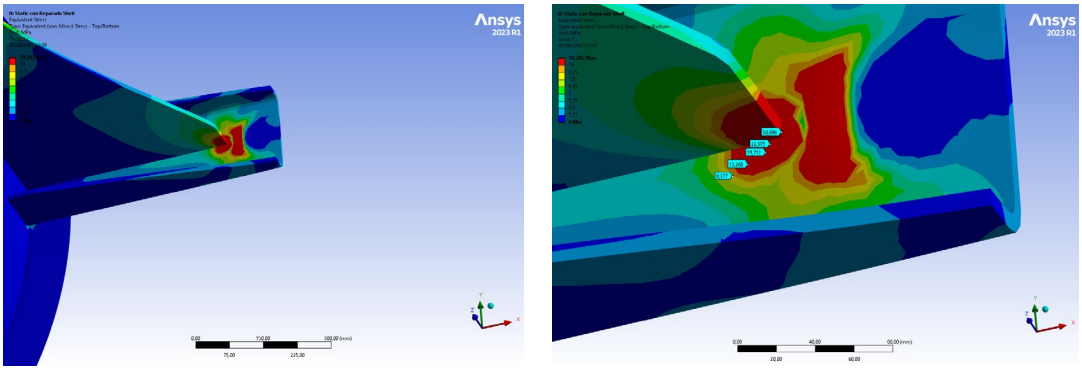


Figura 3.11.-Ejemplo de singularidad en el conjunto del ventilador vertical.

3.2.7.2.-Análisis modal

El objetivo del análisis modal es determinar las frecuencias naturales y los modos de vibración de un conjunto. A diferencia del estático en el que se ha de indicar las fuerzas a las que está sometido el conjunto, en este tipo de análisis únicamente se ha de indicar el apoyo que conecta la estructura con su entorno.

El análisis modal en este proyecto es útil, en primer lugar, para determinar si se ha definido de forma correcta la conectividad del sistema. Si falta algún contacto o alguna pieza se encuentra libre con respecto al conjunto, esto se evidenciará en los resultados modales, que resultarán en un modo con frecuencia cero, indicando que la pieza puede moverse de forma libre al ser excitada, y observará de forma gráfica en la simulación.

En segundo lugar, el análisis modal será utilizado en el caso de los ventiladores, de cara a evitar que el conjunto entre en resonancia con el motor. La frecuencia natural o frecuencia característica es la frecuencia a la que un objeto seguirá vibrando después de golpearlo o excitarlo. En función de su geometría, los sistemas pueden tener gran cantidad de modos de vibración. Tanto en el caso del ventilador vertical como en el del ventilador de chorro, se cuenta con un motor que en estado de máxima potencia opera a 1500 rpm, que se traduce en una frecuencia de 25 Hz. Por lo tanto, se debe evitar los modos del ventilador que indiquen una frecuencia natural característica en una parte del conjunto cercana a este valor, lo que produciría una resonancia mecánica, que amplificaría enormemente la vibración del

ventilador, poniendo en riesgo la integridad del conjunto. Se establecerá un coeficiente de seguridad del 20%, por lo que el rango de frecuencias que se debería evitar es de entre 20 y 25 Hz.

3.2.8.-Parametrización

Por último, una herramienta que ha resultado fundamental en este proyecto es la parametrización. ANSYS permite parametrizar valores iniciales como el espesor de las componentes de dos dimensiones o *shell*, o el tamaño de los elementos del mallado, así como valores finales como el resultado a nivel de deformaciones o de tensiones. Todo esto se realiza desde el módulo general *Workbench*, por lo que se obtienen los resultados a nivel numérico sin la necesidad de simular cada uno de los casos de forma independiente en el módulo de simulación.

En este estudio, al realizarse múltiples iteraciones en cada uno de los casos, es fundamental de cara a, por un lado, realizar el análisis de convergencia del mallado, y por otro lado, comparar conjuntos iguales con ligeros cambios en la geometría como puede ser el aumento de espesor de los soportes. No obstante, cabe destacar que en el caso de las tensiones máximas y de los modos de vibración, es necesario visualizar los resultados de forma gráfica de cara a confirmar que, en el caso de la tensión, no se están generando singularidades y, en el caso del análisis modal, se está distinguiendo de forma correcta cada tipo de modo.

4. DÁMPER

Como se ha comentado en los objetivos del proyecto, el fin de este primer caso consiste en averiguar si la sujeción improvisada que se ha creado desde el área de diseño es lo suficientemente rígida como para aguantar el peso del motor, del *jacket*, y la presión generada por el viento, sin causar una gran deformación general de forma que el extremo del motor se desplace o descienda demasiado. En cuanto a la tensión, se buscará que no exceda los 190 MPa de limite elástico, causando una deformación permanente, y en un caso extremo, los 540 MPa de tensión de rotura.

Como se explicaba en la introducción, el primer paso antes de empezar a analizar estructuralmente el conjunto está en reparar y modelar la geometría, posteriormente establecer un buen mallado y las condiciones de contorno y finalmente ejecutar las simulaciones y obtener los resultados.

4.1.-Reparación de geometría

El primer paso dentro de la reparación de geometría consiste en eliminar todo lo innecesario para la simulación. En este caso, como se puede ver en la parte izquierda de la Figura 4.1, desde el archivo CREO facilitado por los delineantes se puede observar que el modelado del motor es muy complejo y se encuentra en un formato de superficie, por lo que, junto a la manivela de seguridad, se eliminarán del conjunto ya que de esta forma no nos sirven para la simulación. El eje del motor también se elimina ya que realmente no tiene ninguna relevancia a nivel estructural al poder permitir la rotación y únicamente se deja la unión del motor con el dámper a través de la brida morada y tubo verde que se puede ver en la parte derecha de la Figura:

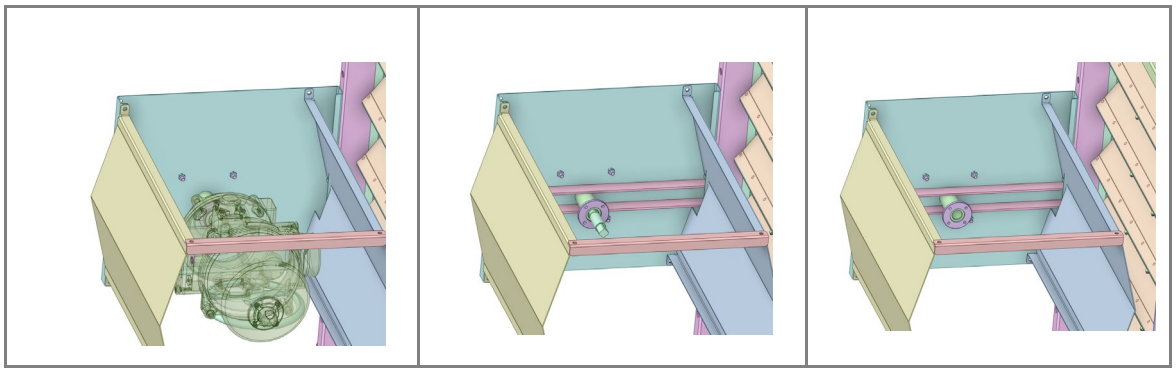


Figura 4.1.-Proceso de eliminación del motor, manivela de seguridad y eje del conjunto motor.

A continuación, se ha eliminado prácticamente todo el conjunto de hojas paralelas y del marco del dámper, dejando únicamente el marco lateral que se une al conjunto motor. Esto es debido a que no aportan nada a la simulación ya que, al estar fijo a paredes y suelos, no va a tener ningún efecto en la parte que se busca estudiar. También es muy importante eliminar todos los tornillos y tuercas del conjunto, ya que no serán necesarios una vez establecidas las condiciones de contorno y de contactos, y ahorran mucho tiempo de mallado y simulación, tal y como se ha explicado en el apartado "3.2.5.-Uniones". Finalmente el conjunto restante quedaría así:

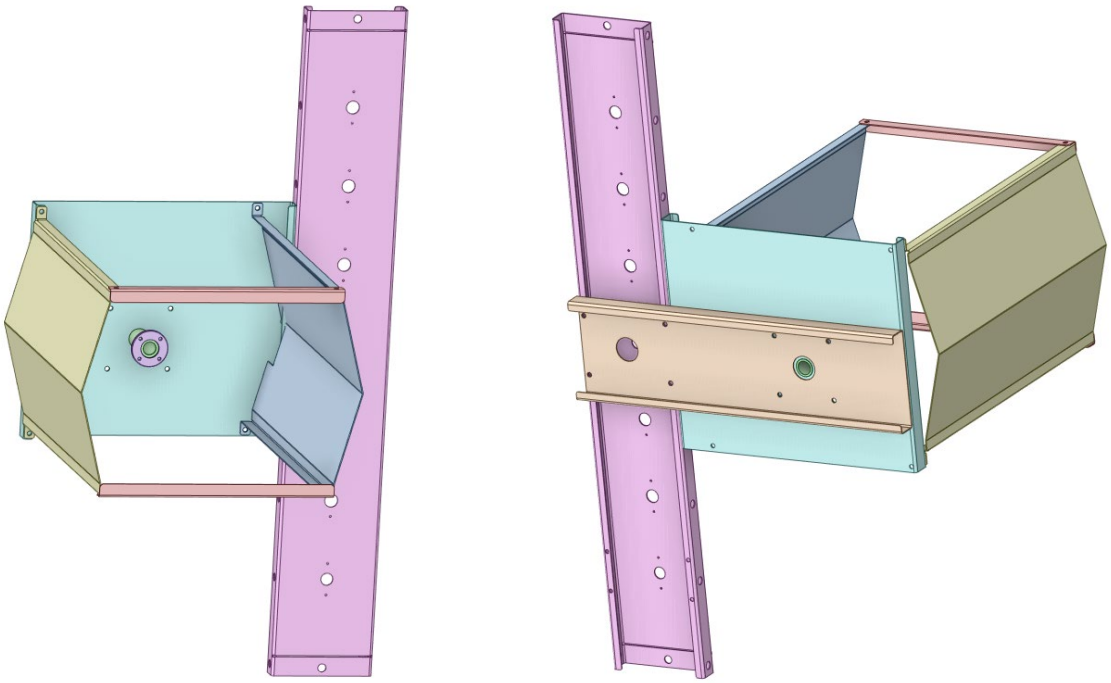


Figura 4.2.- Conjunto simplificado de estudio.

Como se explicaba en el apartado "3.2.3.-Geometría", también se pueden encontrar errores cometidos al introducir en ANSYS la geometría enviada desde el área de diseño que, en caso de no ser muy complejos, se pueden arreglar desde *SpaceClaim*. En este caso, tal y como se puede apreciar en la siguiente figura, la carcasa V más cercana al marco del dámper choca en su extremo con el semimarco cuadrado:

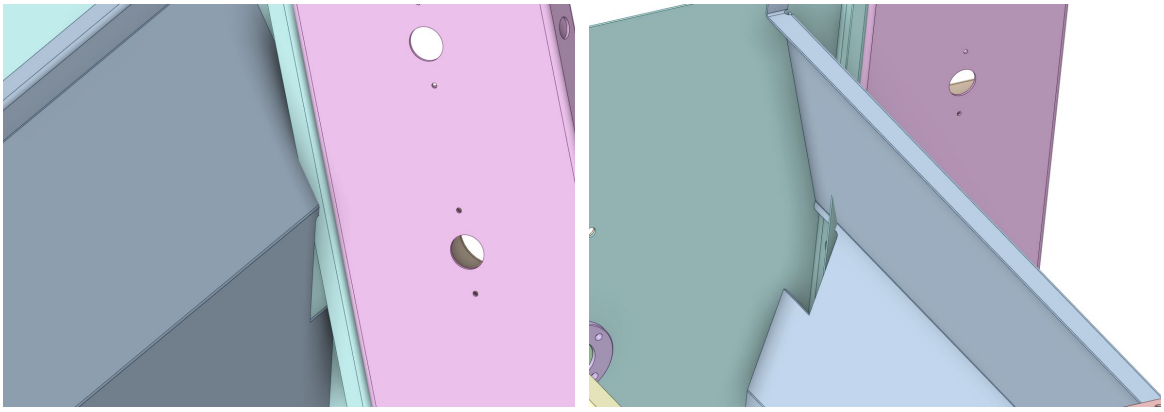


Figura 4.3.-Error en el diseño del dámper

Es muy importante arreglar este tipo de errores, no sólo por puros motivos visuales, sino porque esta interferencia puede conducir a errores de simulación, además de que el programa puede interpretar una unión que no existe, por lo que es necesario corregir esa interferencia dejándolo de la siguiente manera:

Figura 4.4.-Corrección del error de diseño

Una vez que ya se ha reparado el grueso de la geometría inicial, es momento de pensar en la forma en la que se simulará el conjunto. Antes de simular se debe simplificar la

geometría existente de cara al mallado. Lo primero está en eliminar los agujeros que han dejado los tornillos, debido a que, con las condiciones de contorno, ya se establecerá que esas superficies están unidas y no se separarán. Además, se eliminarán los redondeos que se consideren innecesarios para la simulación. Y finalmente, y punto más importante, convertir todos los componentes posibles de formato sólido a elementos tipo *shell*.

Como se ve de forma muy obvia en el modelado 3D (Figura 2.11), la mayor parte de el conjunto está compuesta por placas o por objetos de espesor muy pequeño. Es por esto por lo que existe la posibilidad de convertir todo el conjunto a elementos tipo *shell*, con la excepción de la brida del motor y el tubo que lo une al marco al tener un grosor más grande, además de que al ser una parte pequeña se podrá especificar un mallado más preciso ahí. Nos quedaría de la siguiente manera:

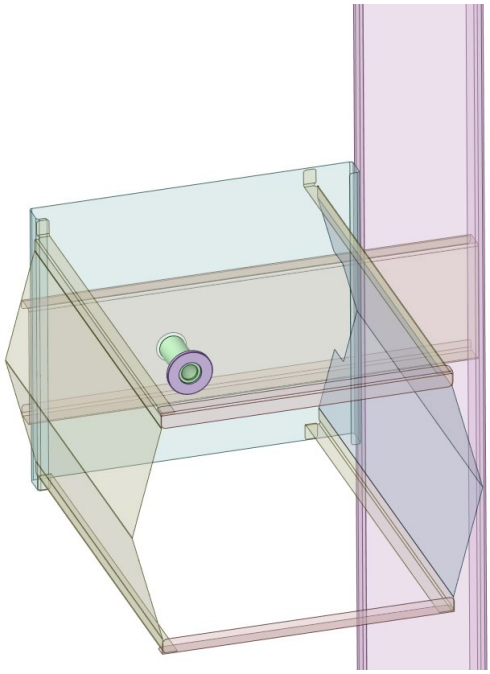


Figura 4.5.-Conjunto modelado con elementos tipo shell.

Para ver reflejada la importancia de esto, se ha simulado y comparado la geometría inicial, la geometría sin agujeros ni redondeos innecesarios, y finalmente, esta última, pero con elementos tipo *shell*. Estableciendo un mallado común de 10 mm se obtiene la siguiente información:

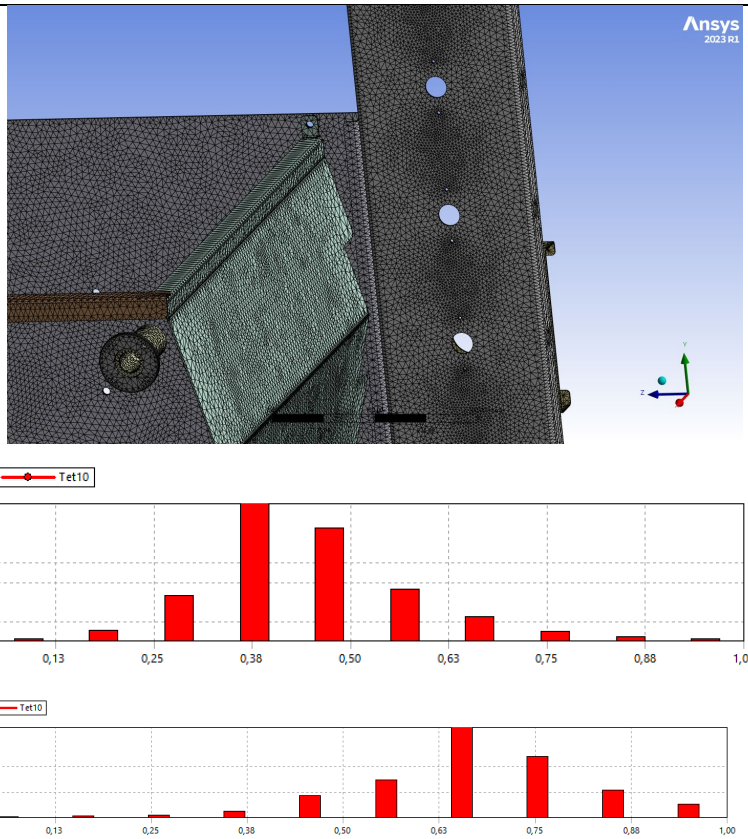
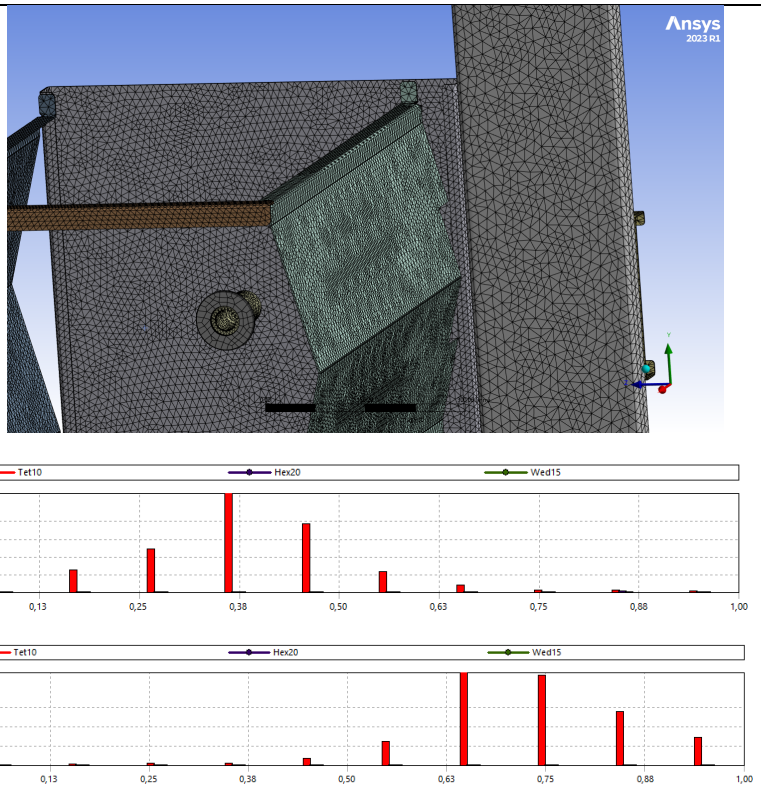
Geometría con mallado de 10 mm	Inicial	Sin agujeros ni redondeos	Tipo *shell*
Número de nodos	507.910	313.128	35.834
Número de elementos	247.661	152.065	30.202
Tiempo de simulación	1 m 17 s	46 s	13 s
Calidad media de elementos.	0,4446	0,3696	0,9060
Oblicuidad media de elementos.	0,6719	0,7300	0,0957

Tabla 4.1.- Comparativa de los tipos de mallado según geometría.

Se puede observar una diferencia abismal en todos los aspectos al utilizar elementos tipo *shell*. Sin embargo, para entender la diferencia entre geometría inicial y la de sin agujeros y redondeos es necesario visualizar gráficamente las imágenes.

En todos los casos, se ha especificado un tamaño de mallado de 10 mm. Este tamaño de mallado indica que el máximo tamaño de elemento existente ha de ser de 10 mm, pero permite la existencia de elementos mucho más pequeños, en caso de ser necesario.

El problema está en que, al estar siendo utilizado un mallado adaptativo, y al existir agujeros y redondeos a lo largo de las superficies, en el mallado del primer caso se utilizan elementos mucho más pequeños para abordar las regiones cercanas a estos, dando lugar a un mayor número de elementos y nodos, que al ser más pequeños mejoran la calidad media del mallado, pero en contrapartida, aumentan muchísimo el tiempo de simulación. Esto se ve reflejado en la siguiente tabla:

Geometría original	
Geometría sin agujeros ni redondeos innecesarios	

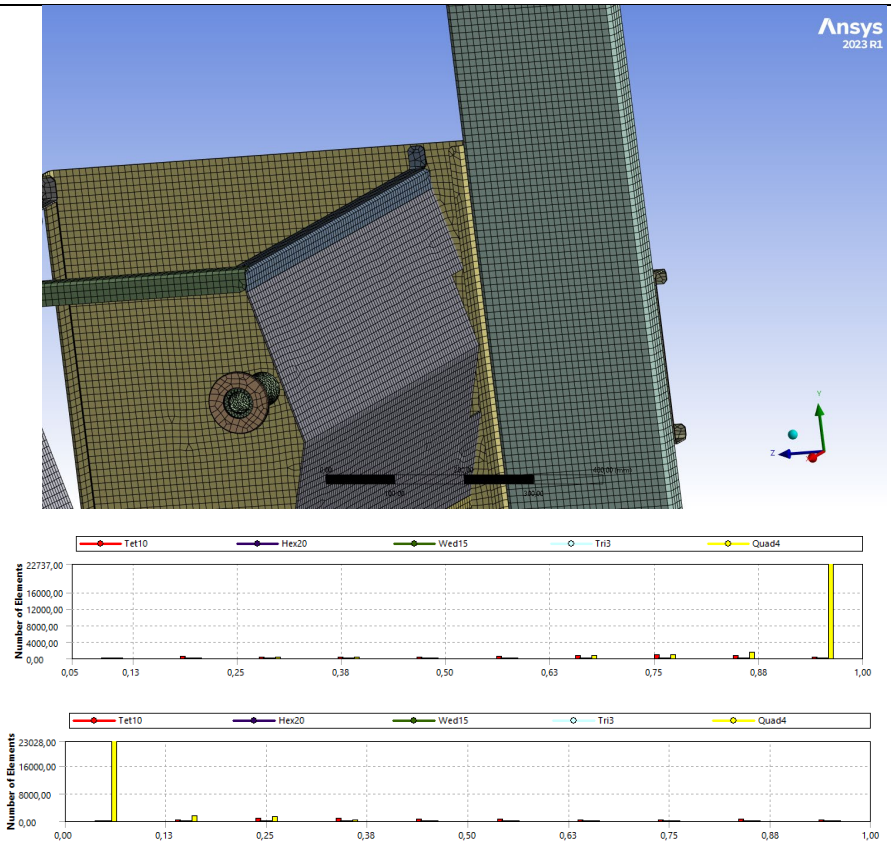
Geometría sin agujeros y sin redondeos innecesarios con tipo *shell*	

Tabla 4.2.-Comparativa visual de los mallados gráficos, calidad media, y oblicuidad según cada geometría.

En la tabla 4.2 se muestra en primer lugar, el mallado que se genera con cada tipo de geometría, en segundo lugar, la calidad media de los elementos, y, en tercer lugar, la oblicuidad media de estos. La calidad media de los elementos ha de ser lo más cercana a 1 posible, mientras que la oblicuidad tiene que ser lo más cerca de 0.

Como se describía anteriormente, en la tabla se puede apreciar, como, en los dos primeros casos, se obtiene una muy mala calidad de mallado, al utilizar principalmente elementos tipo tetraedros de 10 nodos (*Tet-10*), demasiado dispersa y bastante alejada de 1. En el primer caso la distribución es ligeramente mejor al segundo, debido a lo explicado anteriormente: realmente el mallado en estos dos casos es prácticamente igual al utilizar el mismo tipo de elementos (con la excepción de algunos pocos), pero al acercarse a los agujeros o redondeos sin eliminar que existen en el primer caso y en el segundo no, el propio mallado adaptativo refina la malla creando elementos de menor tamaño, que serán considerados de mayor calidad. Esto tiene su efecto en el tiempo de simulación, que es mucho menor en el segundo caso.

Aunque realmente los resultados importantes se centran en el último caso, en el que debido a la utilización de elementos *shell*, como se explicaba en el apartado "3.2.6.2.- Elementos tipo Shell" se consigue una malla muy uniforme, con elementos 2D de tipo cuadrilátero con 4 nodos (*Quad-4*) que proporcionan una excelente calidad y oblicuidad media de malla, además de un tiempo de simulación excelente.

Por lo tanto, se confirma que, en este caso, se reparará la geometría a través de la eliminación de agujeros y redondeos innecesarios, y posteriormente ce convertirán todos los elementos posibles a tipo *shell* con la excepción todos menos la brida y el tubo que recubre el eje del motor.

4.2.-Condiciones de contorno y fuerzas iniciales

A continuación, se describirán las condiciones iniciales y resultante de fuerzas con las se evaluarán la estructura. Como se ha explicado en el apartado "2.3.1.1.-Marco de Proyecto", en este proyecto específico se trabajará con varias configuraciones para el dámper. Se va a comenzar con la estándar, que más tarde se identificará como configuración o caso "A". Más adelante se probará el resto de las configuraciones.

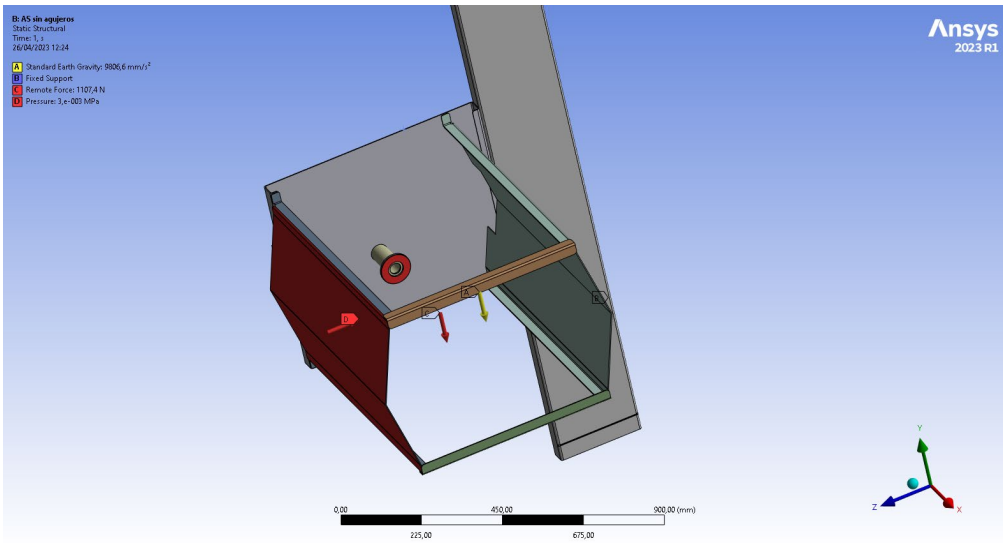


Figura 4.6.- Resultante de fuerzas inicial.

En esta última figura, se pueden apreciar las condiciones y esquema de fuerzas iniciales aplicadas a el conjunto, las cuales son:

- **Gravedad terrestre:**
  - Magnitud: 9,8066 m/s²
  - Dirección: Y-
  - Aplicación: todo el conjunto
  - Identificación: Etiqueta "A", flecha color amarillo.
- **Presión generada por el flujo de viento:**
  - Magnitud:3000 Pa.
  - Dirección: Z-
  - Aplicación: carcasa V izquierda (vista desde eje X+)
  - Identificación: Etiqueta "D", flecha color rojo.

- **Peso del dámper y *jacket*:** En este primer caso, se está realizando una simulación sin incluir físicamente ni el motor ni el *jacket*, sustituyéndolos por una fuerza remota, aplicada en la brida que se resalta en color rojo, de 1058 N. Esta fuerza es igual a el peso conjunto de ambos:
  - Magnitud:1058 N
    - Masa del motor=83 kg
    - Masa del *jacket*=25 kg
    - Sumatorio de Masas=108 kg
  - Dirección: Y-
  - Aplicación: fuerza remota aplicada en la brida, a 400 mm (centro de masas del motor y dámper).
  - Identificación: Etiqueta "C", flecha color rojo.
- **Apoyo fijo:**
  - Aplicación: la única parte fija de el conjunto será la del marco lateral. Se fijará en el lateral contrario al motor, y en las dos hendiduras que posee en los extremos, ya que son las partes que irán unidas al resto del marco, según se ha indicado desde la empresa.
  - Identificación: Etiqueta "B", color azul.

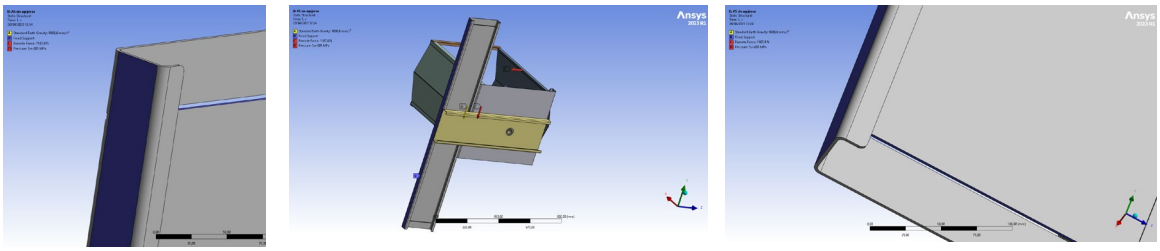


Figura 4.7.-Apoyo Fijo del conjunto

4.3.-Comprobación de la fuerza aplicada.

Una vez establecidas las condiciones iniciales, se ha procedido a comprobar si realmente la opción de no incluir ni el *jacket* ni el motor, y sustituirlos por una fuerza remota equivalente a su peso en la brida en la que supuestamente estaría atornillado el motor, da resultados con sentido y precisos, que reflejen la realidad. Para esto, se ha procedido con un mallado estándar, ya que en esta comprobación inicial no es importante el valor numérico sino la forma gráfica de deformación y tensiones. Se obtienen los siguientes resultados de simulación:

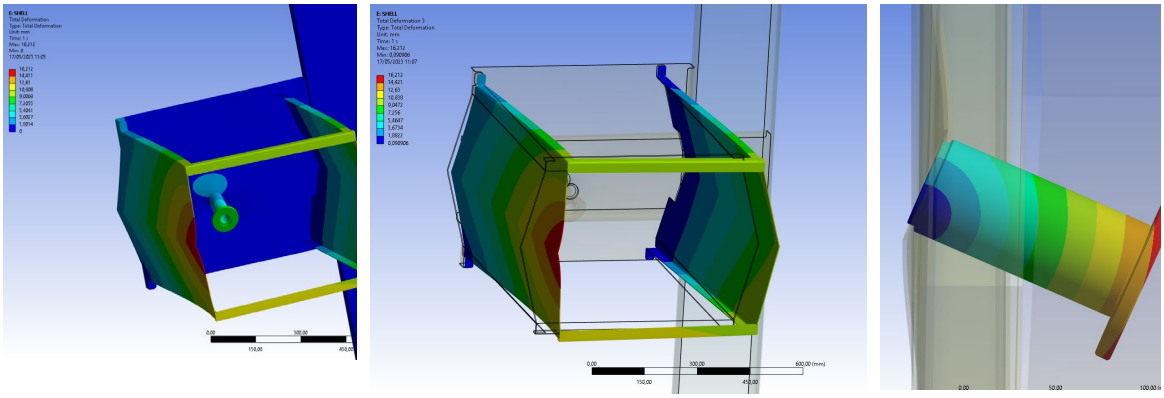


Figura 4.8.- Deformación general exagerada del conjunto, de la carcasa del jacket, y de la brida del motor. (De izquierda a derecha)

Podrían ser resultados válidos, sin embargo, como se puede apreciar en la segunda imagen de la figura, la deformación de la carcasa con forma de V no es muy realista: si se realiza la simulación de esta forma, se le está indicando al programa que la carcasa, al ser empujada por el viento, no tiene nada contra lo que impactar, lo que produce una deformación o desplazamiento irrealista.

También hay que tener en cuenta que, como se puede observar en la imagen derecha de la Figura 4.8, solo se puede llegar a visualizar el desplazamiento o deformación del extremo de la brida, y no del motor, al no estar modelado, y este es uno de los puntos que se buscaba obtener con el estudio. También hay que dejar algo claro con respecto a este situación en concreto. En el caso de la brida del motor, y del motor si existiese en las simulación, como se puede observar en esta última imagen, no se trata de una deformación, sino de prácticamente un desplazamiento puro, al ser estos dos componentes tan rígidos y de

tanto espesor. Lo que realmente se deforma es la chapa del semimarco cuadrado a la que están unidos, produciendo su viraje y desplazamiento de su extremo hacia abajo.

Además, se está considerando que el peso del *jacket* que, aunque sea de un material textil tiene un peso considerable (25 kg), se está apoyando única y exclusivamente en la brida del motor, lo que produce muchísima tensión en esta, y en su zona colindante del semimarco cuadrado, como se puede ver en la Figura 4.9. El problema está en que realmente, el *jacket* se apoya, no sólo en la brida del motor, sino también en la zona baja de la carcasa, repartiendo su peso en varios apoyos, además de mostrar una ligera oposición y resistencia al movimiento de la carcasa.

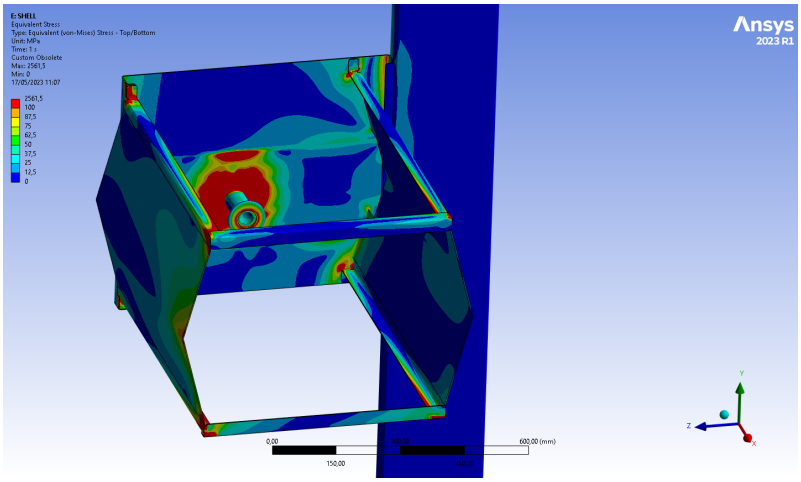


Figura 4.9.- Tensión del conjunto del dámper caso A, con tensiones ligeramente superiores a 100 MPa *en las zonas de color rojo.*

Por lo tanto, se ha llegado a la conclusión de que realmente sí que es necesario modelar de alguna forma e implementar tanto el motor, como el *jacket* protector. En el Anexo 1 se encuentran las imágenes de deformación y tensión más en detalle.

4.4.-Implementación del motor y del *jacket*.

Como se ha explicado en el inicio de este capítulo, el modelado 3D inicial del motor no es apto para la simulación en ANSYS, ya que a nivel de diseño es demasiado complejo y creado en formato de superficie, por lo que se ha procedido a modelar uno desde cero, conservando su diámetro principal y las aperturas verticales y horizontales que definen sus dimensiones en los extremos. Finalmente quedaría de la siguiente forma:

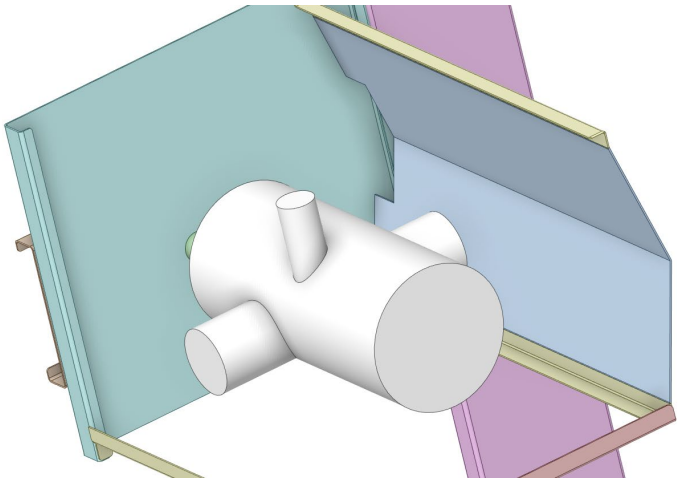


Figura 4.10.- Nuevo modelado del motor del dámper.

Este nuevo modelo tiene un volumen de 0,0273 m^3, por lo que, para establecerle la masa del original (83 kg) se le asignado un material con las mismas cualidades que el acero del resto del dámper, pero con una densidad de 3040,29 kg/m^3.

El modelado del *jacket* es mucho más simple, pero al no haberse ni si quiera diseñado desde el área de delineación hay que comprobar las medidas. Básicamente se trata de un rectángulo de 50 mm de grosor, cuyos límites se encuentran en el conjunto de la carcasa, como se puede observar en la siguiente figura:

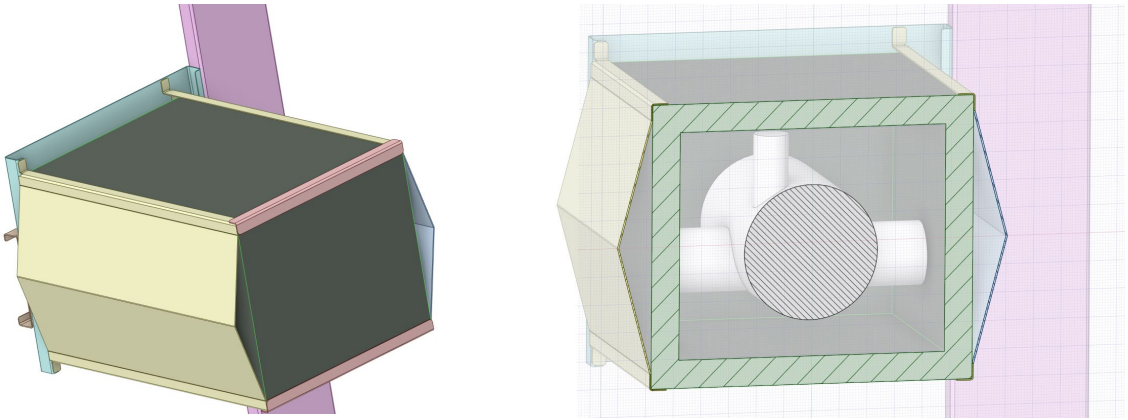


Figura 4.11.- A la izquierda, modelado del jacket y del motor, y a la derecha, vista del mismo conjunto con un corte transversal.

Al igual que en caso del motor, se ha de asignar a este *jacket* una densidad adecuada de cara a que tenga el peso del original (25 kg), que con un volumen de 0,0971 m^3 resulta en una densidad muy baja, de 257,5 kg /m^3. También hay que tener en cuenta, que es un material textil, es decir, muy deformable. No es el objetivo del estudio mostrar la deformación exacta del *jacket*, además de resultar muy complicado debido a que se trata de una material hiperelástico que convertiría la simulación en no lineal, por lo que se modelará como un material estándar con una muy alta deformación.

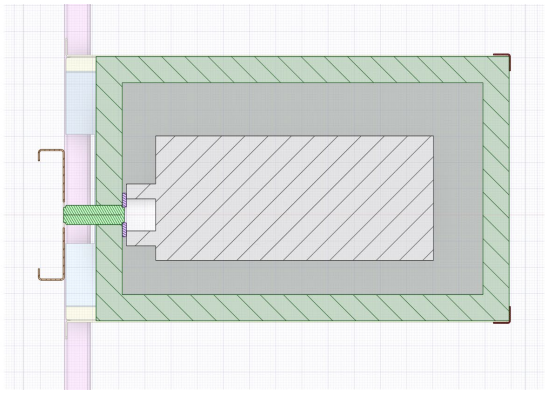


Figura 4.12.- Corte longitudinal del conjunto del motor-jacket modelado.

Hay que tener en cuenta, que el *jacket* ha de apoyarse perfectamente, tanto en la carcasa, como en la tubería de la unión brida, como se puede ver en la Figura 4.12. El motor no se une en ningún lado al *jacket*, pero lo cierto es que la realidad se corresponde con esto. Esto pude dar la falsa impresión, de que entonces, la dirección del viento no tiene ningún efecto en la deformación del motor, pero es incorrecto. Al producirse una deformación en la

carcasa con forma de V debida al viento, esta se comunica a través de el semimarco cuadrado, lo cual aumenta el desplazamiento en la brida, y, por consiguiente, el del motor. Además, hay que añadirle que el *jacket*, al verse afectado por el desplazamiento de la carcasa debido al viento, y al también estar apoyado en la unión brida, le transmite a esta esa fuerza lateral, que finalmente tendrá un ligero efecto en el desplazamiento del motor.

Tras simularlo con estas dos nuevas incorporaciones al conjunto, de la misma forma que en el anterior apartado, es decir, con un mallado estándar, se ha obtenido la siguiente deformación:

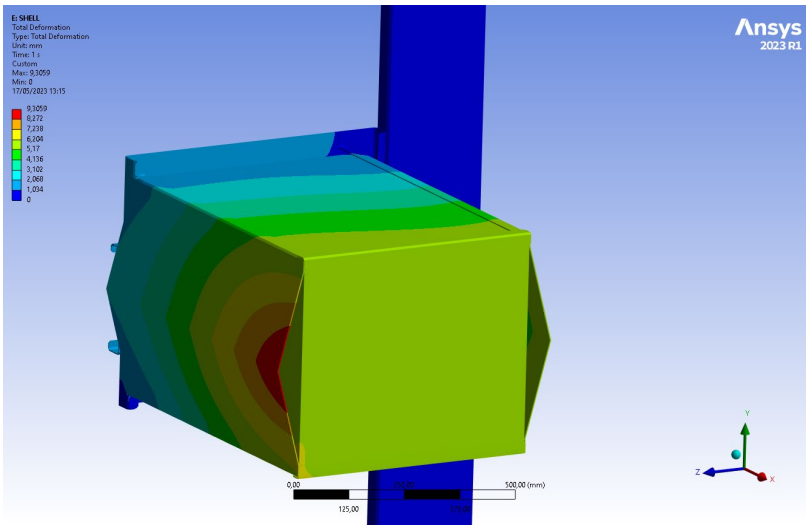


Figura 4.13.- Deformación del conjunto dámper tras añadirle el motor y jacket, con un valor de al menos 8,72 mm en las zonas rojas.

Realmente en la captura de simulación mostrada en está última figura no se aprecian grandes cambios, al estar el motor y brida tapados por la *jacket*, y la deformación en la carcasa bastante similar al caso sin *Jacket* ni motor. Sin embargo, si se comparan los valores de máxima deformación del conjunto, que en ambos casos se da en el extremo de la carcasa V izquierda, se puede observar que se reduce a la mitad. Como se ha explicado en el apartado "3.2.6.4.-Criterio de comparación", estos valores de deformación no se han de tener en cuenta al tener un mallado sin refinar, sin embargo, al haber utilizado el mismo en ambos casos, nos sirve para comprobar que si que ha tenido un efecto en esa misma deformación de la carcasa. Sin embargo, va a ser necesario realizar un corte transversal en el conjunto para observar lo que sucede con el motor:

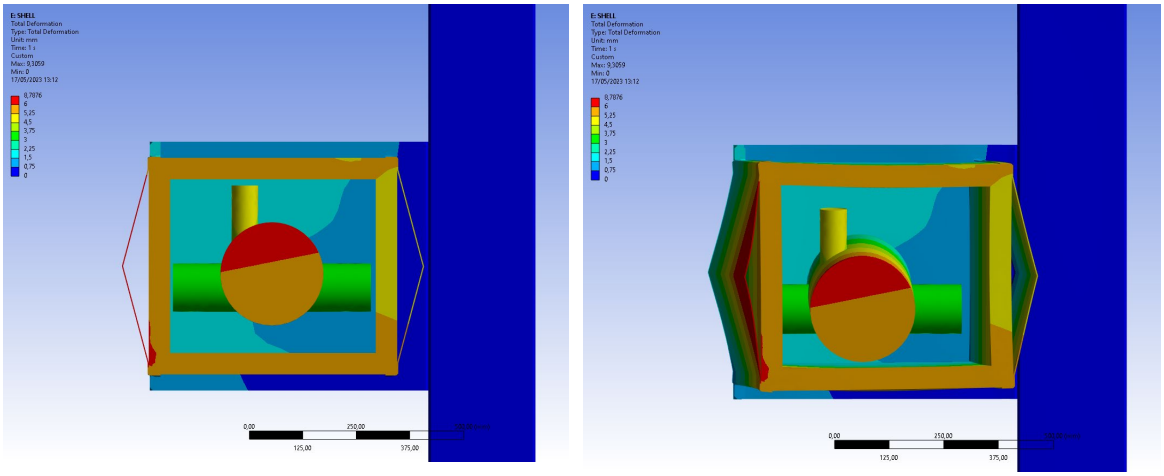


Figura 4.14.- Deformación en escala real (izquierda) y en escala exagerada (derecha) del conjunto, con un corte transversal.

Como se puede comprobar en estas última figura, ahora sí que puede apreciar el comportamiento buscado. La carcasa del *jacket* en V se deforma debido al viento, lo que empuja ligeramente al *jacket*, que se desplaza solidariamente a la vez que se deforma ligeramente, debido a su material textil. Mientras tanto, el extremo del motor se desplaza mayoritariamente hacia abajo, debido a su alto peso con el añadido de un porcentaje del del *jacket*, llegando también al máximo de deformación que se da en el extremo de la carcasa, cosa que en el anterior caso no se podría apreciar debido a la inexistencia del motor.

Una vez que ya se haya comprobado que el modelo se comporta de la forma más parecida a la realidad posible, es hora de conseguir el mallado óptimo, de cara a conseguir unos valores precisos y reales, y a establecer la comparación con otros casos de carga.

4.5.- Mallado óptimo

Como se ha explicado en el apartado "3.2.6.-Mallado", la mejor forma de conseguir el mallado óptimo será a través del método de convergencia. Para ello se ha utilizado la parametrización para realizar un gran número de iteraciones y encontrar el mallado que se busca. Tras el análisis de convergencia se obtiene el siguiente mallado:

	Conjunto placas	Brida	Motor	*jacket*	Tiempo de simulación
Tamaño de elemento	5 mm	4 mm	20 mm	40 mm	59 s

Tabla 4.3.- Mallado final para el conjunto dámper.

El conjunto placas incluye a todos los componentes que se han podido modelar como tipo *shell*, es decir, todos menos el *jacket*, motor, y brida. Por lo tanto, en esta parte, interesa tener un buen mallado que, en este caso, al ser de 5 mm, es muy preciso. Tras realizar muchas iteraciones, se ha verificado que el mallado del motor y del *jacket* no tiene gran influencia en los resultados que se están buscando, por lo que con lo establecido será suficiente. Otra parte en la que es preciso refinar el mallado es en la brida, ya que constituye la unión del dámper a la mayor parte del peso, el motor.

Se podría incluso refinar más aún el mallado general, pero no solo se han de optimizar los resultados, sino también los tiempos, ya que al tener que estudiar varios casos de cargas llevaría demasiado comparar unos con otros. Con este mallado, se consigue un tiempo de simulación más que aceptable, con unos valores que ya convergen. En la siguiente figura se podrá visualizar tener una impresión general del mallado:

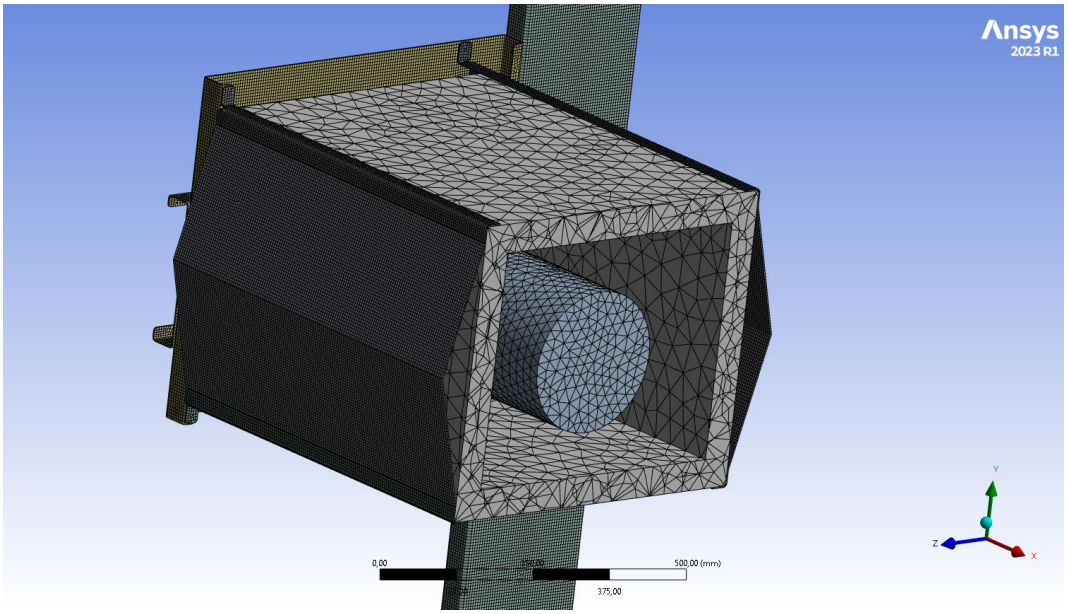


Figura 4.15.- Mallado del conjunto, con un corte transversal en el conjunto motor y jacket.

Se observa que hay mucha diferencia entre el mallado general de las placas, y el del dámper y del motor. Esto es debido, a que estos últimos son elementos sólidos y no tipo *shell*, por lo que resulta en un mallado con elementos tipo tetraedro con mucha peor calidad, que podría mejorarse o intentando editar la forma de elementos o al disminuir el tamaño de elemento, aunque, como se ha comentado anteriormente, en este caso hacerlo no tendrá prácticamente efecto en los resultados y solo aumentaría en gran medida los tiempos de simulación al crearse miles de nodos y elementos nuevos.

Sin embargo, como se ve reflejado en la siguiente imagen, los componentes que se han modelado a través de tipo *shell* son extremadamente uniformes y formado por unos elementos tipo *Quad-4* de alta calidad:

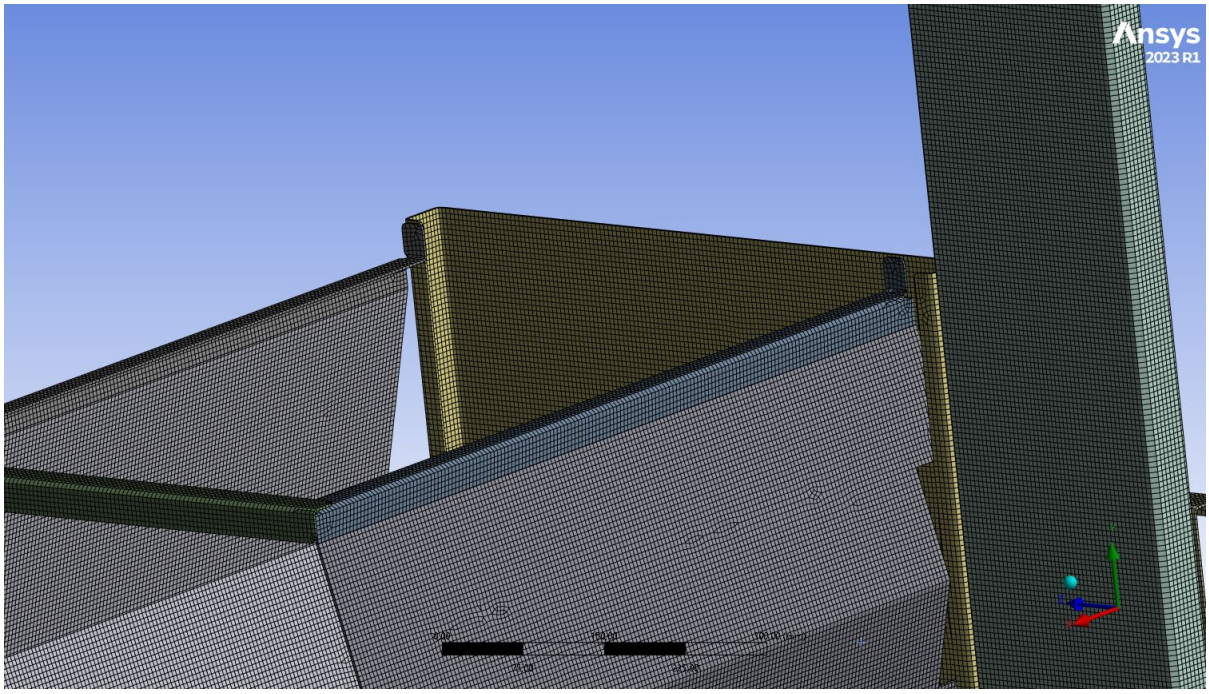


Figura 4.16.- Mallado de los componentes tipo placa

Y finalmente, está el conjunto brida. Son dos compontes sólidos, pero al ser tan pequeños y de elevada importancia de cara a los resultados de la simulación, se han modelado con un tamaño de elementos bastante bajo, obteniendo una malla uniforme, con más de un elemento por grosor, como se puede ver en la siguiente imagen:

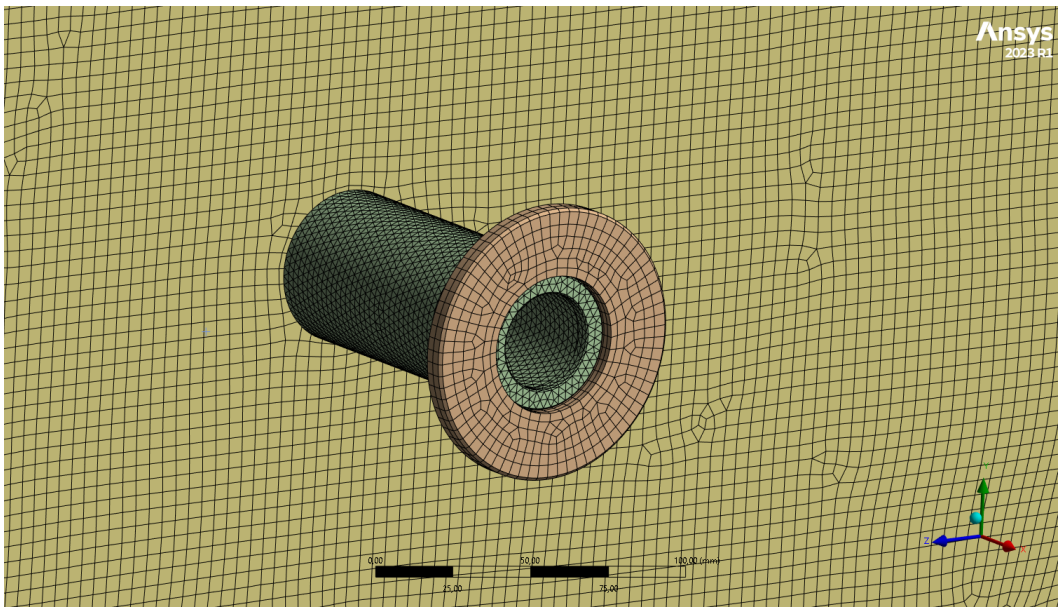


Figura 4.17.- Mallado del conjunto brida

4.6.-Estudio del caso inicial

Una vez comprobado que el modelado, el conjunto de fuerzas y el mallado es el idóneo, se ha procedido a realizar la simulación con las condiciones iniciales descritas en el apartado "4.2.-Condiciones de contorno y fuerzas iniciales".

4.6.1.-Deformación

	General	Motor	Carcasa V
Deformación máxima (mm)	18,497	18,497	9,6596

Tabla 4.4.- Deformación del conjunto del caso inicial

Los resultados de la Tabla 4.4 muestran que la máxima deformación del conjunto ahora se corresponde con la del motor, en contrapartida con el caso que se tenía antes con un mallado más estándar o pobre, lo cual tiene sentido debido a la gran fuerza que supone su peso. Pero para valor los resultados es necesario visualizar las deformaciones gráficamente:

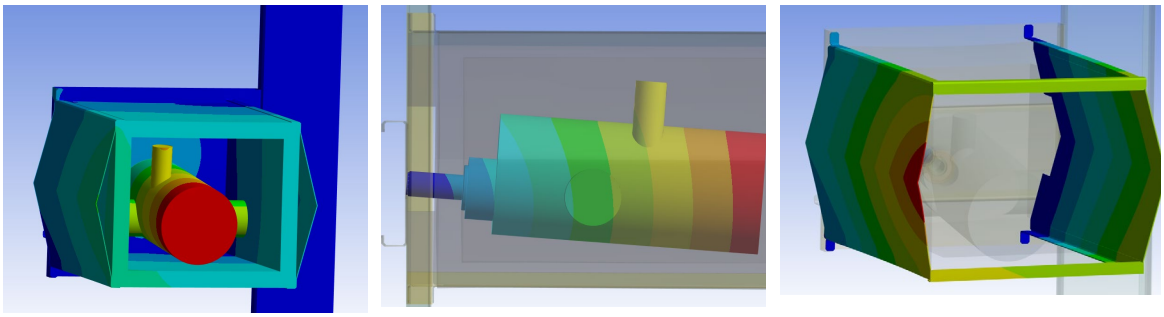


Figura 4.18.- Imágenes de las deformaciones exageradas del conjunto con corte transversal, del motor, y de la carcasa (De izquierda a derecha)

Se comprueba que el caso de máxima deformación del conjunto, que se corresponde con la del motor, realmente se asemeja más a un desplazamiento que a una deformación. Se alcanza un valor de 18,481 mm, lo que equivale a casi 2 cm que el extremo del motor descendería sobre el eje Y. Es un valor que, aunque a priori pueda sonar pequeño, en este caso es bastante alarmante, ya que se está hablando de un motor rígido de 83 kg de peso.

Aunque el desplazamiento o deformación del motor es bastante alto, al aislar la carcasa V se observa que también se alcanzan unos valores de 9,65 mm en su extremo. Este

valor no es tan extraño al ser una placa de menor grosor al que se le aplica bastante presión por parte del flujo de viento. Imágenes más en detalle en el Anexo 2.

4.6.2.-Tensión

El reparto de tensiones del conjunto queda de la siguiente manera:

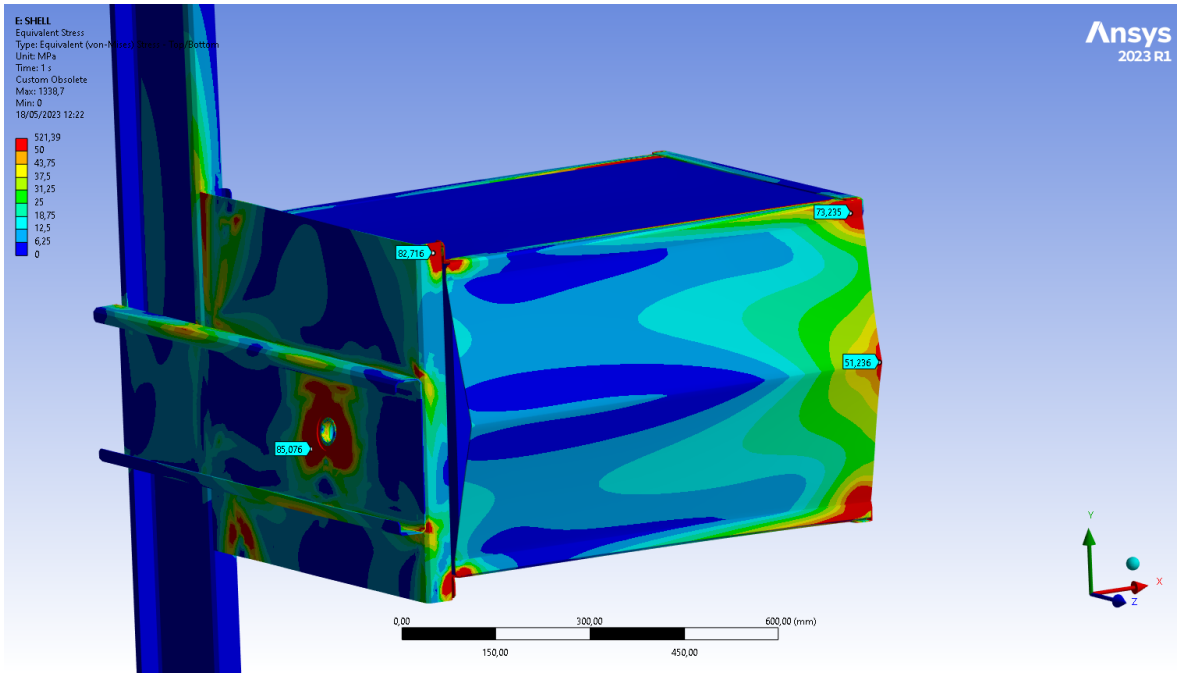


Figura 4.19.- Tensión del conjunto, con tensiones por encima de 50 MPa *en color rojo.*

Dejando de lado las singularidades, se aprecian ligeras áreas de tensión en los bordes del marco cuadrado, y de la carcasa V, aunque no llegan a 100 MPa por lo que no resultan preocupantes. Sin embargo, conviene estudiar la zona en la que el motor se une al marco a través de la brida, en el cual se observa una zona más grande de tensionado alrededor de esta.

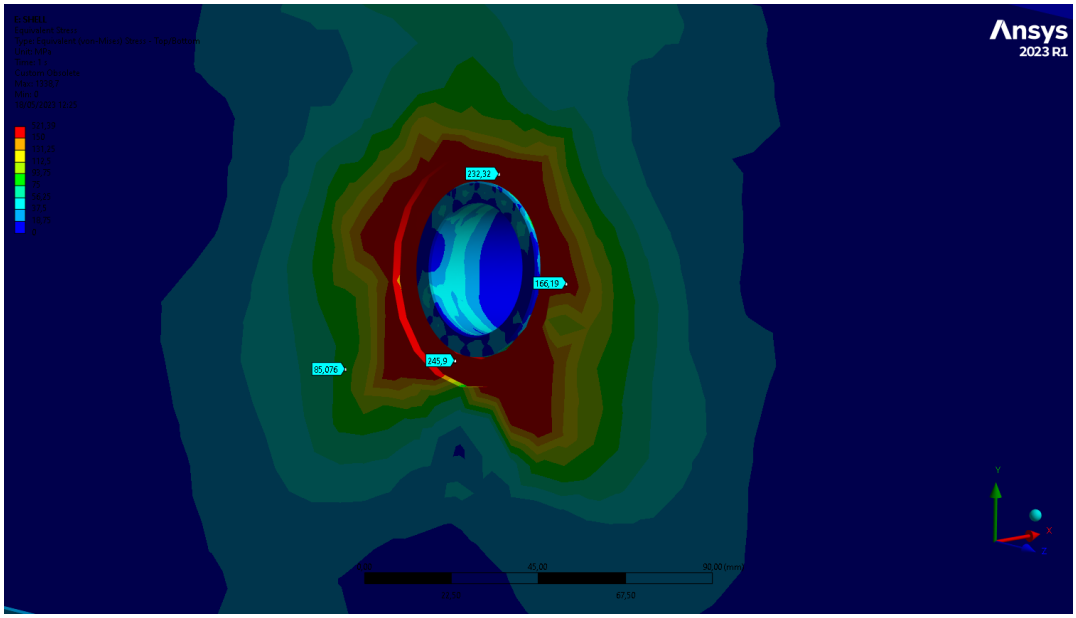


Figura 4.20.- Tensión en el marco rectangular, con tensiones por encima de 150 MPa en color rojo.

En esta última imagen se muestra el reparto de tensiones en esta zona, en el que se ha indicado en la escala de colores un mínimo de 150 MPa. La zona alrededor de la brida contiene unos valores de tensión preocupantes, al superar los 150 MPa en su mayor parte, y llegar a 250 en la región más cercana. Se podría tratar de una singularidad de unión, pero se observa una zona con valores constantes de 200 MPa, lo cual causaría una deformación permanente, lo que no sería admisible.

Tras este estudio en carga se evidencia que la situación de riesgo en la estructura se debe, más que al viento, a el motor que debido a su peso está cargando demasiado el marco y la brida, produciendo una zona con demasiada tensión y con una deformación considerable. Desde el área de diseño se ha propuesto añadir unas lamas horizontales de seguridad para darle más estabilidad al motor que irán soldadas a los extremos verticales del tubo de la brida.

4.7.- Implementación de lamas horizontales

El área de diseño ha facilitado el modelado 3D, que al implementarse a el modelo quedaría de la siguiente forma:

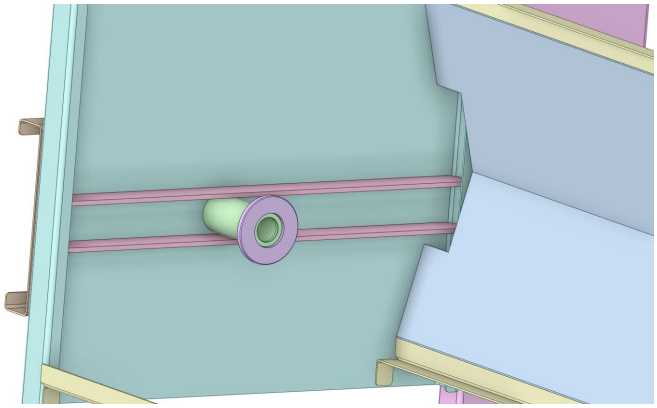


Figura 4.21.- Conjunto con lamas horizontales implementadas.

Estas lamas horizontales tienen un grosor de 6 mm, se sueldan en el marco rectangular, con el que quedan encajados en su extremo. Además de apretar por ambos lados el tubo de la brida, también están soldados a ella. El objetivo de los tubos es, por un lado, reducir el desplazamiento del motor, y por otro lado, disipar esa tensión que se origina en la periferia de la unión brida en el semimarco.

4.7.1.-Deformación

Al relanzar la simulación, se ha obtenido diferencia muy grande en comparación con el caso anterior:

	General	Motor	Carcasa V
Deformación inicial (mm)	18,50	18,50	9,66
Deformación con lamas de seguridad (mm)	8,57	3,91	8,57

Tabla 4.5.- Comparativa de deformación del conjunto con o sin lamas.

Lo primero que se observa en los resultados mostrados en la Tabla 4.5 es una mejora considerable de la deformación del motor, al pasar de 19,5 mm a 3,9 mm, confirmándose el hecho de que las lamas están cumpliendo su función. Lo segundo que se percibe es que la

deformación en la carcasa V apenas baja 1 mm, lo cual era de esperar, al no tener efecto directo en ellas la incorporación de las lamas.

Lo último que se observa, es que la mayor deformación del conjunto ha pasado de ser la del motor, a la del viento en la carcasa, la cual, como se ha explicado anteriormente, no es nuestra mayor preocupación, además de estar en valores muy bajos. La deformación general visual del conjunto nos quedaría así:

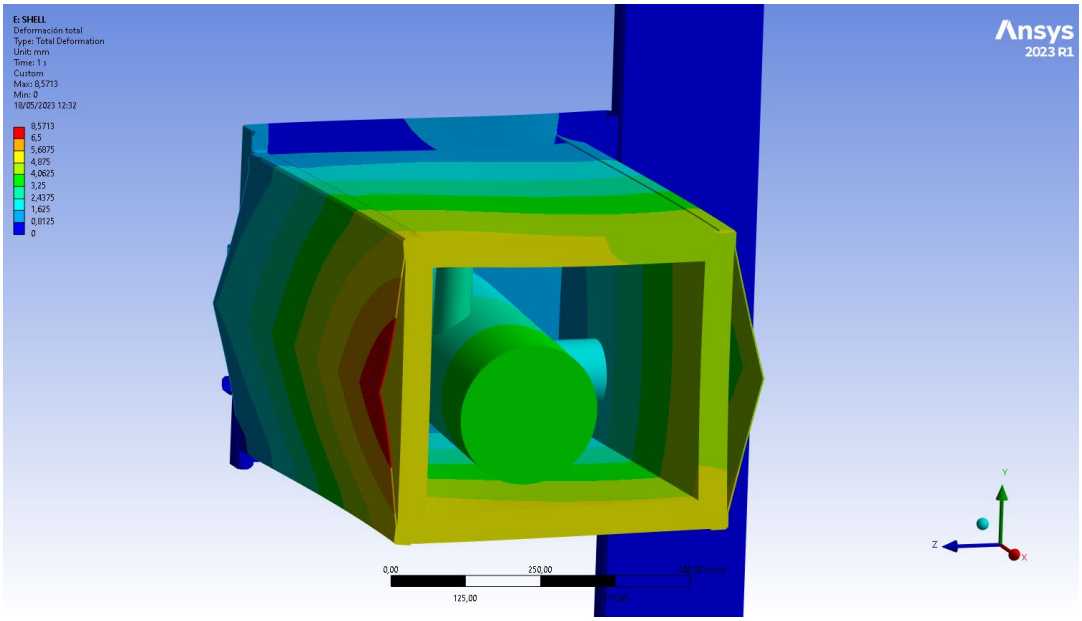


Figura 4.22.- Deformación del conjunto con lamas con corte transversal.

En el caso del motor aislado y de la carcasa aislada, la distribución es igual, pero con valores más bajos. Para visualizar de forma separada la deformación de el motor y de la carcasa, consultar el Anexo 3.

4.7.2.-Tensión

Una vez comprobada que la deformación disminuye enormemente, es necesario comprobar la tensión del conjunto de nuevo. Aplicando la misma escala de colores que en el anterior caso, se obtiene la siguiente distribución:

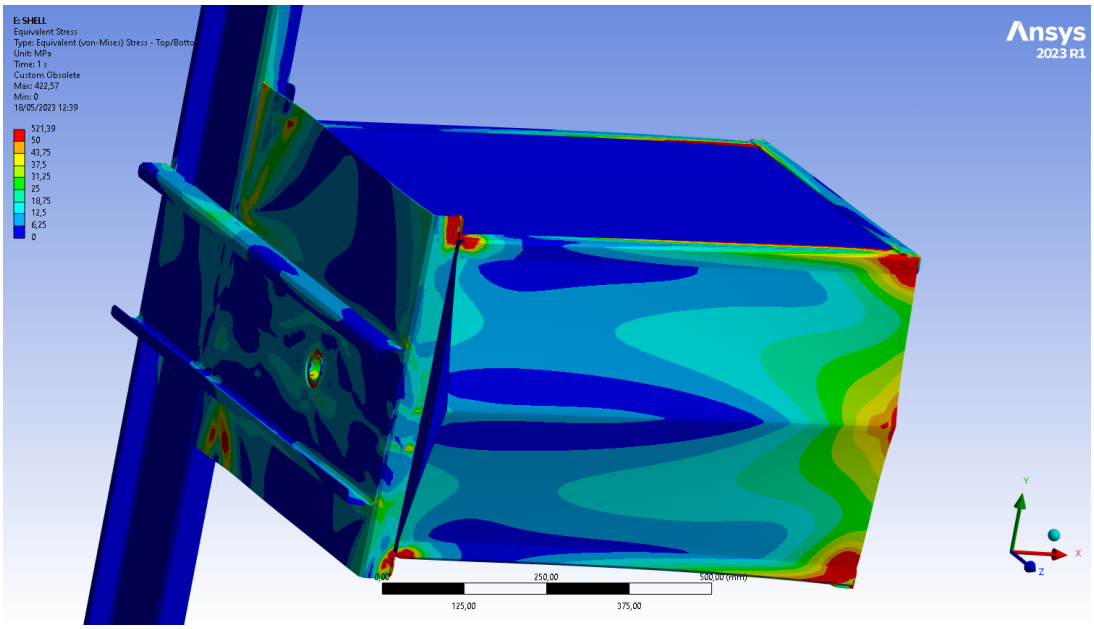


Figura 4.23.-Tensión del conjunto con lamas horizontales, con un mínimo de 50 MPa en las zonas rojas.

Como en el caso de la deformación, la implementación de las lamas de seguridad no tiene mucho efecto en la tensión de la carcasa, como era de esperar. Se mantiene prácticamente idéntica a antes, con valores que siguen sin ser preocupantes.

La zona que más contrasta es la de la periferia del conjunto de la brida. Esa zona que antes se encontraba en rojo, es decir, con valores por encima de 50 MPa, ahora es prácticamente imperceptible, con excepción de alguna pequeña área, probablemente debido a singularidades. También conviene examinar el tensionado de las lamas:

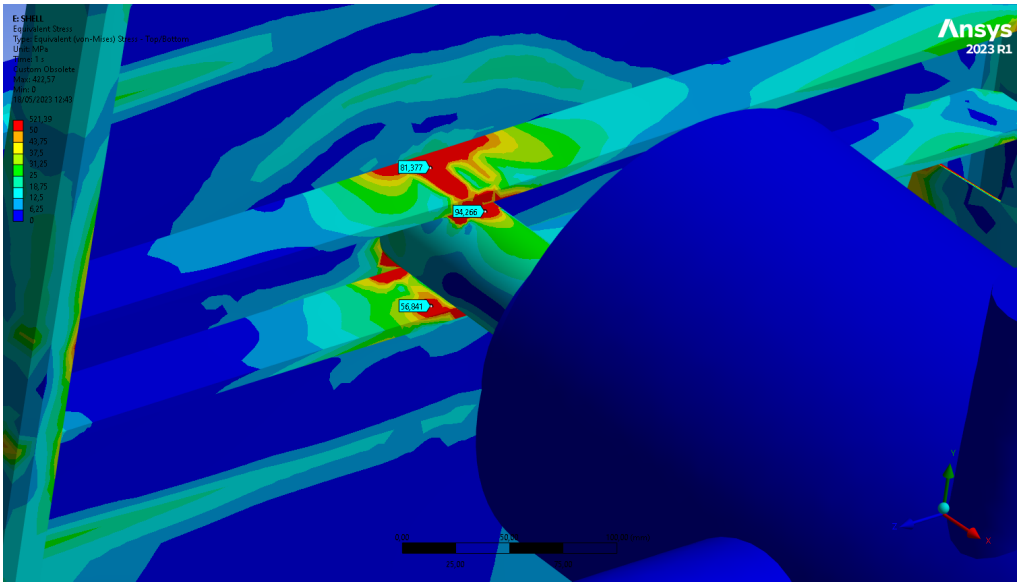


Figura 4.24.- Tensión en las lamas horizontales, con un mínimo de 50 MPa *para las áreas en rojo.*

Se comprueba que efectivamente, las lamas cumplen su función. Reducen enormemente la deformación del motor, y absorben esa tensión de más de 150 MPa que antes se daba en el marco, a una de máximo 100 MPa en su área de contacto con el conjunto brida. Sigue siendo un valor alto, pero aceptable. Por lo tanto, merecen la pena aplicársela a todos los casos.

4.8.-Comparativa de los diferentes casos de carga

Como se ha descrito al inicio del capítulo, este dámper es bidireccional, lo que significa que el viento o flujo de aire puede atravesarlo en ambos sentidos. Además, su configuración puede ser vertical y horizontal dependiendo del caso. Por lo tanto, sólo se ha estudiado uno de los 4 casos posibles, el del dámper en posición vertical y el viento en sentido eje Z negativo.

Esto puede tener grandes efectos en los resultados de deformaciones y tensiones, ya que en algunos casos las fuerzas se suman en un mismo eje, en otras se restan, y en otras se encuentran en ejes perpendiculares, por lo que será necesario comparar todos los casos. En la siguiente tabla se muestra un esquema para mostrar gráficamente cada caso:

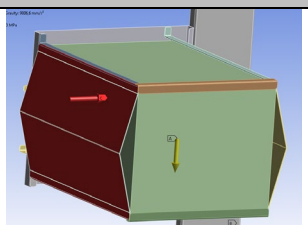
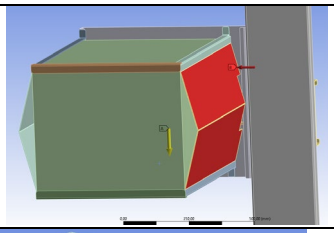
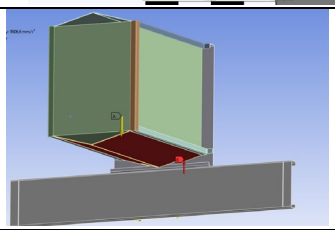
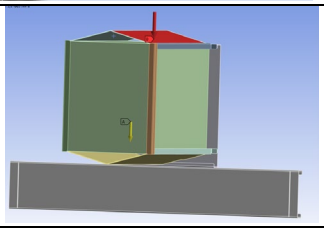
Caso	Gravedad	Presión del viento	Diagrama de fuerzas aplicadas en el conjunto
A	Y-	Z-	
B	Y-	Z+	
C	Z-	Z+	
D	Z-	Z-	

Tabla 4.6.- Diferentes casos de carga, con la presión del viento en color rojo y gravedad en color amarillo.

Es de esperar que la máxima deformación y tensión se dé en el caso D, al sumarse las dos fuerzas del eje Z que se aplican en el dámper; por contrapartida, la mejor situación debería darse en el caso C, al contrarrestarse la una con la otra. Cabe decir que no tiene por que ser así, ya que, en los dos primeros casos, es decir, en los de la distribución vertical, se produce una fuerza resultante con un ángulo determinado, por lo que debido a esto y a la forma del conjunto en la que está sustentado el motor es imposible predecir que resultado tendrá en comparación con los de la disposición horizontal. En la siguiente tabla se muestran los resultados obtenidos, también contando con el caso A, pero sin las lamas horizontales incorporadas, que se han distinguido como "A*":

Caso	Deformación máxima del conjunto (mm)	Deformación máxima del motor (mm)	Deformación máxima de la carcasa en forma de V (mm)	Tensión media de conjunto (MPa)
A*	18,50	18,50	9,66	13,06
A	8,57	3,91	8,57	10,73
B	7,33	3,83	7,33	10,44
C	4,79	1,15	4,79	8,03
D	11,40	2,98	11,40	11,41

Tabla 4.7.- Comparativa de resultados en carga del dámper según caso.

Se puede observar que, dentro de los casos con las lamas horizontales ya instaladas, el caso con la deformación general más alta era el que anteriormente se suponía es decir, el caso D, en el que se alinean peso y presión del viento. También es aquel en el que la presión media del conjunto es la más alta. Sin embargo, la deformación o desplazamiento del motor es ligeramente más alta en los dos casos de geometría vertical.

En cualquiera de los casos, siguen siendo resultados aceptables, ya que en cuanto al obtenido en el motor ninguno llega a medio centímetro de desplazamiento, y únicamente llegan a 1 cm de deformación de la carcasa en el último de los casos. En el caso de la tensión, se ha utilizado la media del conjunto, al no ser realmente útil la máxima, debido a la existencia de singularidades. La media nos sirve para hacer una comparativa general, pero realmente hay que echar un vistazo a la distribución gráfica para cerciorar que no hay

ninguna zona en la que se mantiene un valor de tensión demasiado alto, por encima de los 150 MPa, lo cual se ha verificado.

Se han comprobado que la estructura diseñada para sostener el motor del dámper es capaz de aguantar en los 4 casos de carga posibles. Sin embargo, hay un caso extremo que se podría estudiar, en el que la presión generada por el flujo del viento puede llegar a 10000 Pa, en vez de los 3000 que se han utilizado en todos los casos. Se trata de las situación en la que se produce el efecto pistón.

4.9.-Caso efecto pistón

4.9.1.-¿Qué es el efecto pistón?

El efecto pistón es un fenómeno que se da en túneles por los que circula un tren o metro a altas velocidades. Cuando atraviesa el túnel, el tren o metro ejerce de pistón, empujando el aire que se encuentra a su paso, de manera que ante el tren se genera una "bolsa" de aire con una presión superior a la normal.

Así que cuando el tren está llegando a la estación, previamente a su entrada, llega el aire empujado por él generando corrientes de aire que en según que estaciones llegan a ser molestas para los que esperan su llegada. En ciertas ocasiones este fenómeno es altamente perceptible, pero hay otros casos en el que es prácticamente inexistente. Esto es debido al coeficiente de bloqueo. El coeficiente de bloqueo es un parámetro que mide la magnitud de estas presiones creadas por el pistón, y que viene determinado por el cociente entre el área del convoy y el área del túnel. De esta forma, cuanto menos espacio libre haya entre el tren y el túnel que lo rodee, más alto será el coeficiente de bloqueo, y por lo tanto, se asemejará más a un pistón puro y creará una presión en el flujo del aire más alta.

Esto se puede ver reflejado en la Figura 4.25, en la que a la izquierda se muestra un túnel por el que pueden circular dos trenes en ambos sentidos, y a la derecha un túnel por el que únicamente se puede circular en un sentido. Al ser mucho más grande la superficie del túnel en comparación con la del vagón en el caso de los dos sentidos, el coeficiente de bloqueo es más bajo que en el unidireccional, al ser el mismo tren, pero con una superficie de túnel mucho más pequeña.[8]

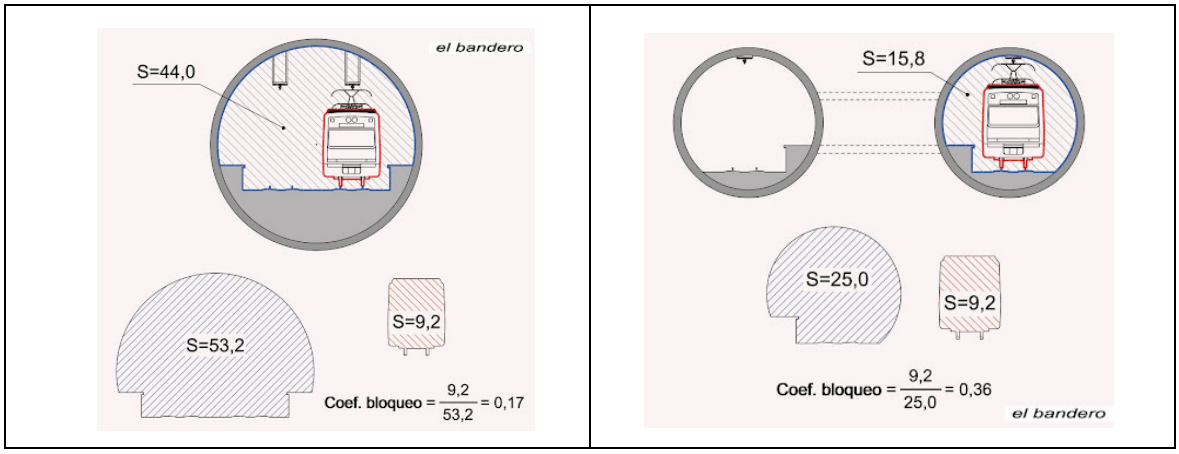


Figura 4.25.- Diferencia entre diferentes coeficientes de bloqueo

Se ha explicado esto ya que, en el caso de que en los extremos del túnel exista un conducto de ventilación, que esté regulado a través de un dámper, es cuando este, tendrá que soportar una presión puntual ejercida por el aire empujado por el tren, que puede llegar a los 10000 Pascales, por lo que es interesante analizarlo con el conjunto de estudio en cuestión.

4.9.2.-Aplicación en el dámper.

Debido a que lo más interesante resulta en estudiar el peor caso posible, se ha sustituido la presión de 3000 Pa por la de 10000 Pa del efecto pistón en el último de los casos, el D, ya que esta alta presión de aire se ejercerá en la misma dirección y sentido que el peso del conjunto. Una vez realizada la simulación, se va a comparar los resultados con los obtenidos anteriormente en el mismo caso, pero con la presión estándar:

Caso	Presión del viento (Pa)	Deformación máxima del conjunto (mm)	Deformación máxima del motor (mm)	Deformación máxima de la carcasa en forma de V (mm)	Tensión media de conjunto (MPa)
D	3000	11,402	2,9826	11,402	11,417
D	10000	31,036	5,1305 mm	31,036 mm	18,794 MPa

Tabla 4.8.- Comparativa del caso D según la presión de viento aplicada.

En esta última table se observa, en primer lugar que, obviamente, todos los valores,

tanto de deformación como de tensión, aumentan. La deformación más grande, se produce en la carcasa, que, al ser empujada por una presión de aire tan fuerte, es desplazada 3 cm, lo cual es relativamente considerable. Pero lo importante está en que el desplazamiento del motor, pese a aumentar en 3 mm, sigue siendo muy bajo.

Esto sucede debido a que, por un lado, la carcasa en forma de V, por mucho fuerza que se le aplique, queda demostrado que no es capaz de deformar gran cosa el semimarco rectangular y cuadrado en su extremo, deformación que en última instancia se transmitiría al motor en forma de desplazamiento. Este marco rectangular, como se puede ver la siguiente figura, únicamente se desplaza en su extremo 3 mm, una deformación muy pequeña comparada con los 31 mm del extremo de la carcasa en V.

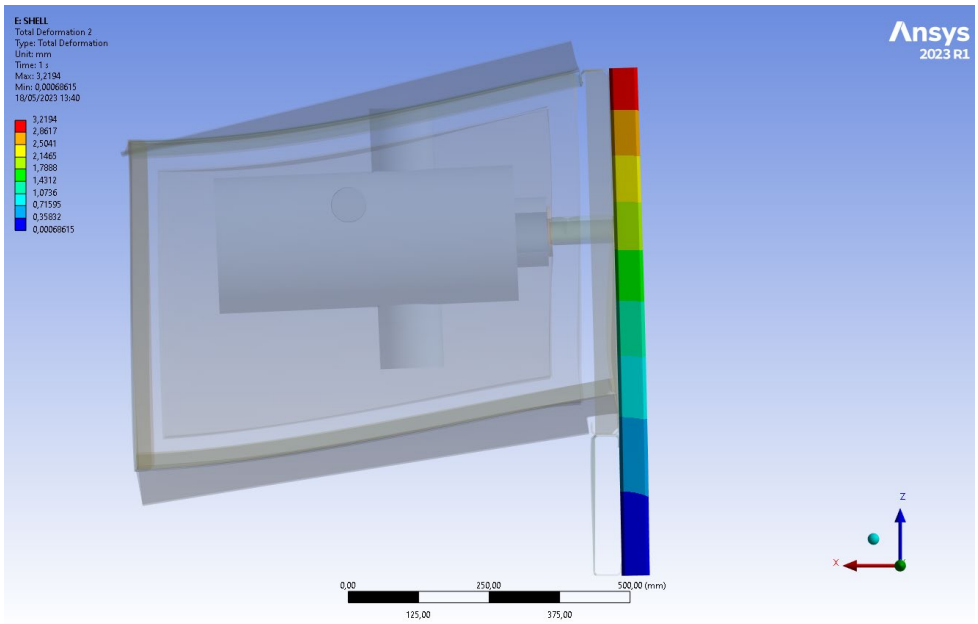


Figura 4.26.- Deformación del marco rectangular

Por otro lado, la deformación de la carcasa V podría resultar en una deformación del motor en el caso en el que la carcasa se deforme tanto, que llegue a tocar el motor. Sin embargo, aunque parece la situación que se da en la captura de simulación mostrada en la última figura, se trata de una deformación exagerada, ya que 3 mm son prácticamente imperceptibles. Si nos se va a la realidad, como se puede ver en la Figura 4.27 , el extremo de la carcasa V, en donde se produce la mayor deformación, dista de prácticamente 60 mm del *jacket*, de forma que no lo llegaría ni si quiera a tocar. El resto de la carcasa si es cierto

que deformaría un cierto valor, pero, aunque consiguiese alcanzar al *jacket*, se ve amortiguado por él al ser de material textil, y no podría llegar a desplazarlo esos otros 6,5 mm que lo separan del extremo lateral del motor:

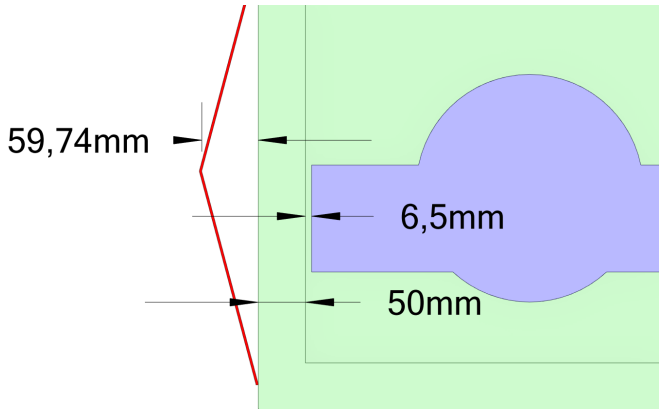


Figura 4.27.- Distancia entre motor, jacket y carcasa V.

En la Tabla 4.8 también se aprecia un aumento de tensión media considerable, por lo que es necesario comprobar la distribución de tensiones a nivel visual:

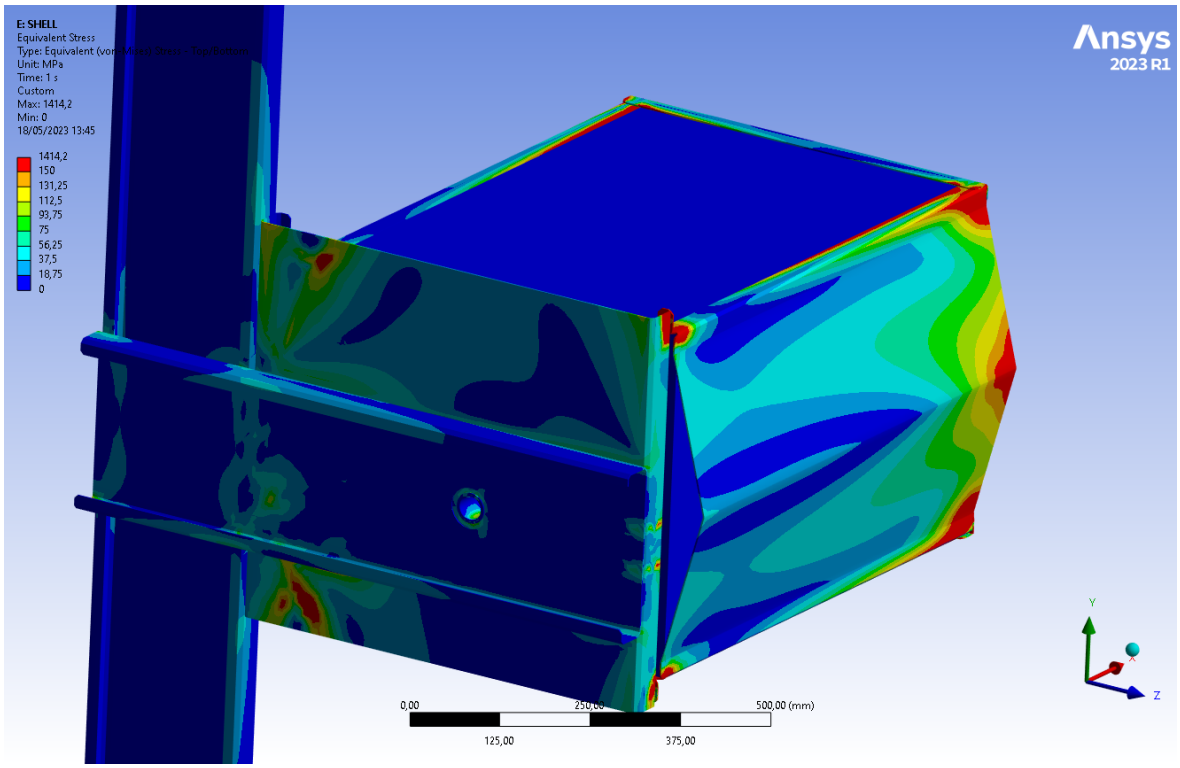


Figura 4.28.- Tensión en el conjunto dámper en el caso del efecto pistón, con tensiones por encima de los 150 MPa en color rojo.

Al igual que la deformación, la tensión ha aumentado mucho únicamente en la carcasa V, al ser donde incide directamente el viento (Figura 4.28). En sus extremos, además de en las zonas de unión con el marco, se generan unas tensiones de cómo mínimo 150 MPa, que suponen unos valores alarmantes teniendo en cuenta que en sus extremos superan los 200 MPa, lo llevaría a una deformación permanente de la estructura.

Es por esto por lo que este dámper no sería recomendado para un caso en el que se produzca el efecto pistón, a menos que se aumente la chapa para disipar esas tensiones y evitar que deformen permanentemente. Para el resto de los casos la estructura aguantará sin problema, siempre y cuando se instalen las lamas horizontales de seguridad, que aportan mucha rigidez a la estructura del motor.

5. VENTILADOR VERTICAL

A continuación, se va a proceder con el segundo caso del proyecto, el ventilador vertical axial para el proyecto de "Amman".

5.1.-Reparación de Geometría

En este caso es muy importante dedicarle una buena cantidad de tiempo a simplificar la geometría recibida desde el área de delineación, al ser bastante compleja y constar de numerosos elementos que no son necesarios para la simulación. A diferencia del caso del dámper, en el que se ha explicado rigurosamente todos los cambios en la geometría, con este ventilador se va a proceder de forma más rápida. El resultado final de la simplificación de la geometría se puede visualizar en la siguiente tabla:

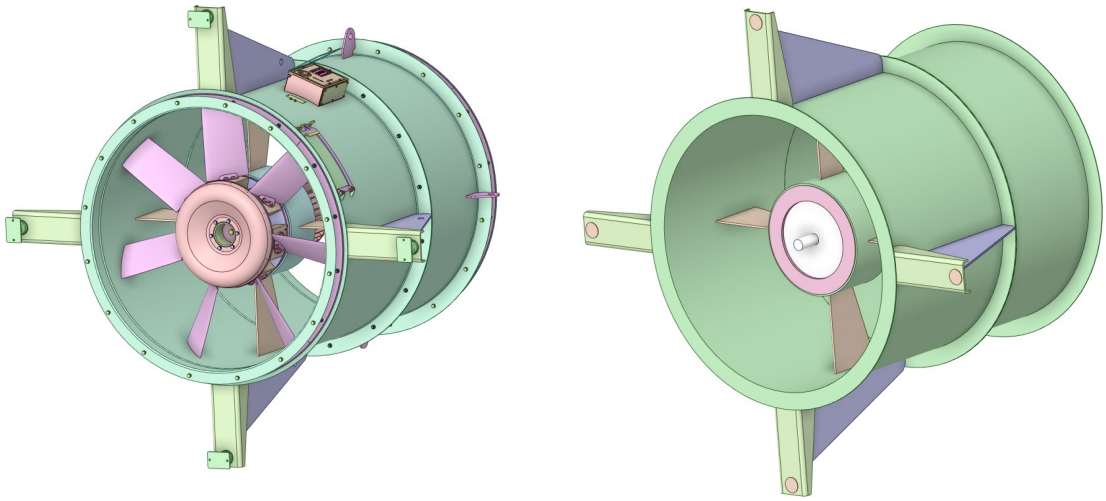


Figura 5.1.- Simplificación de la geometría del ventilador

Los cambios más significativos han sido los siguientes

- Eliminación completa de las orejetas (debido a que, como se ha explicado anteriormente, su única función es la de izar el ventilador a la hora de transportarlo), caja de bornas y rodete, y otros componentes eléctricos.
- Eliminación de las uniones atornilladas.

- Eliminación de redondeos, ranuras y agujeros redundantes, como los creados al eliminar las uniones atornilladas.
- Sustitución de los muelles elásticos por un soporte circular modelado.
- Eliminación del rodete, y chapas exteriores de los laterales.
- Simplificación del motor.

El hecho de eliminar el rodete puede resultar algo innecesario al ser un conjunto de vital importancia para el ventilador. Sin embargo, por norma general se suele eliminar y sustituir por fuerza equivalente, debido a su alta complejidad de simulación debido a su geometría y funcionamiento por lo que se suele estudiar de forma separada. Uno de los objetivos del proyecto será intentar implementarlo en la simulación, pero se explicará más tarde.

La simplificación del motor (Figura 5.2), al igual que la del dámper, es realmente necesaria ya que no se podría llegar a simular con el modelo CREO existente, debido a que cuenta con numerosas especificaciones técnicas como las aletas para disipar el calor o como el cableado eléctrico, que no son relevantes para el objetivo que se busca. Se ha modelado prácticamente como un cilindro macizo, conservando sus dimensiones, y con un nuevo volumen de 0,1042 m^3, por lo que, para obtener esa masa 632,7 kg, crearemos un nuevo material con las características del acero y con una densidad de 6072 kg/m^3.

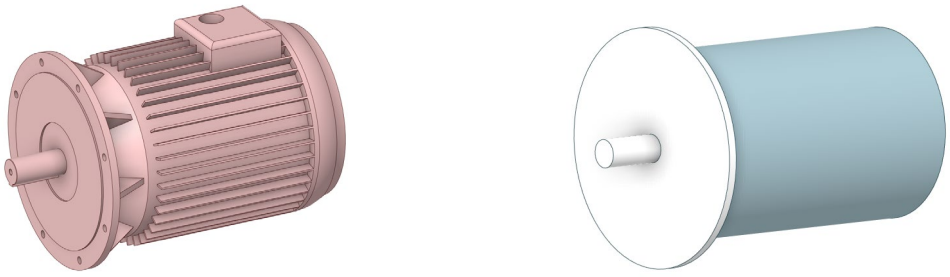


Figura 5.2.- Simplificación del motor

Como se mencionaba anteriormente, los apoyos elásticos AMC van a ser sustituidos por unos apoyos circulares (Figura 5.3) de 6 mm de espesor y 50 de diámetro, sobre los que se aplicarán las condiciones para los 3 apoyos que se estudiarán.

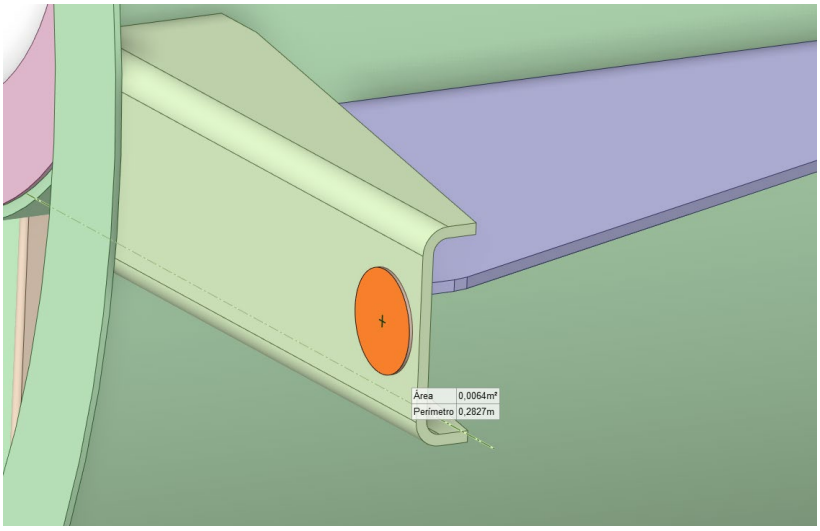


Figura 5.3.-Apoyos circulares modelados

Al igual que con la reparación de la geometría del dámper, se vuelve a reflejar la enorme diferencia entre la geometría inicial, reparada y *shell*. De hecho, con este ventilador, la geometría sin reparar es tan complicada que no es posible ni realizar el mallado general adaptativo con 10 mm, pero una vez reparado se obtienen los siguientes valores, que son mostrados en la siguiente tabla de cara a visualizar una vez más la importancia de la reparación y conversión a tipos *shell*:

Geometría con mallado de 10 mm	**Sin agujeros y redondeos**	**Tipo *shell***
Número de nodos	1.482.513	178.448
Número de elementos	677.838	169.822
Tiempo de simulación en carga	9 m 21 s	54 s
Calidad media de elementos.	0,62485	0,94413
Oblicuidad media de elementos.	0,5026	0,06282

Tabla 5.1.- Comparativa de mallados según geometría

5.2.-Mallado

Como era de esperar, finalmente se ha procedido con elementos tipo *shell*, una vez la geometría ha sido simplificada. A través del criterio de convergencia se ha obtenido el siguiente mallado, al que se incorpora el tiempo de simulación moda, análisis, que a diferencia del caso del dámper, será necesario:

	Conjunto tipo *shell*	**Motor**	**Tiempo de simulación en carga**	**Tiempo de simulación modal**
Tamaño de elemento	10 mm	40 mm	55 s	1 m 21 s

Tabla 5.2.- Mallado definido a través del estudio de convergencia

Se ha llegado a la conclusión, tras varias iteraciones, de que el mallado del motor no tiene un gran efecto en los resultados en carga ni en los modales y que, siendo el único elemento tipo sólido, reducir su tamaño de elemento aumentaría demasiado el tiempo de simulación obteniendo unos resultados similares, por lo que con 40 mm será suficiente. Normalmente habría que distinguir entre mallado de diferentes elementos, pero al ser utilizar elementos tipo *shell* unidos con *sharetopology* se confirma que ya es suficiente preciso y uniforme incluso en las uniones. El mallado que se obtiene es el siguiente:

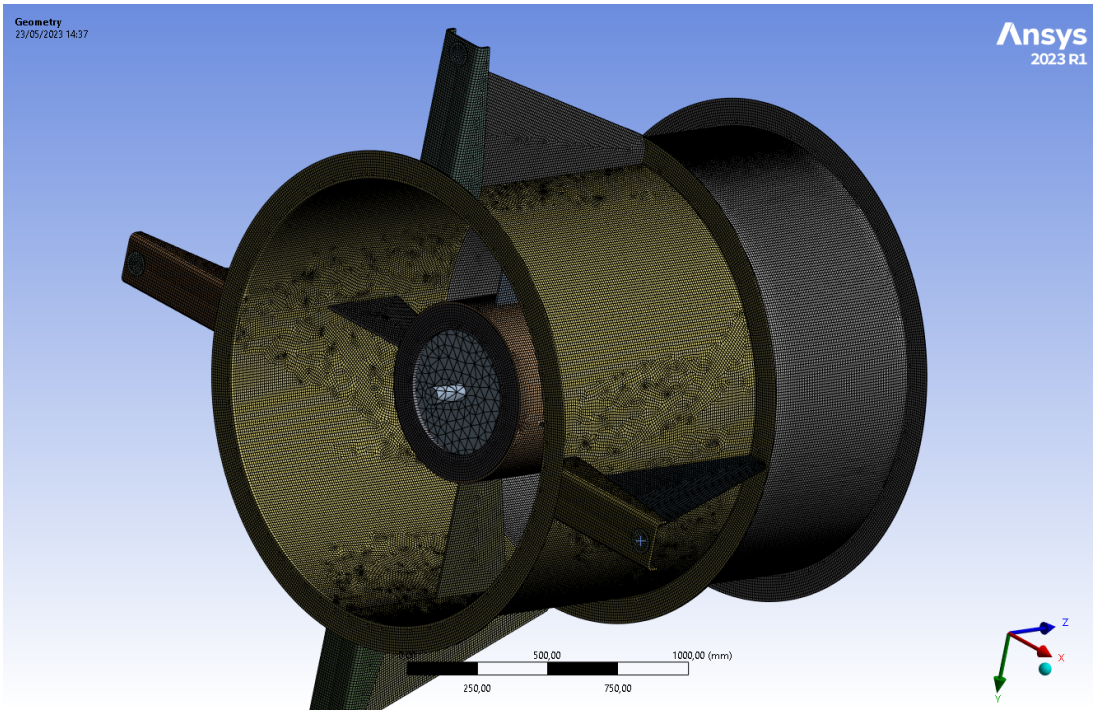


Figura 5.4.- Mallado resultante del ventilador vertical.

El tamaño de elementos es tan pequeño en la mayor parte del conjunto que hace que sea prácticamente imperceptible en la Figura 5.4 , por lo que se puede consultar el Anexo 4, en el que se muestran unas imágenes más en detalle del este. En las imágenes de mallado de las carcasas, mostradas en el Anexo 4, se ve reflejado cómo, al utilizar un mallado adaptativo, la carcasa corta es mucho más uniforme que la larga, al no tener ningún componente incorporado en su cara lateral, como directrices o soportes laterales, con el que tenga que crear un mallado más refinado en su periferia. La calidad media del mallado es excelente, de valor 0,95215, y con la distribución que se muestra en la Figura 5.5, la cual refleja que la mayor parte de los elementos se encuentran muy cerca del valor 1, valor que se busca:

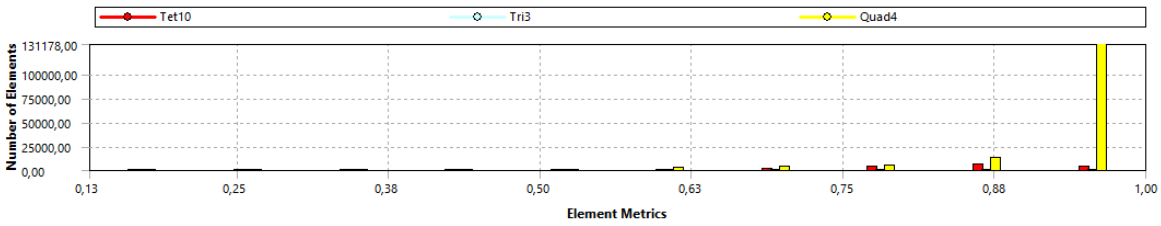


Figura 5.5.-Calidad de los elementos del mallado

En el caso de la oblicuidad, también se obtienen valores muy buenos, con una media de 0,05685, y con la siguiente distribución que también se acerca a los valores buscados, en este caso a la izquierda de la gráfica, es decir, cercanos a 0:

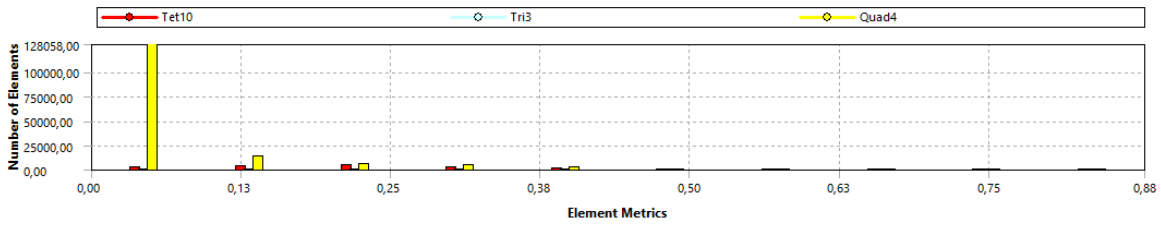


Figura 5.6.-Oblicuidad de los elementos del mallado

5.3.-Condiciones de contorno y fuerzas iniciales

A continuación, se describirán las condiciones iniciales y resultantes de fuerzas con las que se comenzará el estudio. En este proyecto se estudiarán distintas configuraciones para el ventilador, pero las condiciones iniciales serán las mismas para todos:

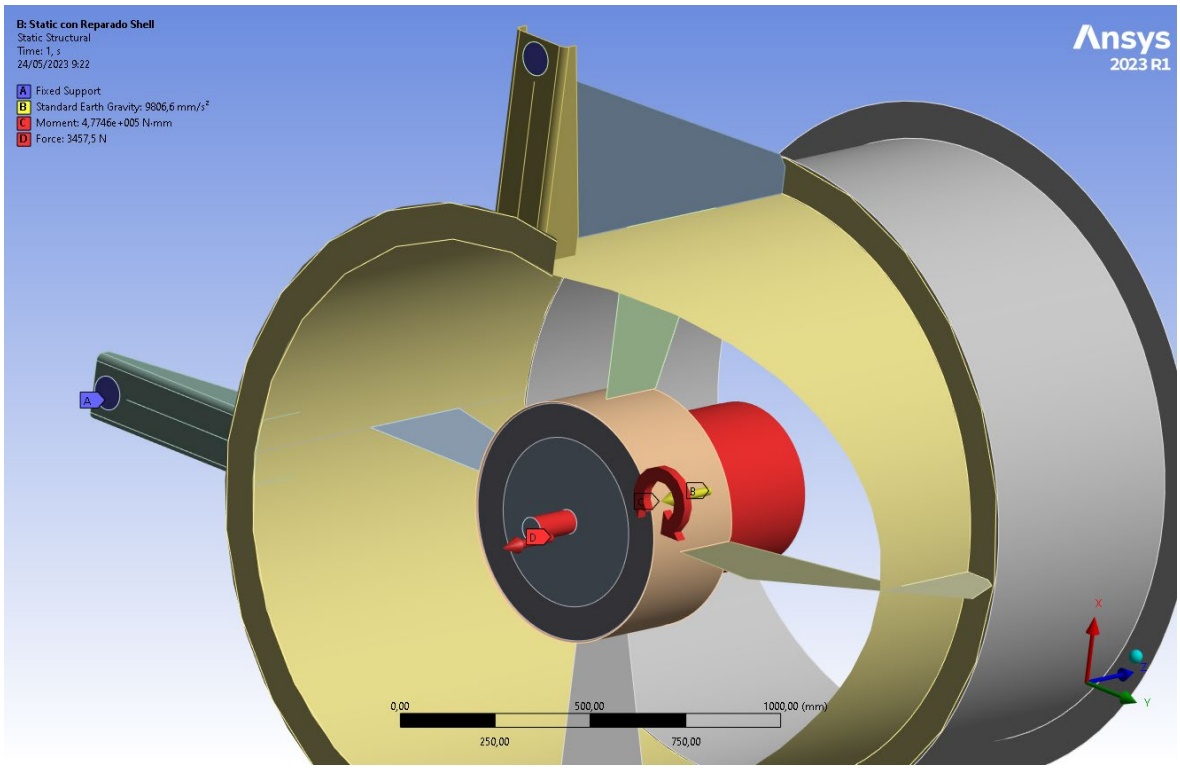


Figura 5.7.- Esquema de fuerzas inicial.

En la Figura 5.7, se pueden apreciar las condiciones y fuerzas iniciales aplicadas a el conjunto:

- **Gravedad terrestre:**
  - Magnitud: 9,8066 m/s²
  - Dirección: Z- (ventilador vertical)
  - Aplicación: todo el conjunto
  - Identificación: Etiqueta “B”, flecha color amarillo.

- **Peso del rodete:**
  - Magnitud: 1914,92 N (195,4 kg de masa)
  - Dirección: Z-
  - Aplicación: eje del motor
- **Empuje del rodete:**
  - Magnitud: 1542,58 N
  - Dirección: Z-
  - Aplicación: eje del motor
- **Resultante del rodete:**
  - Magnitud: 3457,5 N (Peso + Empuje)
  - Dirección: Z-
  - Aplicación: eje del motor
  - Identificación: Etiqueta “D”, flecha color rojo.
- **Torque del estator:**
  - Magnitud: 477460 N.mm
  - Dirección: Sentido horario -Vista eje Z-
  - Aplicación: exterior del motor
  - Identificación: Etiqueta “C”, flecha horaria color rojo.
- **Apoyo fijo:**
  - Aplicación: soportes circulares
  - Identificación: Etiqueta “A”, color morado.

Los tres tipos de apoyos que se van a comparar van a ser igualmente aplicados en los soportes circulares. En cuanto al empuje, al ser un ventilador bidireccional podría ser en ambos sentidos, pero como siempre, se supondrá el peor de los casos, en el que el ventilador empuje el aire hacia arriba (Eje Z positivo), y el empuje, que es la fuerza opuesta que se genera en los álabes, coincida con el sentido del peso del ventilador, es decir, en sentido Eje Z negativo. Ambos van a ser aplicados en el eje del motor, que es la superficie sobre la que se apoyaría el rodete.

En cuanto al torque que se aplica en el estator del motor, es necesario recordar el perfil aerodinámico de los álabes para entender su sentido direccional:

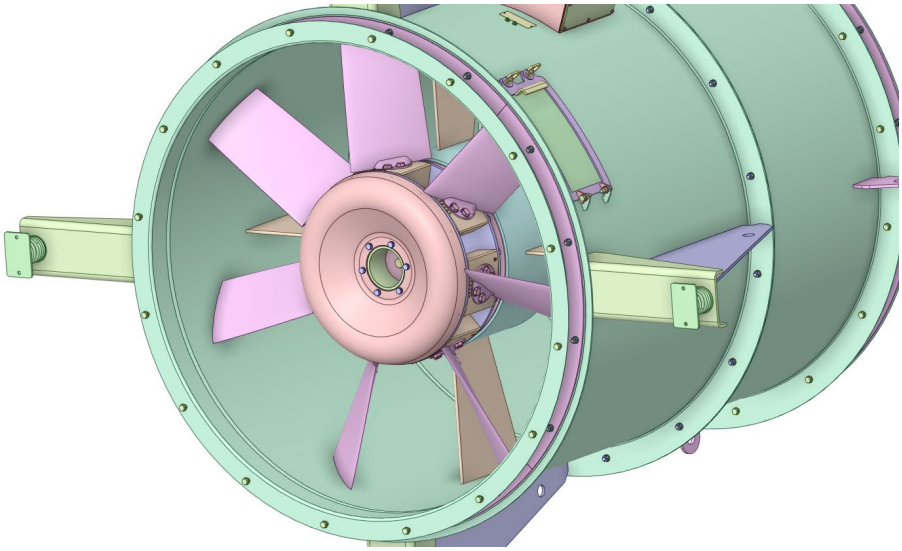


Figura 5.8.- Ventilador original con rodete.

Si se tiene en cuenta el perfil de los álabes, según el sentido horario o antihorario con el que gire el rodete, el aire se empujará hacia un sentido del eje Z o hacia el contrario. En este caso, al querer empujar el aire hacia arriba (Eje Z positivo), el rodete giraría en sentido antihorario. En el estator del motor se crea un torque o momento torsor con el sentido opuesto al del rotor (horario), que coincide con el del eje del rodete al ser solidario, y que tiene un valor de 477460 Nmm.

5.4.-Primer caso: apoyo fijo atornillado

En este primer caso, se supondrá que el ventilador estará directamente atornillado al suelo, a través de los soportes circulares. En ANSYS se utilizará la herramienta *Fixed support* (Apoyo fijo), que se aplicará sobre la cara que estará en contacto con el suelo, de los soportes circulares:

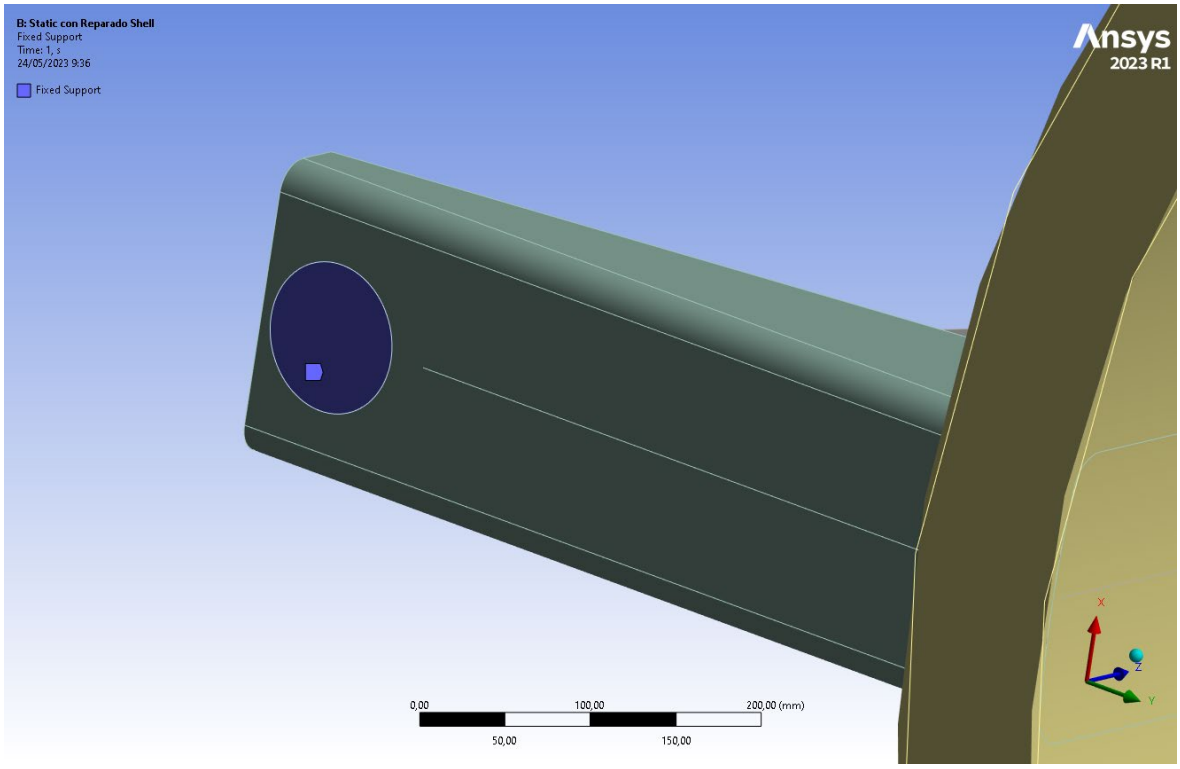


Figura 5.9.- Apoyo fijo en ANSYS

En la última figura se observan superficies planas ya que se están trabajando con elementos tipo "*shell*" en los que a priori únicamente se muestra la superficie media.

5.4.1.-Análisis en carga:

Para este primer caso se obtiene, con una simulación de 54 segundos de duración, una deformación máxima en el conjunto de 0,4437 mm. Este valor máximo se da, como era de esperar, en el cubo del motor y en su unión con las directrices, al ser estas últimas el nexo entre el motor, al que se le aplican todas las fuerzas, y el ventilador, como se ve reflejado en la siguiente figura:

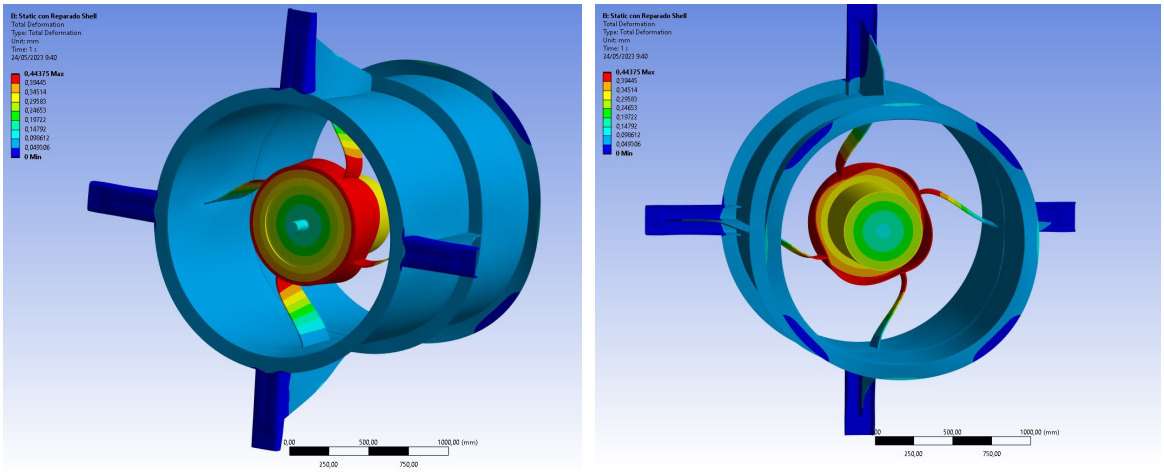


Figura 5.10.- Deformación exagerada del ventilador con apoyo fijo

Como se ha explicado en el apartado 3.2.7.1.-Análisis estático o en carga", la deformación mostrada en la última figura es una exageración generada en el programa con el objetivo de visualizar de mejor forma los resultados, que al ser tan pequeños en una escala real no sería posible apreciar, como se puede ver en la Figura 5.11. Se están obteniendo unos valores que no llegan ni siquiera a un mm de deformación, por lo que no resultan para nada alarmantes.

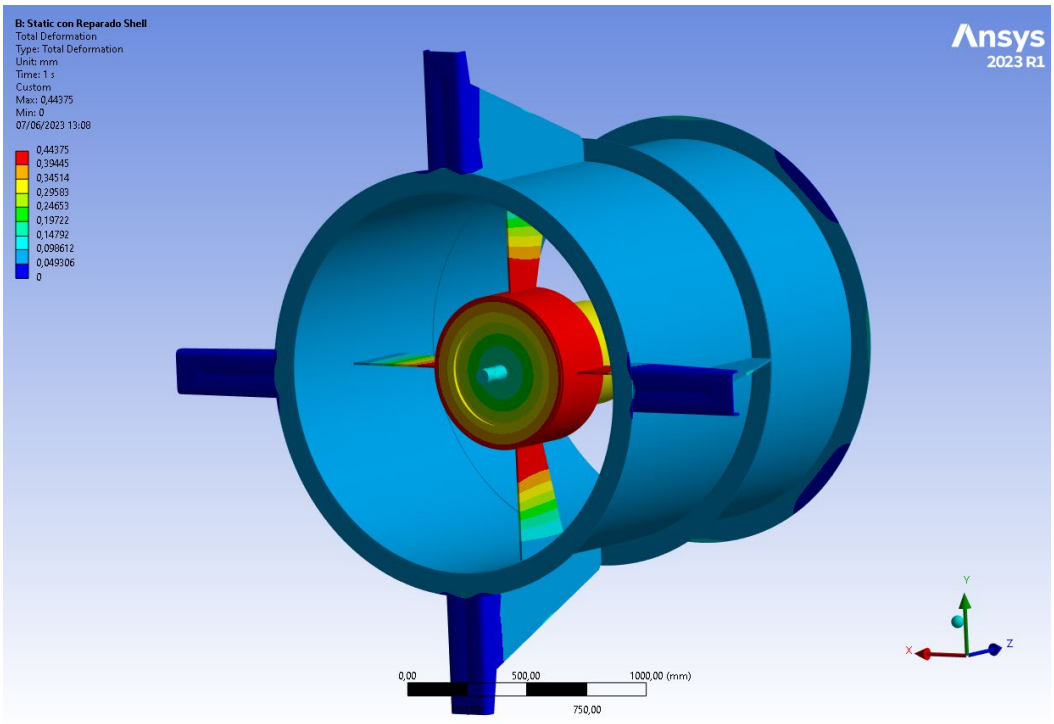


Figura 5.11.-Deformación del ventilador con apoyo fijo en escala real.

En cuanto a los valores de tensión existente en el ventilador, se han obtenido los siguientes valores para las zonas que se han considerado más interesantes de cara al estudio, en este caso, las directrices y los soportes:

	General	Directrices	Soportes
Tensión Máxima (MPa)	59,44	30,41	33,64
Tensión Media (MPa)	1,47	6,40	1,41

Figura 5.12.- Tensión del ventilador con apoyo fijo.

En cualquiera de los casos, se obtienen unos valores de tensión dentro del rango permitido, que en el caso del ventilador vertical sería marcado por un límite elástico de 290 MPa, por lo que ningún componente del conjunto está comprometido. Además, el valor máximo general de 59,443 MPa viene de la singularidad en las uniones de las directrices con la carcasa principal y con el cubo, por lo que no se debería de tener en cuenta. El reparto gráfico de tensiones se puede visualizar en la siguiente imagen:

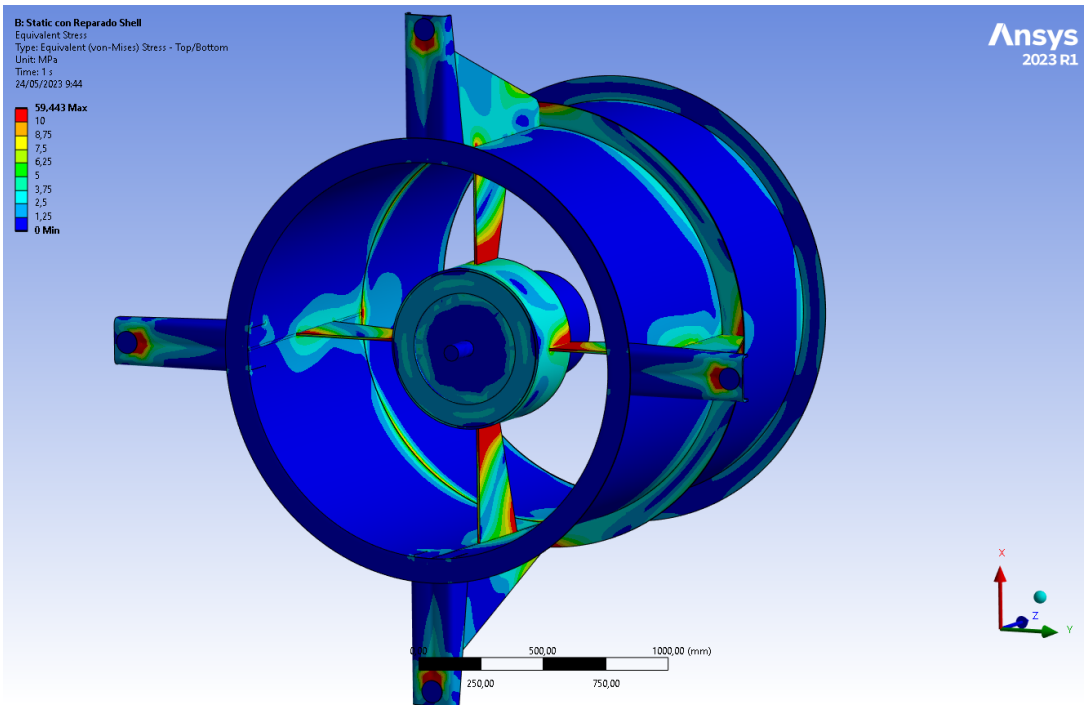


Figura 5.13.- Reparto de tensiones en el ventilador vertical con apoyo fijo.

Además de este reparto general, que se puede visualizar más en detalle en el Anexo 5, también se han aislado las directrices que soportan al conjunto motor, en la siguiente figura:

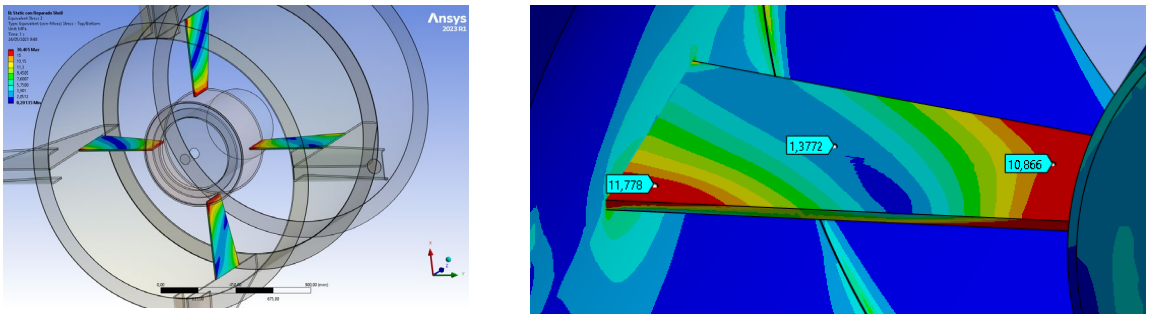


Figura 5.14.- Tensión en las directrices, con valores por encima de 10 MPa en color rojo.

5.4.2.-Análisis modal

El análisis modal se ha completado en un tiempo de 1 minuto y 24 segundos, y con el que, estableciendo 6 modos de vibración, se obtienen los siguientes resultados:

Modo	Tipo	Frecuencia (Hz)
1	Torsor	20,259
2	Balanceo parte de atrás motor lateral	34,804
3	Balanceo parte de atrás motor axial	34,858
4	Deformación parte de atrás carcasa diagonal	47,002
5	Movimiento eje z de todo el conjunto	53,215
6	Balanceo parte de atrás conjunto lateral	74,749

Tabla 5.3.- Modos de vibración del ventilador vertical con apoyo fijo.

Cada modo es diferente y la única forma de identificarlos es de forma visual, de cara a observar cual el movimiento de cada parte del conjunto en cada frecuencia natural de vibración. Los resultados visuales se pueden visualizar en el Anexo 6, no obstante, en la propia Tabla 5.3 se ha hecho una breve descripción para intentar definir su movimiento.

En este caso, el modo que realmente interesa es el Torsor, debido a que se encuentra por debajo, pero relativamente cerca, del rango de frecuencias que podría provocar una resonancia. Este rango es de entre 20 y 30 Hz, al proporcional el motor una velocidad de

rotación de 1500 rpm, lo que equivale a una frecuencia de 25 Hz, que se le debe de sumar y restar un valor de seguridad de el 20% del valor obtenido. Por lo tanto, se encuentra en el borde límite de la zona de resonancia.

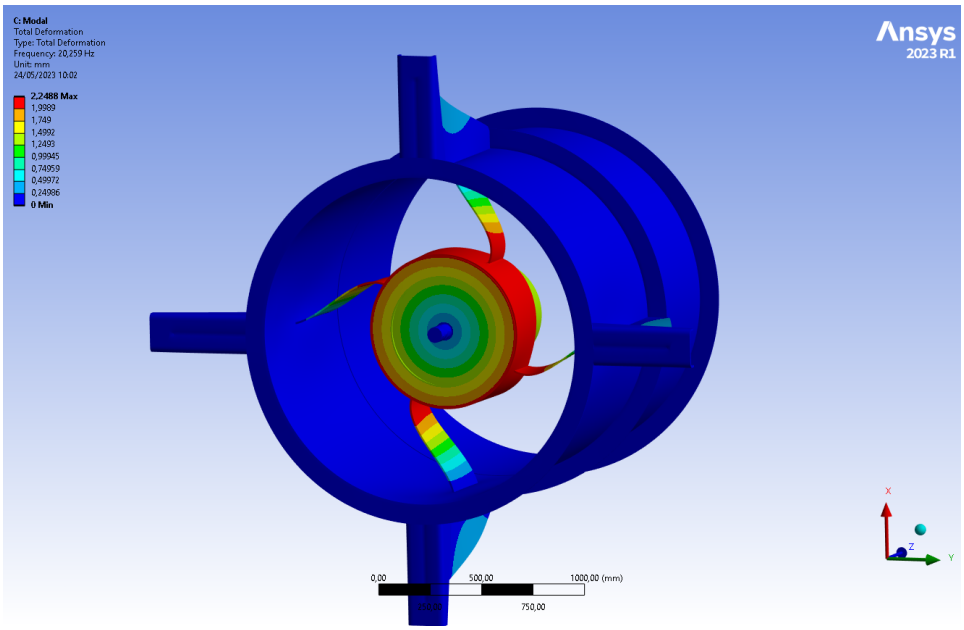


Figura 5.15.- Modo Torsor del ventilador vertical con apoyo fijo

Tal y como se observa en esta última figura, se trata de un modo Torsor puramente del conjunto motor, ya que el resto del ventilador permanece prácticamente estático. En cuanto al resto, los únicos que se encuentran relativamente cerca son el segundo y el tercero, que también se corresponden con un movimiento del conjunto motor, aunque en este caso, de balanceo lateral y axial de la parte trasera del motor. Sin embargo, son valores que distan prácticamente 5 Hz del rango de seguridad, por lo que no son preocupantes.

5.5.-Segundo caso: apoyo directo en suelo o apoyo libre.

En este segundo caso, el contacto con el suelo es directo. Es decir, la única diferencia con el anterior escenario está en que el ventilador no se va a atornillar al suelo a través de los apoyos circulares, sino que estos se van a dejar libres, confiando en que el propio peso del ventilador sea suficiente para que no se produzca un desplazamiento. Para ello, se ha simulado en ANSYS un contacto friccional (*Frictional contact)* entre la cara libre de los apoyos circulares y el suelo, que se ha modelado como un sólido, como se puede ver en la siguiente imagen:

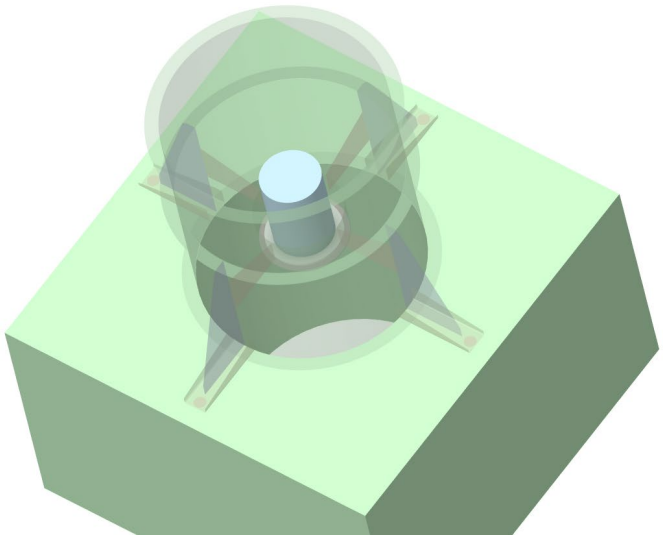


Figura 5.16.- Modelado del ventilador vertical apoyado directamente en el suelo, con este último y el motor en formato de elementos sólidos, y el resto en formato shell.

Como en todos los casos, ANSYS no permite realizar la simulación a no ser que exista algún tipo de apoyo fijo u elástico en el sistema, por lo que se han fijado todas las caras del suelo y establecido un mallado muy pobre en esta región, debido a que realmente no se va a deformar en ningún aspecto, al tratarse de un sólido relativamente infinito de hormigón.

5.5.1.-Análisis en carga

Se ha obtenido un resultado de deformación general de 0,47988 mm, muy similar al anterior caso con apoyo fijo atornillado. Las deformaciones más importantes se siguen produciendo en el conjunto motor. La principal diferencia está en el tiempo de simulación, que en esta ocasión aumenta hasta los 8 minutos. Esto es debido a que, el contacto friccional

es un contacto de tipo no lineal, por lo que los tiempos de simulación se ven muy incrementados.

La tensión que se obtiene en el conjunto es la siguiente:

	General	Directrices	Soportes
Tensión Máxima (MPa)	69,817	32,899	47,322
Tensión Media (MPa)	1,877	6,219	2,810

Tabla 5.4.- Tensión del ventilador con apoyo libre.

Son unos valores muy parecidos al caso con apoyo fijo, únicamente aumentando en la zona de los soportes, como era de esperar. Aún así, siguen estando dentro de un rango de valores razonables.

Los valores tanto de deformación como de tensión, no nos indican un gran cambio entre un caso y otro. La forma de apreciar la diferencia y de, a la vez, comprobar que se ha simulado de forma correcta este apoyo, es a través de las imágenes de simulación. Al haberse establecido en este segundo escenario que el ventilador no está atornillado al suelo, se permiten dos movimientos que hasta el momento no existían:

- La rotación del conjunto del ventilador alrededor de su eje, debido a que, si existiese un par muy grande en el motor, este giraría sobre si mismo al únicamente existir una fricción con el suelo. En este caso, debido a que el peso del ventilador es mucho más grande que el par que se crea en el estator del motor es prácticamente inexistente.
- La separación de la parte externa de los apoyos circulares con respecto al suelo, debido a que, en un caso extremo en el que el peso del ventilador sea tan grande como para hundirse en el agujero por el que pasaría el aire en el suelo.

El único movimiento observable en este caso es el segundo, aunque en una escala muy pequeña, pero que nos sirve para comprobar que realmente el contacto se ha modelado de la forma deseada. Para entenderlo mejor, se ha representado la diferencia en la siguiente tabla:

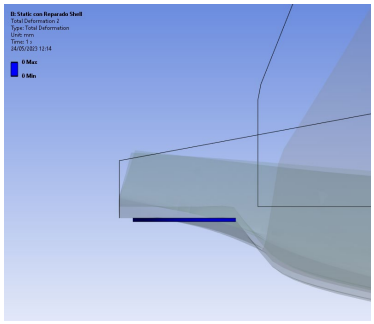
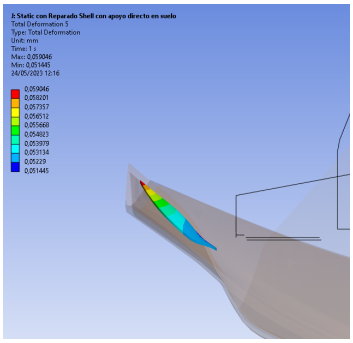
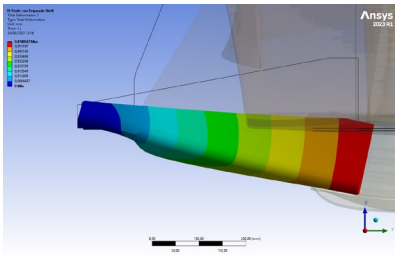
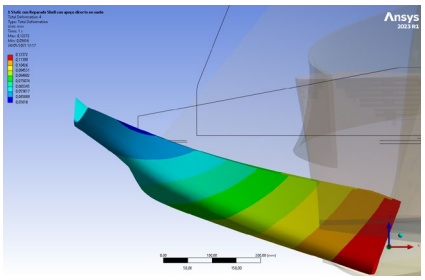
Tipo de apoyo	Fijo	Libre
Deformación exagerada del apoyo circular		
Valor (mm)	0	0,0590
Deformación exagerada del soporte		
Valor (mm)	0,0580	0,1237

Tabla 5.5.- Comparativa de deformaciones del soporte según tipo de apoyo.

Se comprueba que, efectivamente, en los apoyos circulares, en el primero de los casos, al estar atornillado, no se produce ningún tipo de deformación al no moverse. En el caso del apoyo libre, se produce un mínimo valor de deformación, que a través de las imágenes de la deformación exagerada se comprueba que se corresponde con lo que pasaría en el caso en el que el ventilador se viniese abajo debido a su peso.

Esto tiene por supuesto, un efecto en la propia deformación del soporte, que en el primer caso se ve disminuida debido a la inexistente deformación del apoyo circular al que está unido. También se transmite a la carcasa, que en el primer caso apenas se deformaba hacia abajo unos 0,0819 mm y en este último escenario aumenta de valor llegando a los 0,13383 mm.

Ninguno de los valores obtenidos en ambos casos es preocupante, pero lo importante ha sido comprobar que la forma de modelar el contacto es la correcta, de cara a futuros casos en los que el momento Torsor o el peso sea mayor.

5.5.2.-Análisis modal

En este caso el tiempo de simulación es de 1 minuto y 37 segundos, es decir, muy parecido al anterior, y con los siguientes resultados en los 6 modos de vibración:

Modo	Tipo	Frecuencia (Hz)
1	Torsor	20,225
2	Balanceo parte de atrás motor lateral	34,274
3	Balanceo parte de atrás motor axial	34,293
4	Deformación parte de atrás carcasa diagonal	46,792
5	Movimiento eje z de todo el conjunto	51,773
6	Balanceo parte de atrás conjunto lateral	71,446

Tabla 5.6.- Modos de vibración del ventilador vertical con apoyo libre.

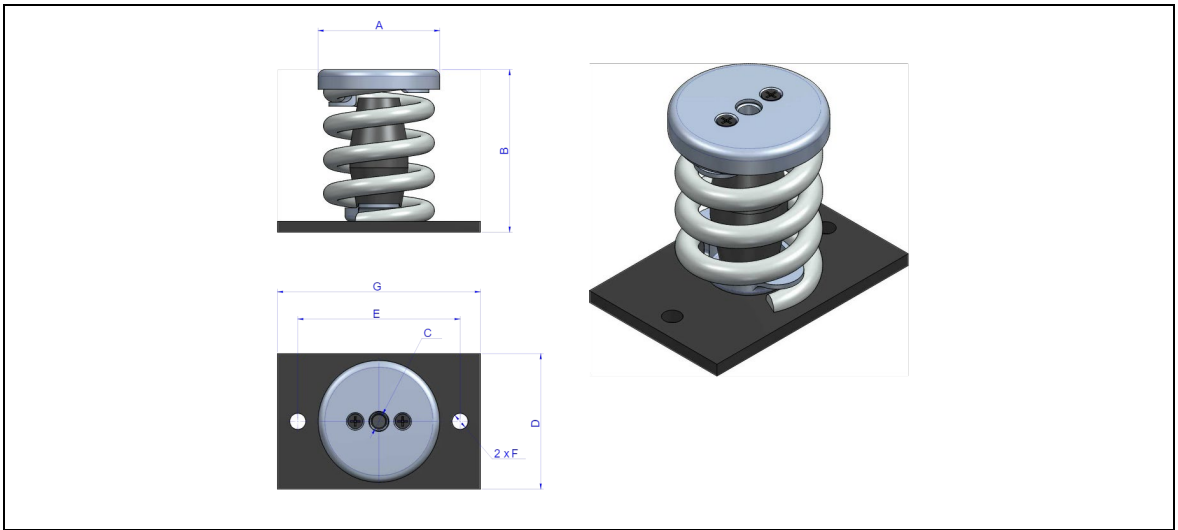
Se observa que los resultados modales son muy similares, únicamente difiriendo en valores inferiores a 1 Hz en los cuatro primeros casos y 3 Hz los últimos dos modos. De cualquier manera, los últimos tres modos se siguen encontrando muy alejados de la zona de resonancia por lo que no suponen ningún tipo de preocupación.

5.6.-Tercer caso: apoyo elástico AMC

Se trata del apoyo utilizado en el ventilador real cuya fabricación se está llevando a cabo. El ventilador está unido al suelo a través de 4 soportes elásticos de muelle, de tipo AMC 750, número que indica la carga máxima en kg a soportar. Las características de este tipo de muelles vienen dadas en la página de "Mecanocaucho" [11], en los que se define a estos apoyos de la siguiente forma:

"El soporte de muelle está indicado para toda maquinaria que por su diseño tenga elementos móviles o rotatorios, ya que esto produce un desequilibrio conocido como vibración. La vibración producida por una máquina acarrea diferentes problemas, como la reducción de la vida de la propia máquina o la transmisión de esa vibración a otras estructuras colindantes no aisladas. Es por ello importante instalar un soporte de muelle a la maquinaria."

Las características de este muelle son las siguientes:



A(mm)	B(mm)	C(mm)	D(mm)	E(mm)	F(mm)	G(mm)	Carga Máxima (mm)	Peso (kg)	K(N/mm)
93	120	M-14	100	120	12	150	750	3,036	407

Tabla 5.7.- Características técnicas del muelle AMC 750.

Para simular estos apoyos, se ha procedido de dos formas diferentes. La primera es a través de la modelización de los muelles, a través de las herramientas de ANSYS. En este

programa, los muelles se modelan como si fueran contactos, de forma que, como en el caso del apoyo libre, hay que modelar un suelo, y fijarlo por todos sus extremos. Este suelo ha de distar, tal y como nos indica el componente "B" en la Tabla 5.7 , 12 mm de la cara inferior de los apoyos circulares. Una vez establecidos los 4 muelles, se les aplica la constante elástica "k", en este caso de 407 N/mm. El modelado en ANSYS quedaría de la siguiente manera:

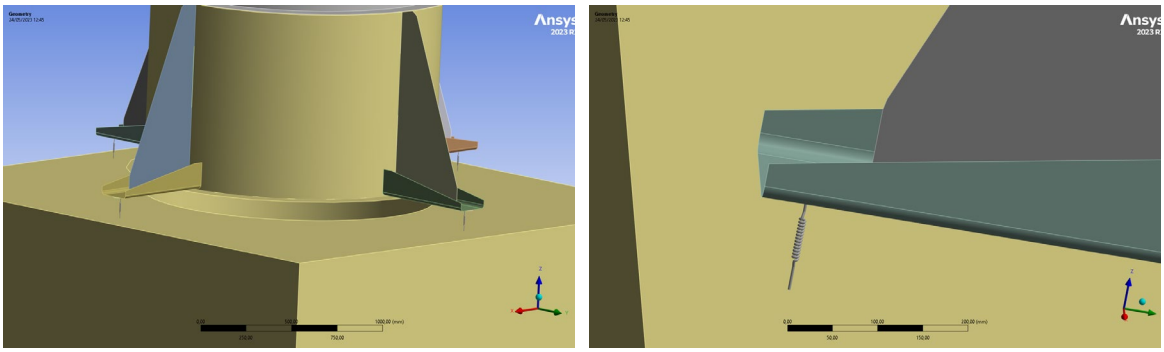


Figura 5.17.- Apoyo elástico a través de muelles modelados.

La otra opción, sería a través de el *Elastic Support* (Apoyo elástico). Sería la manera más efectiva y rápida de simular este escenario, debido a que no sería necesario ni modelar el suelo ni establecer un contacto entre suelo, muelle, y ventilador, sino que se simplificaría de forma idéntica al primer caso, en el que se establece la condición de *Fixed Support* a los apoyos circulares.

El problema está en que el valor que se requiere especificar en el programa está en las unidades N/mm³. Lo que se ha hecho para definir este valor es considerar el peso del ventilador (1.609,3 kg), la superficie de apoyo de los muelles AMC (4 x 6.361,8 = 25.447,2 mm²) y la deflexión que origina el peso del ventilador en cada uno de los 4 apoyos (10 mm). Esto último se obtiene de la gráfica de las propiedades elásticas del 1 AMC 750 (Figura 5.18) que proporciona la misma pagina de "Mecanocaucho".

Con esto se obtiene 15.771,2 N/ 254.472 mm³ = 0,06197617 N/mm³, valor que se establece en el Elastic Support de ANSYS.

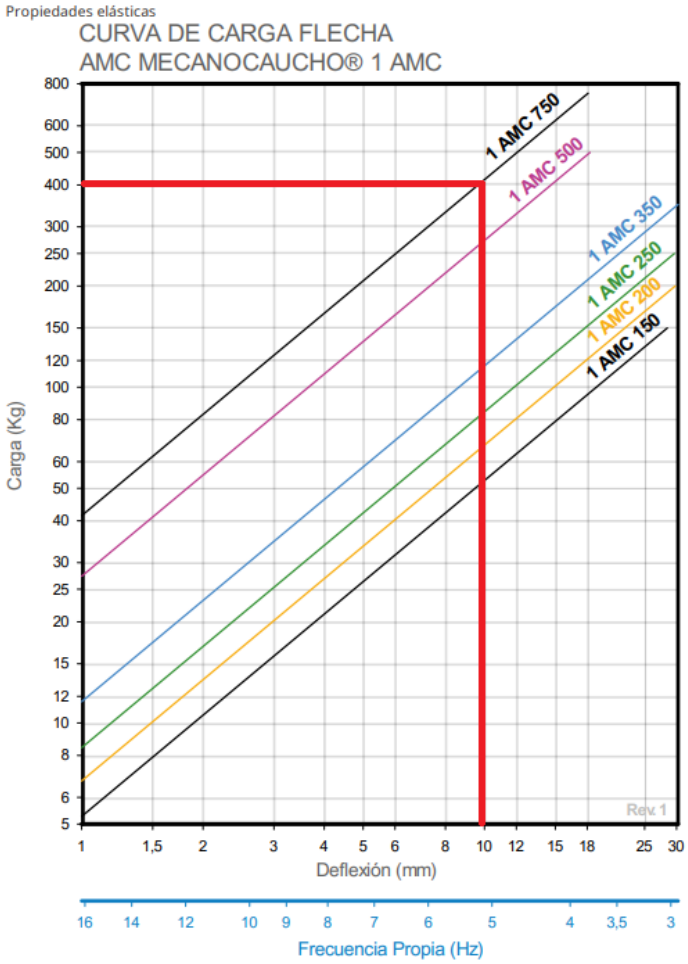


Figura 5.18.- Curva de carga Flecha AMC.

Se ha comprobado que los resultados obtenidos en ambos casos son prácticamente idénticos, por lo que se procederá con está última metodología, al ser mucho más rápida debido a no necesitar modelar tanto muelles como suelo.

5.6.1.-Análisis en carga:

En la simulación en carga, se han obtenido unos resultados a priori diferentes con respecto a los últimos dos casos. El tiempo de simulación ha sido de 1 minuto y 2 segundos, obteniendo una deformación máxima de 10,618 mm. La diferencia está, en que, en los anteriores escenarios, la deformación mínima del conjunto era igual a 0, al no producirse ningún desplazamiento en las zonas en las que se ha aplicado la condición de apoyo fijo. En este caso, se obtiene una deformación mínima de 10,351 mm, lo que nos indica que la forma de simular es la adecuada: tal y como se preveía en el cálculo de los muelles, estos se comprimirán aproximadamente 10 mm debido al peso del motor, lo que ve se reflejado en

la deformación, en la que se obtiene que todo el conjunto se desplaza al menos 10,351 mm. Por lo tanto, en este caso, la deformación real del conjunto es la diferencia entre los valores máximos y mínimos, es decir, 0,267 mm, la cual se asemeja y se reduce un poco con respecto a las obtenidas en el caso del apoyo fijo y del apoyo libre:

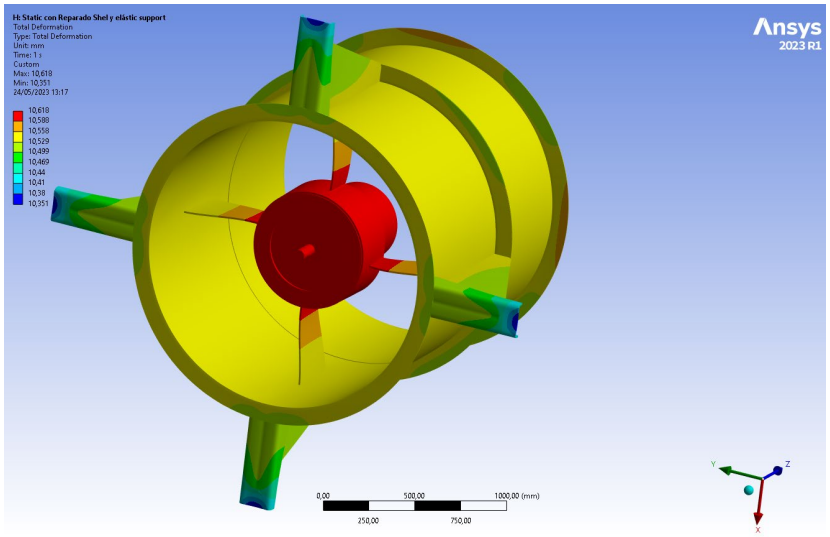


Figura 5.19.- Deformación del ventilador vertical con apoyo elástico.

Al estar utilizando el *Elastic support*, y como se puede observar en la Figura 5.19, no se aprecia correctamente el movimiento que realiza el ventilador con respecto al suelo, por lo que en la siguiente figura, se muestra el mismo desplazamiento, pero con el primer método de modelación de muelles y suelo, de cara a que se aprecie de mejor forma la compresión de los muelles y desplazamiento del conjunto.

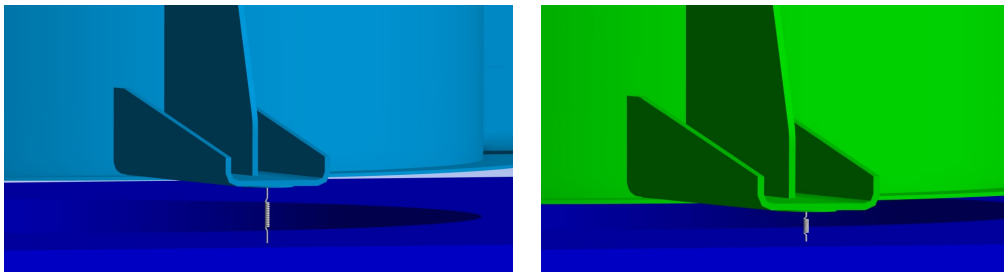


Figura 5.20.-Compresión de los muelles y desplazamiento del ventilador vertical.

Tras haberse comprobado que la deformación es similar, se han analizado las tensiones, cuyos valores vienen dados en la siguiente tabla:

	General	Directrices	Soportes
Tensión Máxima (MPa)	73,00	32,90	61,53
Tensión Media (MPa)	1,81	6,22	4,77

Tabla 5.8.- Tensión del ventilador con apoyo elástico

Los valores de tensión son muy similares a los obtenidos en el resto de los casos, con la excepción de los soportes. En estos, el valor medio de la tensión llega a ser casi 4 veces mayor que en primer caso, como se puede ver en la siguiente figura, en donde, utilizando la misma escala de colores, la zona roja que indica una tensión superior a los 10 MPa, que aumenta en el caso de la derecha, que se corresponde al del apoyo elástico:

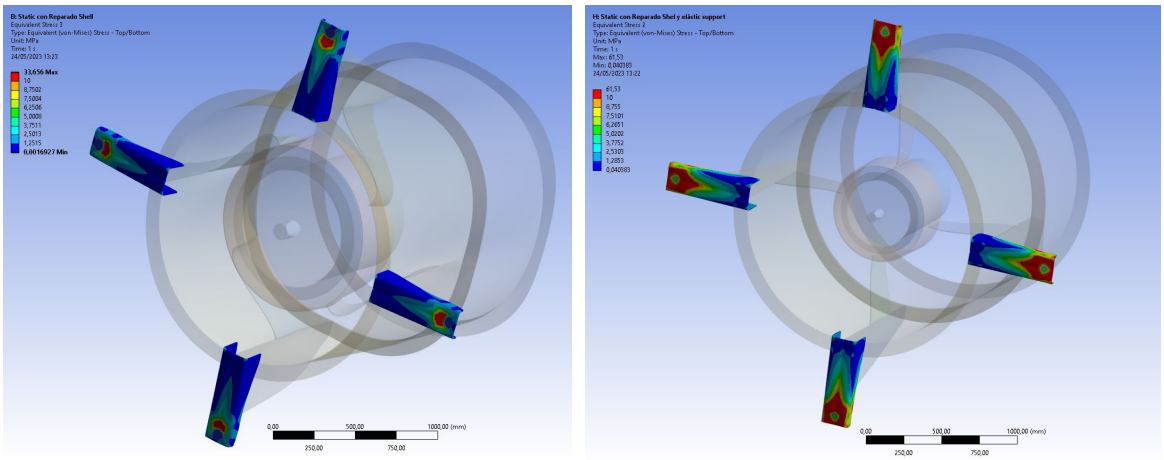


Tabla 5.9.- Comparativa entre la tensión del conjunto con apoyo fijo (izquierda)y con apoyo elástico (derecha), con valores por encima de 10 MPa en color rojo.

Aún obteniendo este aumento de tensionado en los soportes, siguen siendo valores lejanos a lo que podría considerarse alarmante.

5.6.2.-Análisis modal

Los resultados modales se obtienen con un tiempo de simulación de 1 minuto y 21 segundos:

Modo	Tipo	Frecuencia (Hz)
1	Movimiento eje z por la compresión de los muelles	5,528
2	Balancín sobre los muelles del eje X	8,0870
3	Balancín sobre los muelles del eje Y	8,2350
4	Torsor	20,250
5	Balanceo lateral del motor de forma opuesta al de la carcasa	43,260
6	Balanceo axial del motor de forma opuesta al de la carcasa	43,300

Tabla 5.10.- Modos de vibración del ventilador vertical con apoyo elástico.

Se puede consultar el Anexo 7 de cara a comprobar visualmente los nombres establecidos para cada modo, ya que pueden sonar un poco ambiguos. Se observan los siguientes cambios:

- El modo torsor pasa a ser el cuarto modo, pero conserva prácticamente el mismo valor numérico.
- Los 3 modos principales de movimiento de la carcasa permitidos por el muelle, pasan a tener unos valores de frecuencia muy bajos.
- Se confirma que la simulación con los muelles AMC funciona, debido a que, como se puede observar en la parte baja de la Figura 5.18 que describe la frecuencia propia que se debería obtener con los muelles AMC 750, coincide con el obtenido en este modelo, en aproximadamente 5 Hz.
- Se crean dos nuevos modos (3 y 4) en los que el movimiento de la parte trasera del motor es compensado por el movimiento de la parte trasera de la carcasa, aunque con valores muy altos que no generan problema.

Por lo tanto, el uso de muelles implica controlar el movimiento de la carcasa, al relativamente su movimiento, obteniendo unas frecuencias muy bajas alejadas del área de resonancia, y manteniendo la misma frecuencia para el modo Torsor, al que no afecta.

5.7.-Resumen de la comparativa de apoyos.

Tras haberse analizado cada caso por separado, es necesario comparar los tres para sacar conclusiones válidas con respecto a los resultados obtenidos:

Tipo de Apoyo	Fijo	Libre	Elástico
Deformación (mm)	0,444	0,480	0,267
Tensión media en directrices (MPa)	6,404	6,219	6,219
Tensión media en soportes (MPa)	1,407	2,810	4,768
Frecuencia del modo Torsor (Hz)	20,259	20,230	20,252
Tiempo de simulación en carga (s)	54	480	62
Tiempo de simulación modal (s)	84	97	81

Tabla 5.11.- Comparativa de apoyos.

Las conclusiones son las siguientes:

- A nivel de deformación, los 3 casos son relativamente parecidos, ya que en todos se obtienen unos valores más que aceptables, por debajo del milímetro.
- A nivel de tensión, la única zona perjudicada es la de los soportes, al ser los primeros perjudicados según el tipo de apoyo, debido a estar directamente unidos a ellos. Aunque en el caso de los elásticos aumenta bastante con respecto a los demás, siguen siendo unos valores de tensión seguros.
- A nivel modal, todos ellos comparten un mismo valor del modo torsor, que es el único que puede generar problemas al entrar en la zona de posible resonancia. Un punto a favor del elástico es que te aleja esos valores de frecuencia de los modos de la carcasa, de la zona de resonancia, llevándolos a unos valores muy bajos y controlados.

Hay que añadir que otro punto de interés de implementar los apoyos elásticos está en que estos absorben las vibraciones del conjunto, evitando que se transmitan al suelo o al entorno, por lo que en determinados casos es el propio comprador el que especifica que se han de implementar. En caso de que no sea necesario, sería labor de la empresa valorar si prescindir de los muelles elásticos para pasar a un apoyo fijo o libre.

5.8.-Implementación del rodete

De cara a obtener un estudio más cercano a la realidad se ha investigado la forma de implementar al rodete. Para ello, como con cualquier conjunto objeto de estudio, es necesaria una reparación de la geometría de cara a realizar una simulación óptima. Se han eliminado todos los tornillos existentes, con sus consiguientes agujeros, además de eliminar los redondeos tanto en discos como en postizos, simplificando el conjunto de la siguiente manera:

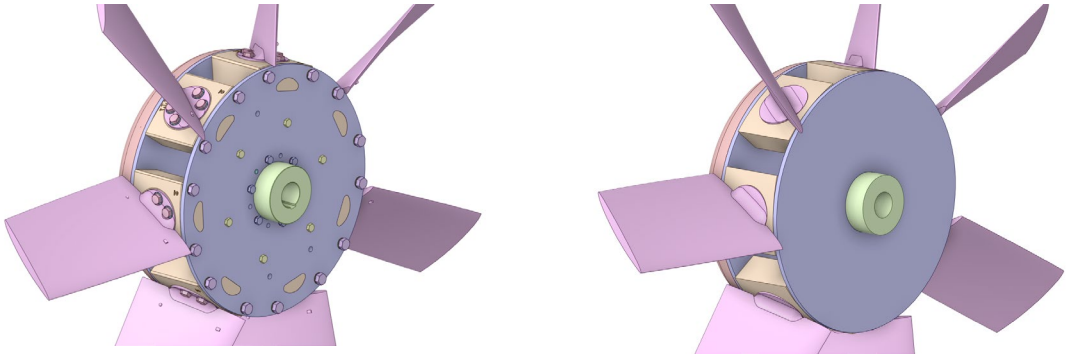


Figura 5.21.- Simplificación de la geometría del rodete.

El nuevo volumen reparado del conjunto rodete es de 0,00446 m³ por lo que, al tener el rodete real una masa de 195,4 kg se le ha aplicado al material una densidad de 4381,16 kg/m³. Además de simplificar el rodete, es necesario modificar la geometría del motor existente.

Hasta ahora, se ha modelado el motor como un cilindro sólido, del que sale un eje al que se acopla el rodete, sin establecer una parte móvil y una parte fija. Para asemejarlo a el motor real, se ha diferenciado entre el estator, que es la parte externa y fija del motor, y el rotor, la parte que gira y cuyo eje está unido solidariamente al rodete. El rotor y el estator están unidos a través de dos rodamientos, también modelados de forma simplificada, por lo que el nuevo conjunto quedaría así:

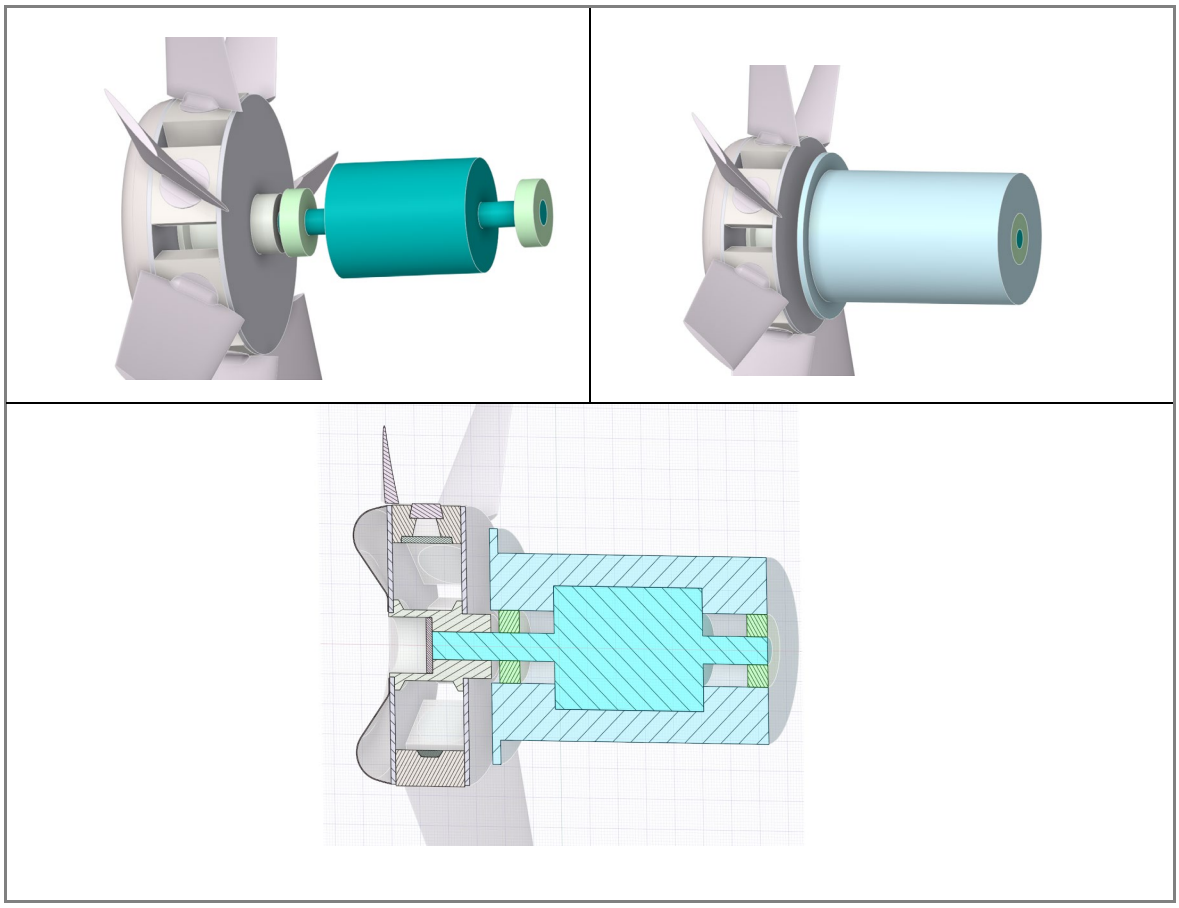


Figura 5.22.- Nuevo motor modelado, con rodamientos en color verde, rotor en color verde oscuro, y estator en color azul claro.

Una vez completado el modelaje, hay que establecer la masa de las diferentes partes del motor, al haberse dividido en varios componentes. Para ello, y de acuerdo con la realidad, el 70% de la masa del motor se le aplicará al estator y rodamientos, y el 30% restante se le aplicará al rotor.

A continuación, es necesario establecer la relación de rotación libre del rotor, y a su vez del rodete, con respecto al estator, a través de los rodamientos. Hay diversas formas de hacerlo, pero la forma más rápida y efectiva con la que se ha experimentado ha sido a través de un contacto *joint* (articulación), de tipo *revolute* (revolución), entre el eje del rotor, y las caras internas de los rodamientos, de la siguiente forma:

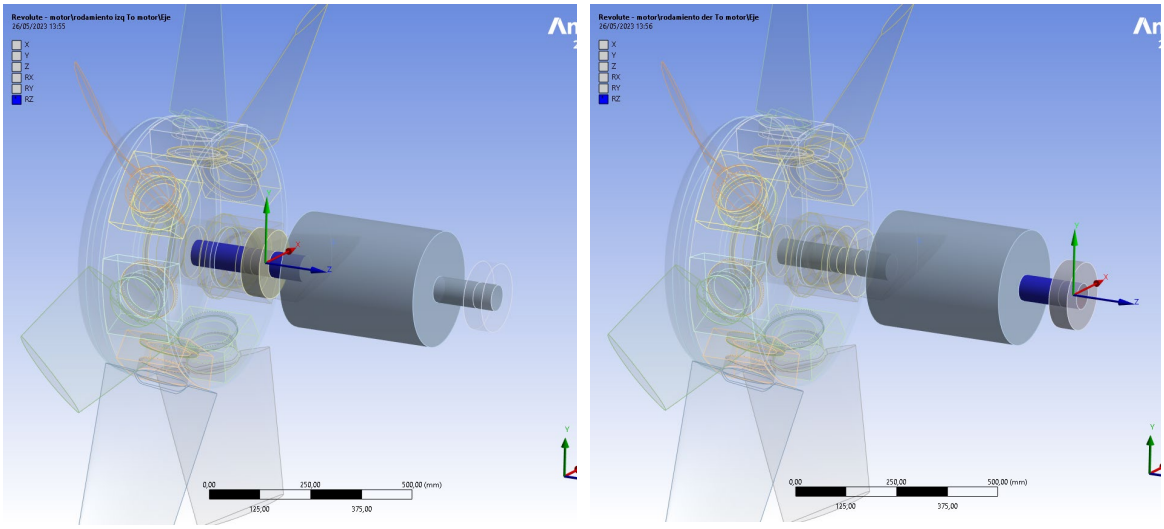


Figura 5.23.- Establecimiento de los contactos de libre rotación entre rodamientos y rotor.

Como se puede ver en la figura previa, este tipo de unión únicamente deja libre la rotación con respecto al eje Z, marcado en la esquina superior izquierda de color azul. De este modo, tanto el rodete como el rotor podrán girar libremente con respecto al estator y el resto del ventilador. A la hora de simular, se va a comparar con el primero de los casos de apoyo, es decir, con un apoyo fijo atornillado o *fixed support*, debido a que los resultados se ven de forma más clara, al no tener un desplazamiento constante en todo el conjunto de 10 mm debido a los muelles. También se ha de comprobar, que, una vez añadido el rodete, el peso total de todo el conjunto tiene que ser aproximadamente los 1600 kg iniciales, contando con algunas pequeñas pérdidas debido a tornillos u elementos innecesarios.

En cuanto al mallado, se va a conservar el mismo que el utilizado en el resto de los casos del ventilador, excepto en el rodete, en el que se ha estudiado uno nuevo a través de un estudio de convergencia que resulta en un mallado de 20 mm, que ha de ser a través de elementos sólidos, debido a que el rodete no está formado por componentes que se podrían considerar de tipo 2D o *shell* a excepción de las dos discos. Esto va a tener un impacto en el tiempo de simulación, debido a la gran cantidad de nodos y elementos creados en el rodete. El mallado quedaría finalmente así:

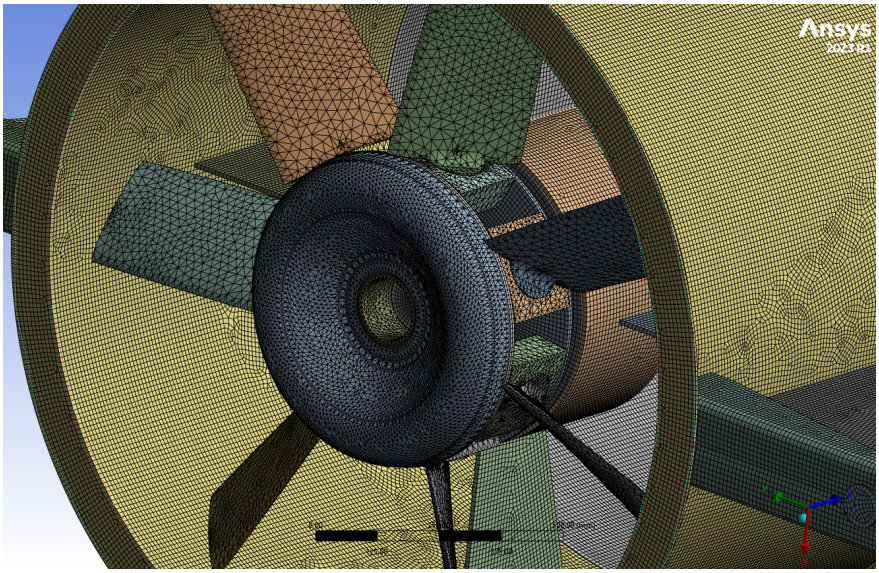


Figura 5.24.- Mallado del rodete, incorporado al conjunto del ventilador.

En cuanto a las condiciones de contorno y diagrama de fuerzas, hay que eliminar la fuerza remota aplicada en el eje del motor, ya que, al haberse implementado el rodete, su peso ya se tiene en cuenta a través de la gravedad. El empuje del rodete ahora se puede aplicar en los propios álabes, ya sea a través de la fuerza utilizada anteriormente o a través de presión del aire. Además, se añade la velocidad rotacional del rodete de 1500 rpm hasta ahora inexistente, de cara a visualizar las tensiones en este. El nuevo diagrama de fuerzas quedaría de la siguiente manera:

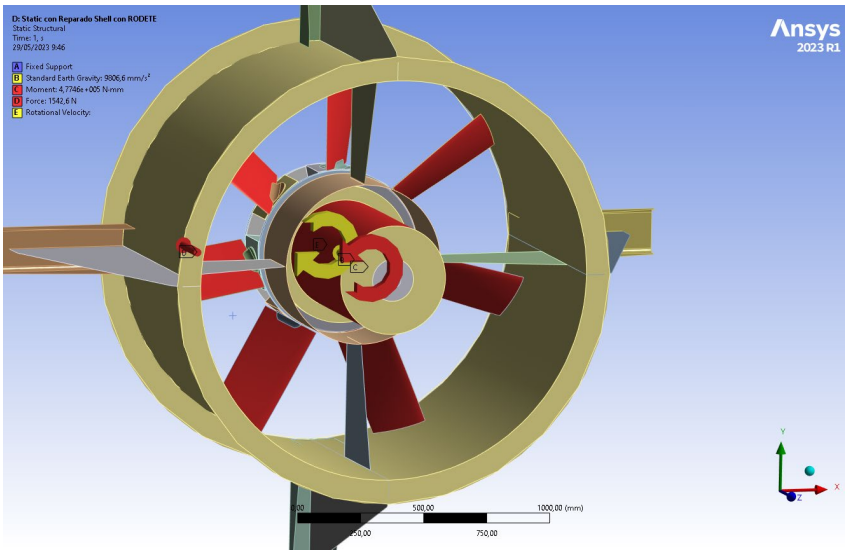


Figura 5.25.- Diagrama de fuerzas del ventilador con rodete.

Una vez establecido el mallado y las condiciones de contorno y esquema fuerzas, se ha procedido a simular. En cuanto al estudio en carga, el tiempo de simulación se ha incrementado de 54 segundos a 1 minuto y 41 segundos, debido a la incorporación del rodete como conjunto de elementos sólidos. Se observa la siguiente deformación:

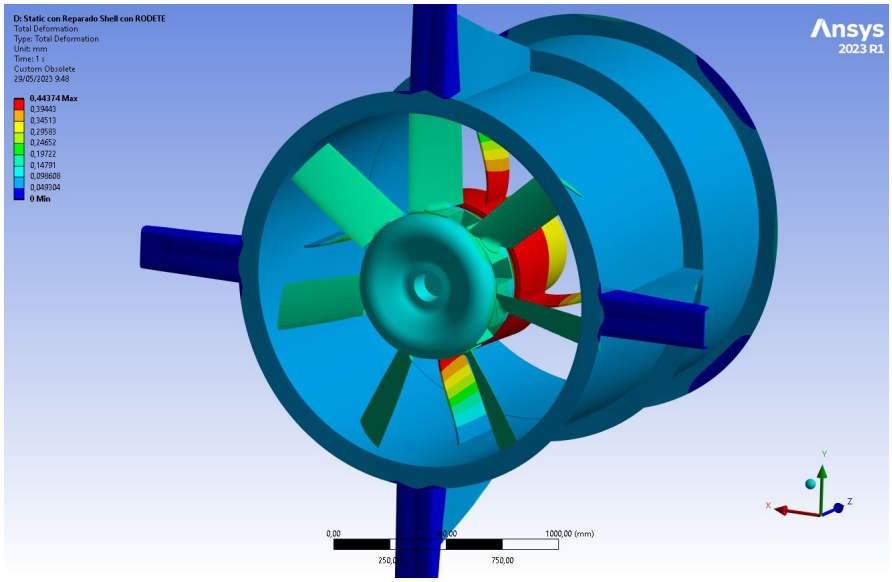


Figura 5.26.- Deformación del conjunto con rodete.

En esta última figura se aprecia que se ha mantenido la misma deformación en el conjunto, 0,44 mm, lo que nos confirma que la suposición de fuerza remota en el análisis en carga asumida anteriormente era correcta. Además de la obtenida anteriormente, se genera una nueva en el rodete, que hasta el momento no se podía ver. Aunque parezca uniforme en el conjunto, es debido a que es relativamente más baja que la máxima del ventilador, por lo que para observarla más en detalle habría que aislarlo del resto, como se puede ver en la Figura 5.27, en la que se ha aislado un solo álabe del conjunto, de forma que se pueda observar como, naturalmente, se produce se produce una nueva disposición en la escala de deformación:

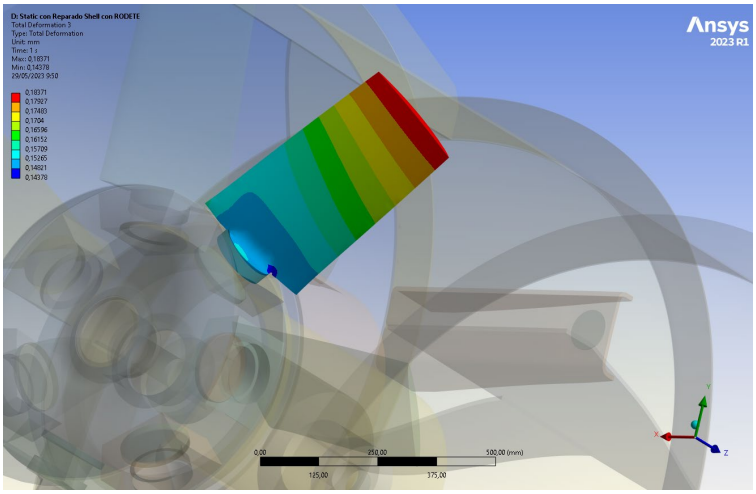


Figura 5.27.- Deformación del álabe.

La tensión del conjunto, al igual que la deformación se mantiene igual que anteriormente, como se puede observar en el Anexo 8. Además, ahora cuenta con la incorporación de un nuevo conjunto de tensiones dentro del propio rodete, hasta ahora inexistente:

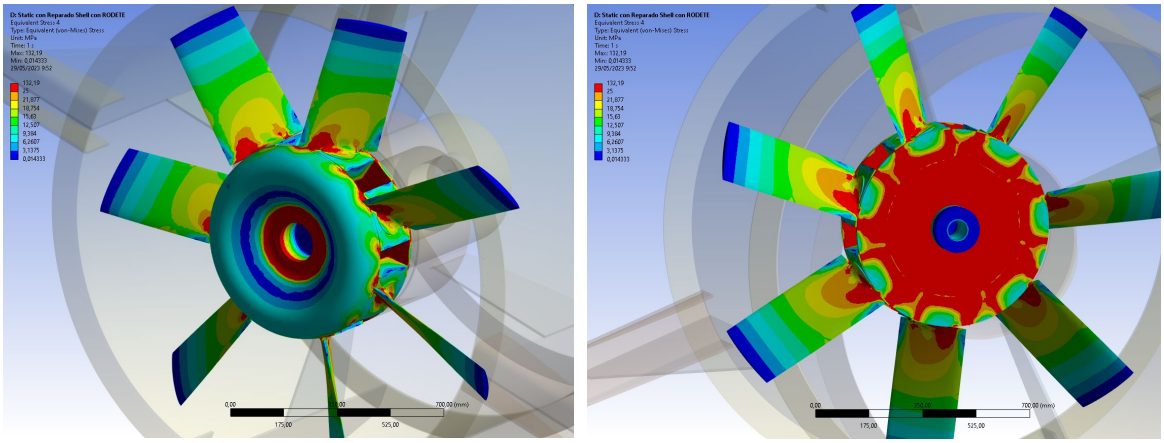


Figura 5.28.-Tensión en el rodete

Estos valores de tensión no son relevantes en este estudio, en el que se quiere estudiar el impacto de añadir el rodete al conjunto, y no las propias tensiones que se generan en el rodete. El tensionado del rodete se debe hacer en una simulación aparte mucho más compleja, teniendo en cuenta las uniones atornilladas que lo integran que no formará parte de este proyecto, pero nos sirve para hacernos una idea.

En cuanto al análisis modal, en este caso se ha decidido utilizar 10 en vez de 6 modos, debido a que de cara a comparar con el caso sin rodete no se podrían distinguir unos de otros. Se consiguen los siguientes resultados:

	Con rodete	Sin rodete
Giro libre rodete	10,224	X
Torsor	21,128	20,259
Cabeceo axial parte de atrás motor	33,793	34,804
Cabeceo lateral parte de atrás motor	33,847	34,858
Torsión diagonal parte de atrás carcasa	47,001	47,002
Desplazamiento eje z motor y deformación carcasa	47,397	53,215
Cabeceo lateral parte de atrás carcasa	54,316	75,065
Cabeceo axial parte de atrás carcasa	53,321	74,749
Cabeceo axial parte de delante carcasa (escuadras horizontales)	77,986	83,278
Cabeceo axial parte de delante carcasa (escuadras verticales)	78,013	84,066
Tiempo de simulación	9 m 4 s	1 m 25 s

Tabla 5.12.-Comparativa modal entre ventilador con rodete y sin rodete (en Hz)

Lo primero que se observa de la información plasmada la Tabla 5.12 , es que el tiempo de simulación aumenta enormemente en el caso del rodete, al contar con su nueva geometría sólida, y un contacto de rotación.Lo segundo que se aprecia, es la creación de un nuevo modo, que corresponde a el giro libre del propio rodete:

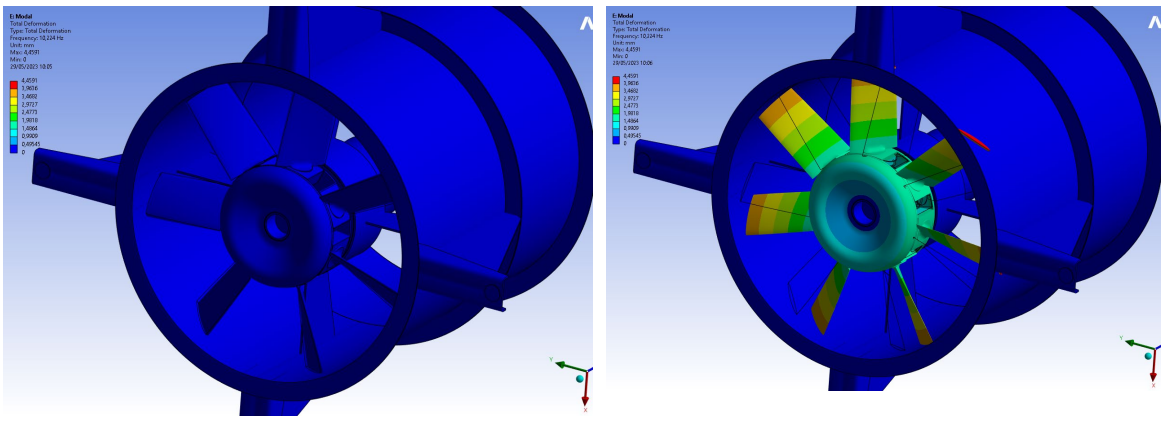


Figura 5.29.-Primer modo de giro libre del rodete

En está última figura no se aprecia de forma eficaz el movimiento que se está realizando, por lo que se ha procedido a realizar un corte longitudinal en el conjunto, y a incorporar el mallado, con el objetivo de observar el movimiento de zonas en la misma escala

de colores:

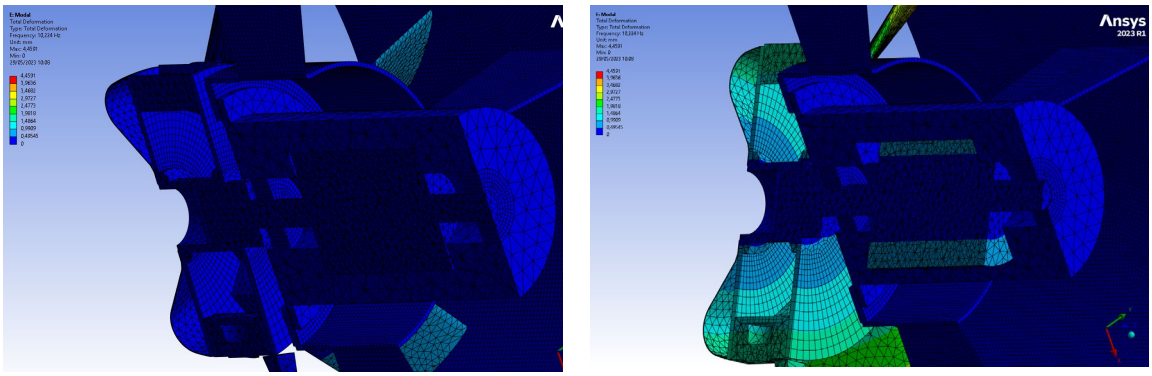


Figura 5.30.-Primer modo de giro libre, seccionado longitudinalmente y con mallado.

Lo que se comprueba es que se ha establecido correctamente el contacto entre rotor y rodamientos, ya que el rodete es capaz de girar con respecto al estator que permanece fijo. Aún así, este resultado resulta un poco confuso, debido a que un componente que tenga permitido algún tipo de desplazamiento en una dirección debería obtener un modo con frecuencia nula. Se ha comprobado de diversas maneras, aislando el rodete o comparando con otros tipos de contactos, y la frecuencia se sigue manteniendo en un valor entre 10 y 11, por lo que puede ser que realmente se trate del modo torsor del rodete, debido a que el programa asuma que la rotación no es al 100% ideal o pura, sino que cuenta con cierta rigidez torsional mínima.

El segundo modo, que se comporta como torsor, también ha servido para comprobar que el contacto se ha realizado de forma correcta. Esto es debido a que, como se puede observar en la FiguraFigura 5.31, el rodete no debería de afectar al modo torsor del motor, debido a que su contacto es únicamente de rotación, por lo que el motor puede girar debido a la torsión propia del modo, sin afectar ni verse afectado por el rodete, con el que es solidario:

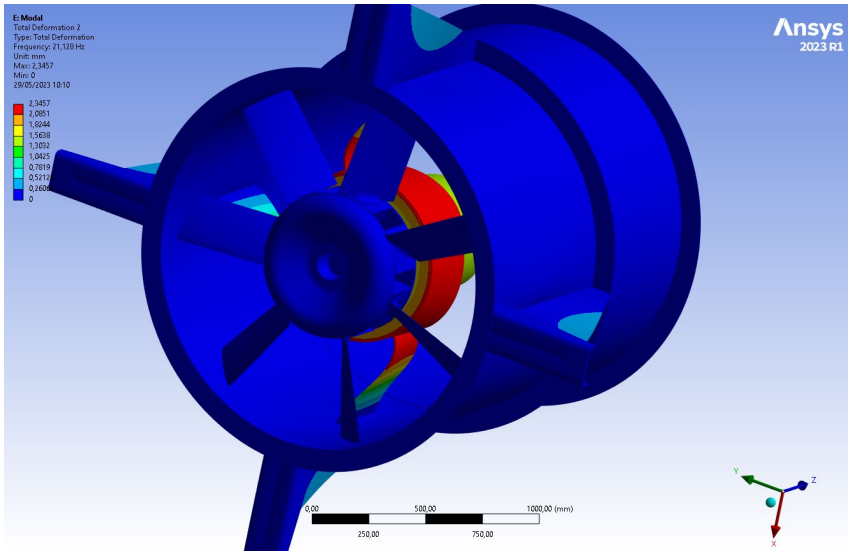


Figura 5.31.-Modo torsor del ventilador con rodete.

El valor es muy parecido, con una diferencia de menos de 1 Hz, probablemente debida a que en el caso sin rodete no se ha restado la masa del rotor, que giraría libre con respecto a el motor, y no se tendría en cuenta para el modo torsor.

Un aspecto diferencial es el valor en el resto de los modos. En la simulación modal sin rodete, no se puede incorporar una fuerza remota debido a restricciones del programa, por lo que realmente no se está teniendo en cuenta el peso de este. Cuando se añade de esta forma, los modos deberían cambiar, debido a que, o bien, el conjunto se rigidizaría más, o como se observa en este caso, se produce una respuesta más baja a nivel de frecuencias, lo que indica que el añadir el rodete permite más movimiento al ser excitado el conjunto.

Aún así, estas frecuencias están alejadas del área de resonancia, por lo que en este caso no tienen mayor importancia, además de ser la diferencia relativamente pequeña, excepto en el caso de las últimas 4 cuyas imágenes se encuentran en el Anexo 9.

5.8.1.- Resumen de comparativa

La conclusión que se obtiene de esta comparativa es que en el análisis en carga es efectiva la sustitución del rodete por una fuerza remota, siempre y cuando no se quiera estudiar la deformación o tensión de este, ya que los resultados son prácticamente idénticos.

En cuanto al análisis modal, los resultados son más cercanos a la realidad con la implementación del rodete, pero esto conlleva un alto tiempo de simulación. En futuros casos en los que se quiera observar el modo torsor sin la necesidad de implementar el rodete, se planteará la opción de eliminar una parte del cilindro motor, para simular la ausencia del rotor y eje del rodete, lo cual sería igual de efectivo que mantener el rodete con un contacto de rotación libre.

En cualquiera de los casos, a nivel de análisis en carga, se concluye que el ventilador no fallará debido a unas deformaciones mínimas y unas tensiones lejos de la zona peligrosa. En cuanto al análisis modal, con cualquier tipo de apoyo, el único modo que podría llegar a producir resonancia sería el torsor, que en todos los casos se mantiene entre 20 y 21 Hz. Por lo tanto, cabe la posibilidad de disminuir, sin la necesidad de hacer un estudio comparativo de varios grosores, lo cual se hará en el próximo proyecto con el ventilador de chorro, el grosor de las directrices, de cara a permitir más movimiento del conjunto motor y disminuir la frecuencia del modo torsor, alejándola del área de resonancia.

Debido a que las directrices están modeladas en formato *shell*, únicamente se ha de acceder a sus propiedades dentro de el área de simulación, y cambiar su espesor de 10 mm, al siguiente estandarizado más bajo, en este caso de 8 mm. Se realizará desde el caso sin rodete y con apoyo fijo atornillado.

Modo	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Frecuencia (Hz) con 10 mm de grosor	15,99	33,89	33,93	46,88	52,08	74,64	74,98	82,88	83,64
Frecuencia (Hz) con 8 mm de grosor	20,26	34,80	34,86	47,00	53,22	75,07	74,75	83,28	84,07

Tabla 5.13.-Comparativa modal entre conjunto con diferentes espesores de directrices.

El resultado modal plasmado en la Tabla 5.13 nos indica que la mayoría de las frecuencias permanecen iguales, con la excepción del modo torsor, que se había anticipado, disminuye de 20,26 hasta 15,99 Hz. Esto también tendrá un efecto en el análisis en carga, en el que la deformación aumenta de 0,44 hasta 0,72 mm, valores que siguen estando dentro de un rango más que aceptable. Por lo tanto, en caso de que las pruebas en el banco de viento muestren una resonancia debido al momento torsor, cabría la opción de disminuir el espesor de las directrices, con lo que además se ahorraría material y gasto económico.

6. VENTILADOR DE CHORRO

Se trata del último caso del proyecto, en el que se estudiará el impacto que tiene en los resultados la variación de soportes y geometría del motor, además de estudiar la forma de implementar los silenciadores y el conjunto de suspensión a la simulación. Como se ha explicado anteriormente, en este estudio se va a proceder de forma más rápida, debido a que ya se ha mostrado en los anteriores casos la forma de proceder, además de que este escenario en particular se van a realizar numerosas iteraciones, por lo que en esta ocasión se irá de forma más directa a los resultados.

6.1.-Estudio del ventilador aislado

El primer estudio se va a realizar únicamente sobre el propio conjunto del ventilador, ya que, por lo general, se suele proceder de esta forma debido a la complejidad de incorporar los silenciadores y el conjunto de suspensión, además de que, en estas fases iniciales de investigación, las pruebas prácticas se suelen llevar a cabo sólo sin ellos. Este primer estudio nos servirá para descartar las opciones que presenten peores resultados o grandes errores visibles, para más tarde orientar el estudio con silenciadores a aquellos que presentan resultados más prometedores, debido a que son simulaciones más complejas y que requieren mayor tiempo.

6.1.1.-Reparación de geometría

De cara a la reparación de la geometría, el proceso que se ha seguido ha sido idéntico al del caso del ventilador vertical, con una excepción. En este caso, las unión entre motor y directrices, se produce únicamente a través de los tornillos que se muestran en la parte izquierda de la Tabla 6.1, por lo que no se puede suponer que las partes internas de las directrices están unidas a la superficies exterior del motor a través de un contacto tipo *bonded* debido a la enorme distancia que las separa.

Además, también nos interesa comparar la tensión y deformación que llegan a soportar estos tornillos en cada caso, por lo que se dejarán de cara a la simulación, al contrario que en los anteriores casos. Es importante mencionar que esta tensión de los tornillos no es el valor real al que están sometidos, debido a que están previamente

pretensados, función del programa que no se ha incorporado a este caso, debido a que lo convertiría en un caso mucho más complejo y que requeriría varios pasos de simulación y un gran tiempo.

Por lo tanto, únicamente nos servirá para establecer la unión, y comparar entre unos casos y otros cual sería la carga proporcional de cada uno. Una vez asumido esto, se han simplificado los tornillos, eliminando arandelas y tuercas, de forma que figuren como un cilindro perfecto muy fácil de simular:

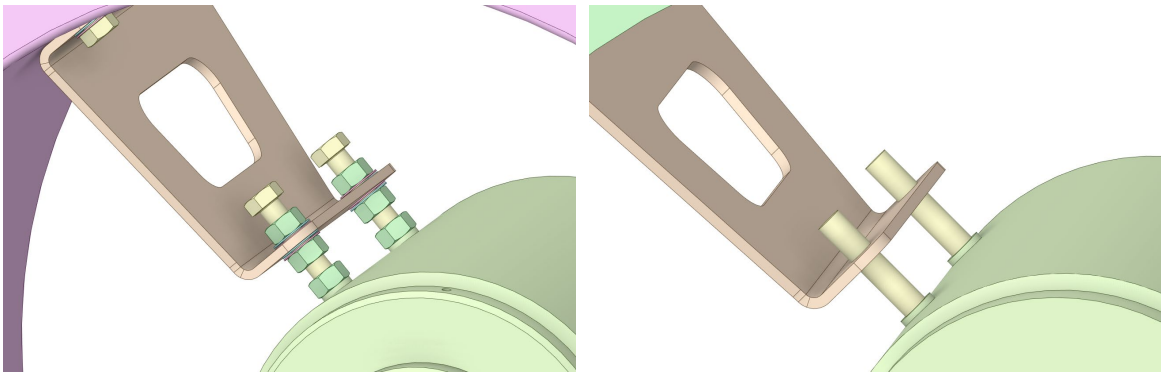


Tabla 6.1.- Simplificación de los tornillos del ventilador de chorro.

En cuanto al motor, también se ha simplificado hasta cierto punto, en el que, con un nuevo volumen reparado de 0,0486 m³, teniendo en cuenta la masa real de 228 kg, hay que asignarle una densidad de 4691,35 kg/m³. Finalmente, el ventilador inicial, es decir, con 4 soportes, quedaría simplificado de la siguiente forma:

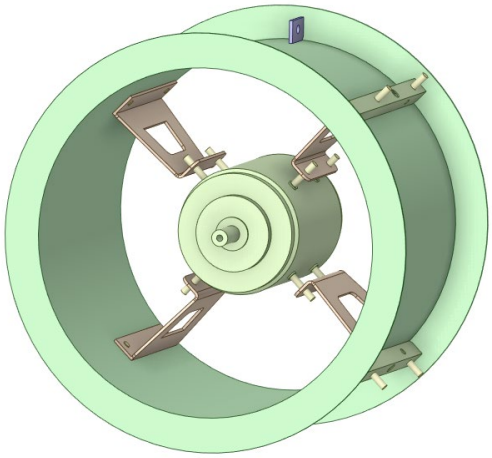


Figura 6.1.- Geometría simplificada del ventilador de chorro.

6.1.2.-Condiciones de contorno y fuerzas iniciales

En Figura 6.2 se muestra el esquema de fuerzas que se aplicarán al ventilador, siendo común para todos los tipos de configuraciones de geometría, aunque en esta imagen se muestra el modelo con tres soportes. Se aplican las mismas fuerzas que en el caso del ventilador vertical, cambiando los sentidos debido a su orientación vertical, y los valores.

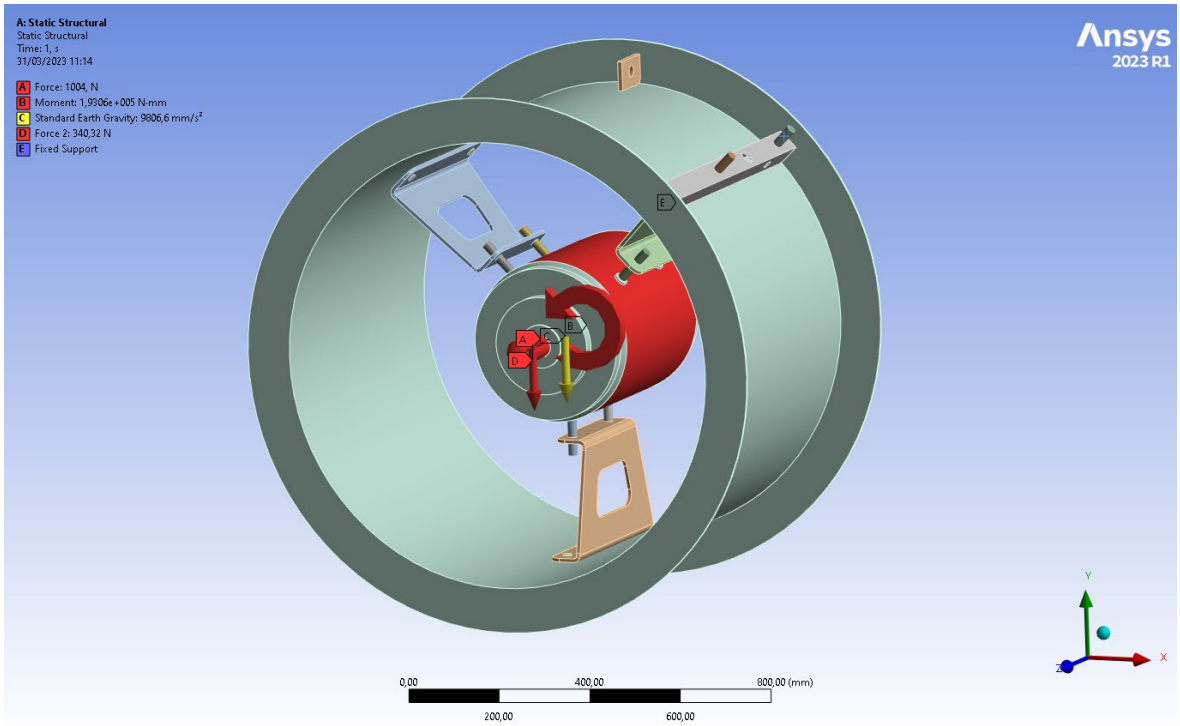


Figura 6.2.-Diagrama de fuerzas del ventilador de chorro

- **Gravedad terrestre:**
  - Magnitud: 9,8066 m/s²
  - Dirección: Y- (ventilador horizontal de chorro)
  - Aplicación: todo el conjunto
  - Identificación: Etiqueta “C”, flecha color amarillo.
- **Peso del rodete:**
  - Magnitud: 340,32 N (34,727 kg de masa)
  - Dirección: Y-
  - Aplicación: eje del motor
- **Empuje del rodete:**
  - Magnitud: 1004 N

- Dirección: Y-
- Aplicación: eje del motor

- **Resultante del rodete:**
  - Magnitud: 1344,32 N (Peso+Empuje)
  - Dirección: Z-
  - Aplicación: eje del motor
  - Identificación: Etiqueta “A” +”D”, flecha color rojo.
- **Torque del estator:**
  - Magnitud: 93060 N.mm
  - Dirección: Sentido horario -Vista eje Z+
  - Aplicación: exterior del motor
  - Identificación: Etiqueta “B”, flecha horaria color rojo.
- **Apoyo fijo:**
  - Aplicación: agujeros laterales de las omegas (lugar al que iría unido el conjunto de suspensión)
  - Identificación: Etiqueta “E”, color morado.

6.1.3.-Tipos de soportes.

Como se ha mencionado al principio del capítulo, el conjunto motor de este ventilador de chorro hasta el momento ha sido soportado por 4 directrices, por lo que el objetivo de este proyecto será valorar y compararlo con otros tipos de soporte de cara a ahorrar material y coste y mantener o mejorar el rendimiento. Se van a estudiar las siguientes configuraciones de soportes:

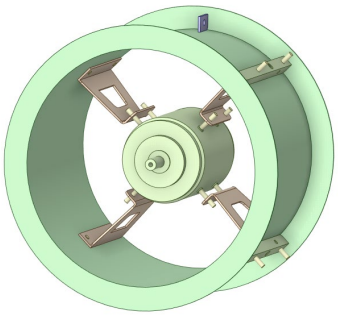
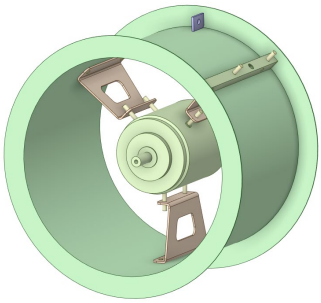
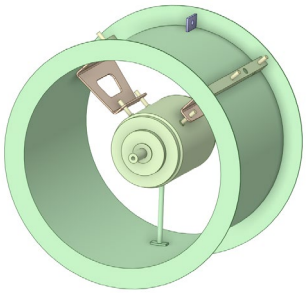
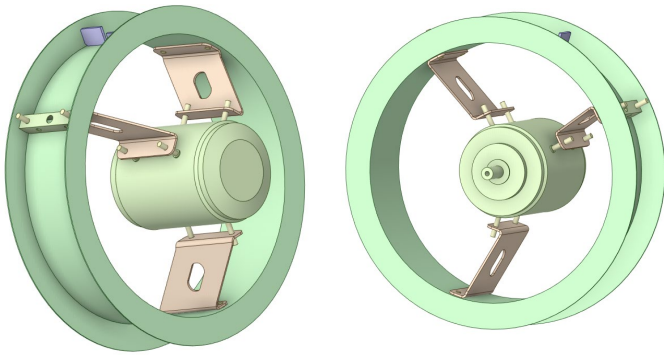
4 soportes (inicial)	
3 soportes	
2 soportes y varilla	
3 soportes oblicuos y carcasa reducida.	

Tabla 6.2.-Configuraciones geométricas para los soportes

Los nuevos diseños se han modelado desde cero de forma bastante rápida, a través de patrones circulares y simetrías. En el caso de la varilla, se modelo un cilindro del mismo material que el resto del ventilador, de diámetro 25 mm:

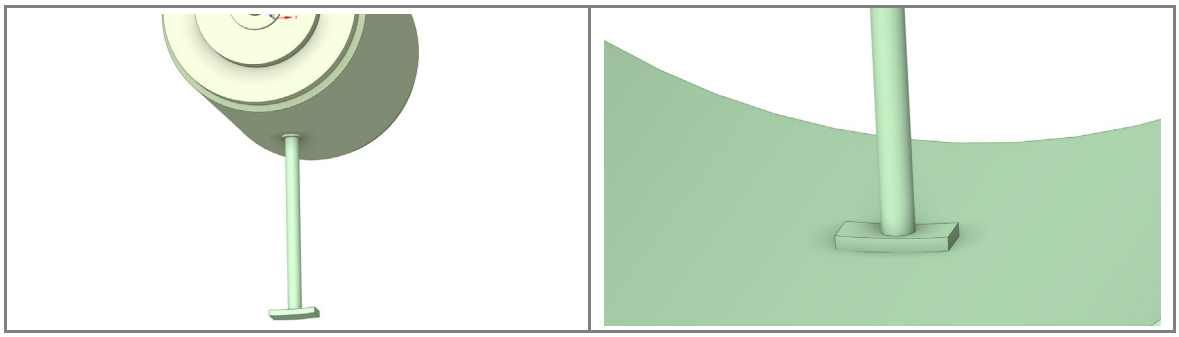


Figura 6.3.- Varilla modelada.

El último diseño ha sido propuesto y modelado desde el área de delineación, con una carcasa cuya longitud se reduce de 750 mm a 300 mm:

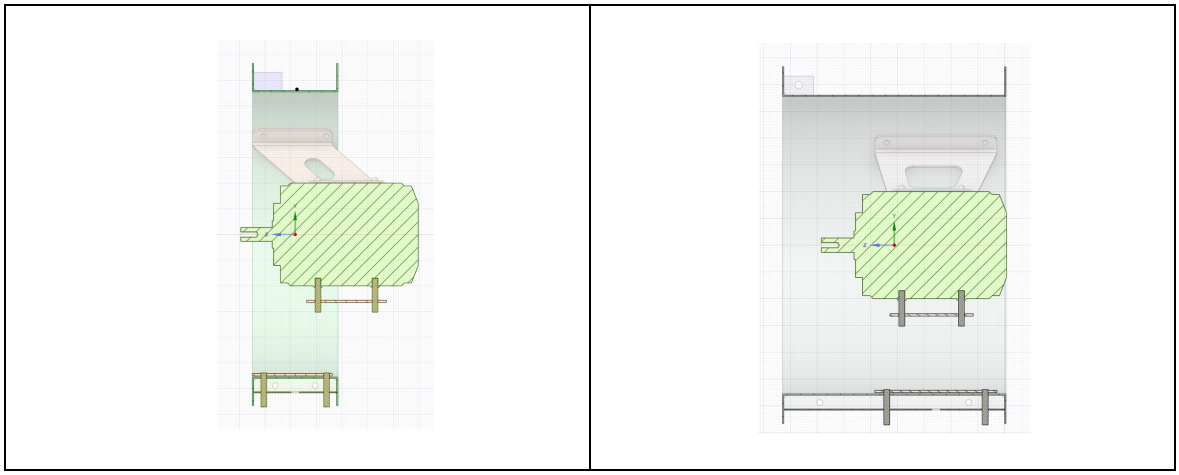


Tabla 6.3.- Comparativa de la nueva carcasa corta (izquierda) con la original (derecha), a través de un corte longitudinal.

En cuanto al sentido de los soportes, también se realizará un estudio en cada caso con el objetivo de determinar si es más efectiva en formato simétrico o en formato de espiral:

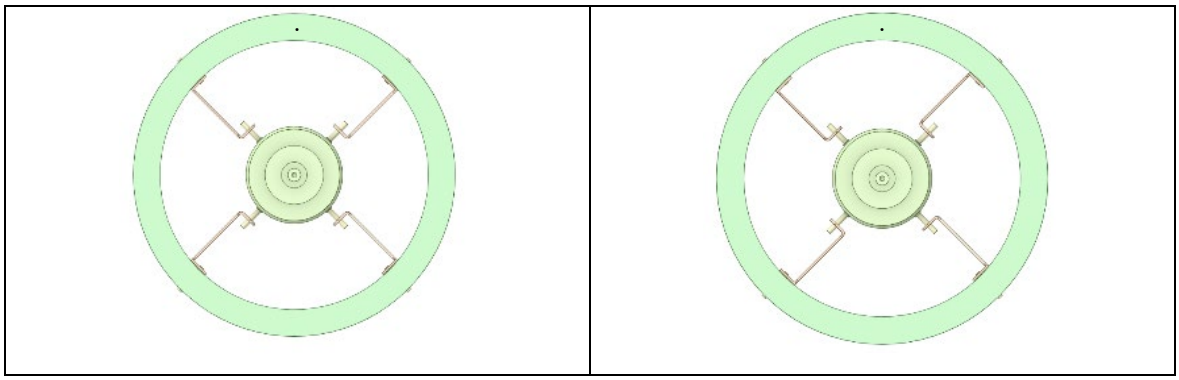


Tabla 6.4.- Ventilador con cuatro soportes en formato simétrico (izquierda) y en formato espiral (derecha).

6.1.4.-Mallado

En este proyecto, la obtención de un mallado a través del método de convergencia ha sido especialmente exhaustivo, debido a la gran multitud de componentes que varían según la configuración de geometría que da lugar a numerosas iteraciones, y de la presencia de componentes sólidos como los tornillos. Se han llegado a proponer tres tipos de mallados estandarizados, aunque finalmente el más preciso y rápido es el siguiente:

	Motor	Carcasa	Directrices	Tornillos	Varilla (si existe)	Omegas exteriores	Tiempo de simulación en carga	Tiempo de simulación modal
Tamaño de elemento (mm)	40	25	5	2	5	10	30 s	50 s

Tabla 6.5.-Mallado final para el ventilador de chorro

El tamaño de elementos del motor puede parecer demasiado alto, pero, como en el caso del dámper y ventilador vertical, se ha comprobado que su mallado no tiene mayor efecto en los resultados de simulación, más que aumentar el tiempo de manera enorme, como es el caso de una de las simulaciones realizadas en las que el mallado del motor se redujo hasta los 5 mm, manteniendo el resto de parámetros iguales, obteniendo finalmente un resultado prácticamente igual con un tiempo de simulación de 11 horas y 17 minutos.

6.1.5.-Análisis en carga.

Tipo de Soporte	Sentido soporte	Def max(mm)	Tensión max (MPa)	Tensión máxima soportes (MPa)	Tensión media soportes (MPa)	Tensión máxima varilla (MPa)	Tensión máxima tornillos (MPa)	Tensión media tornillos (MPa)
Tres soportes	Espiral	0,24	110,71	56,09	2,95	X	110,71	4,56
Tres soportes	Simétrico	0,33	122,27	70,23	3,73	X	122,27	4,33
Cuatro soportes	Espiral	0,24	92,89	61,60	2,58	X	92,89	2,94
Cuatro soportes	Simétrico	0,17	79,81	49,74	2,18	X	79,81	2,18
Dos soportes y varilla	Espiral	0,24	122,25	56,35	3,23	28,85	122,25	5,58
Dos soportes y varilla	Simétrico	0,29	125,74	71,16	3,77	34,80	125,74	4,95
Tres soportes oblicuos y carcasa reducida	Espiral	0,23	107,81	42,48	3,04	X	107,81	3,45
Tres soportes oblicuos y carcasa reducida	Simétrico	0,33	121,85	59,75	4,25	X	121,85	3,46

Tabla 6.6.-Comparativa de carga entre diferentes configuraciones de geometría

Del análisis en carga, se obtienen los resultados mostrados en Tabla 6.6. Como era de esperar, los mejores resultados tanto a nivel de deformación como de tensión se producen en el caso de los cuatro soportes (Imágenes de simulación en Anexo 10), y el peor de los casos en el de la varilla (Anexo 11). En cuanto al sentido de los soportes, sorprendentemente en todos los casos excepto en el de cuatro soportes, se obtienen mejores resultados de deformación y tensión en el de sentido espiral. No obstante, como en el ventilador vertical, siguen siendo valores muy aceptables y con poco riesgo

6.1.6.-Análisis modal

Tipo de Soporte	Sentido soporte	Modo torsor (Hz)	Modo balanceo axial (Hz)	Modo balanceo varilla (Hz)
Tres soportes	Espiral	29,9	51,296	X
Tres soportes	Simétrico	35,681	62,542	X
Cuatro soportes	Espiral	37,024	57,353	X
Cuatro soportes	Simétrico	47,335	67,578	X
Dos soportes y varilla	Espiral	30,233	35,617	23,007
Dos soportes y varilla	Simétrica	36,75	43,916	30,162
Tres soportes oblicuos y carcasa reducida	Espiral	36,178	31,946	X
Tres soportes oblicuos y carcasa reducida	Simétrico	33,992	32,58	X

Tabla 6.7.- Comparativa modal entre diferentes configuraciones de geometría.

En la Tabla 6.7 se muestran únicamente, de los 6 posibles modos analizados, los dos relevantes en este caso, es decir, el torsor del motor, que ya se conoce del ventilador vertical, y el balanceo axial de todo el conjunto del ventilador, que se puede observar en la Figura 6.4. Estos son los que se intentará alejar lo máximo posible de la zona de resonancia, que al igual que en el ventilador vertical, se sitúa entre los 20 y 30 Hz.

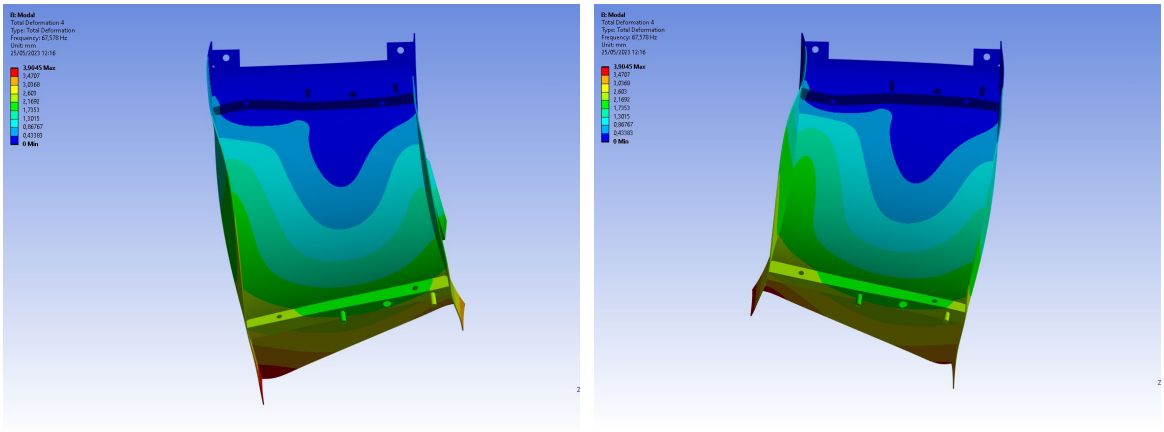


Figura 6.4.-Modo de balanceo axial del ventilador con cuatro soportes

Lo que también se observa en la tabla comparativa modal es que, en el caso de la varilla, se crea un modo indeseable, el de balanceo del motor sobre esta:

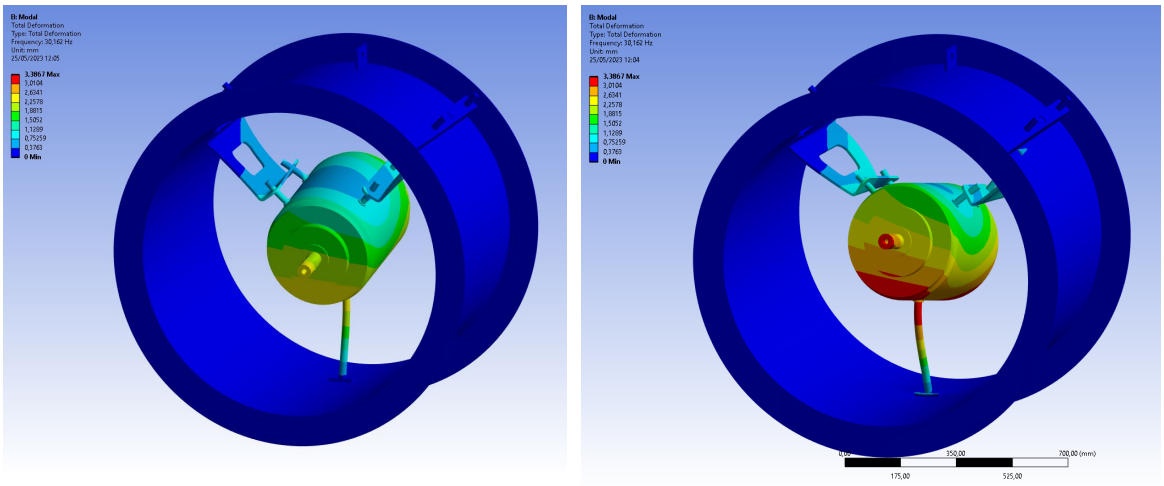
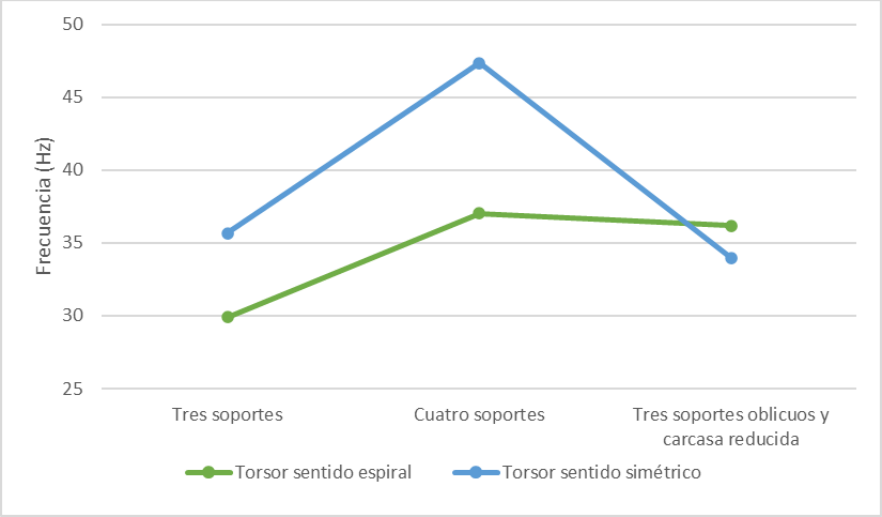


Figura 6.5.-Modo de balanceo de la varilla

Este modo evidencia que la propuesta de sustituir uno o dos soportes por una varilla no es recomendable, debido a que al unirse únicamente en un punto medio de la parte baja del motor, se permite que este pivote sobre la varilla, además de que en ambos formatos de

sentido (simétrico y espiral) el modo se encuentra en zona de resonancia. Por lo tanto, esta configuración geométrica se va a descartar.

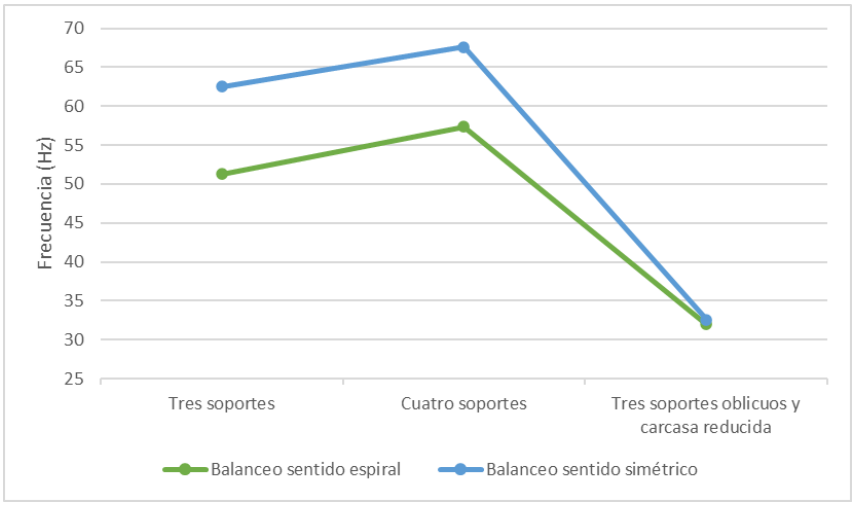
Una vez excluido el caso de la varilla, se han extraído los resultados obtenidos en la Tabla 6.7 y diferenciado entre el modo torsor y el modo de balanceo axial, de cara a tener una mejor visión y análisis de estos:



Gráfica 6.1.- Comparativa del modo torsor según geometría.

De esta primera gráfica se obtienen dos conclusiones. En primer lugar, el sentido simétrico proporciona más rigidez al sistema lo que se traduce en un aumento de frecuencia y una mayor separación del área de resonancia que el sentido espiral, con la excepción del último caso, de la carcasa reducida, en el que los valores se encuentran bastante parejos.

En segundo lugar, como era previsible, la geometría que mejores resultados obtiene es la de cuatro soportes, mientras que las otras dos se mantienen a un nivel parejo, dependiendo de el formato de sentido.



Gráfica 6.2.- Comparativa del modo de balanceo axial según geometría.

En cuanto al balanceo, a través de la Gráfica 6.2 también se observa que el sentido simétrico ofrece mejores resultados. En cuanto a el tipo de geometría, se sigue manteniendo la de cuatro soportes en primer lugar, mientras que en este modo los tres soportes mejoran a los oblicuos con carcasa reducida.

Como se describía al inicio de este capítulo, la función de este primer estudio es la de descartar las opciones más evidentes, y dirigir la investigación a un área más concreto, antes de proceder a implementar los silenciadores.

La conclusión a la que se llega es que, en primer lugar, la geometría de los dos soportes y de la varilla se va a eliminar del estudio, debido a que genera unos problemas visibles a nivel modal. En cuanto al sentido de las directrices, aunque en el análisis en carga presentan ligeros peores resultados en algunos casos, se va a optar por el sentido simétrico, ya que a nivel modal ofrece mejores resultados en general, además de que las tensiones y deformaciones en carga siguen siendo aceptables.

6.2.-Implementación de los silenciadores.

A continuación, se ha procedido a incorporar los dos silenciadores que llevan incorporados los ventiladores de chorro.

6.2.1.-Reparación de la geometría

La geometría da demasiados problemas, ya sea con elementos sólidos o tipo *shell.* Hay demasiada holgura entre los aislantes y las placas, además de tener las placas de los las envolventes una geometría muy difícil a la hora de mallar o de convertir en elementos tipo *shell*.

Por lo tanto, se ha modelado el conjunto entero desde cero, a excepción de los aislantes de lana de roca, en los que únicamente se han eliminado los redondeos. Se han respetado todos los espesores y diámetros, pero se ha simplificado todo el conjunto de cara a adaptarlo a la geometría tipo placa, incluso en el caso de la envolvente exterior que se muestra en la parte inferior de la siguiente tabla:

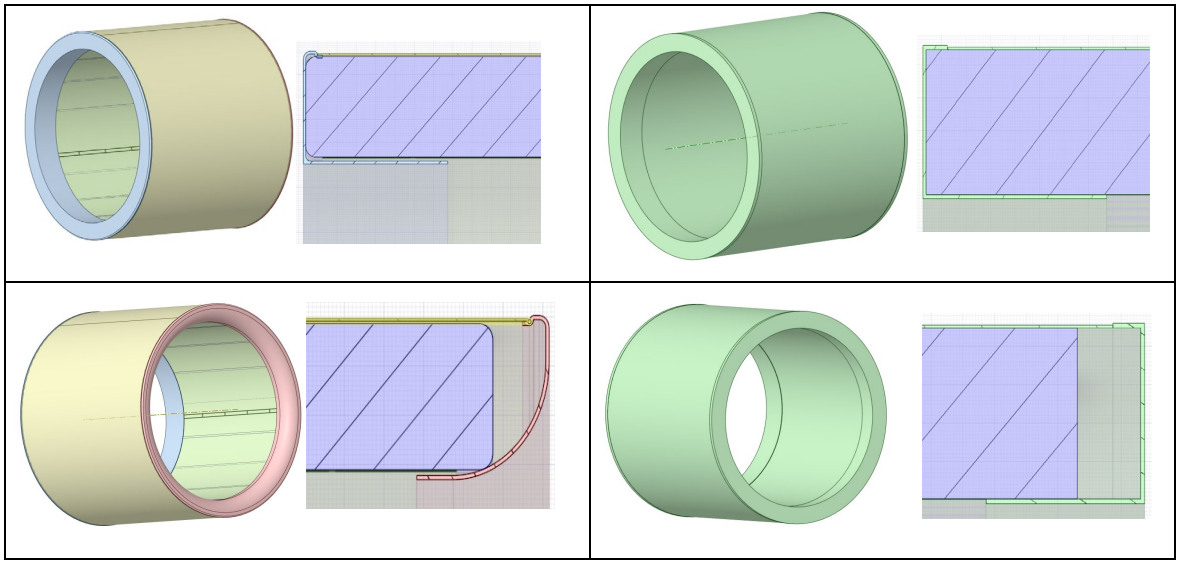


Tabla 6.8.- Diferencias entre la geometría original del silenciador (izquierda) y la modelada desde cero (derecha).

De esta forma, se pueden convertir todos los elementos a excepción de los aislantes de lana de roca, que, debido a su grosor, permanecen como elementos sólidos, como se puede ver en la siguiente figura, en la que se han dejado tres de los aislantes con el objetivo de visualizar mejor el conjunto:

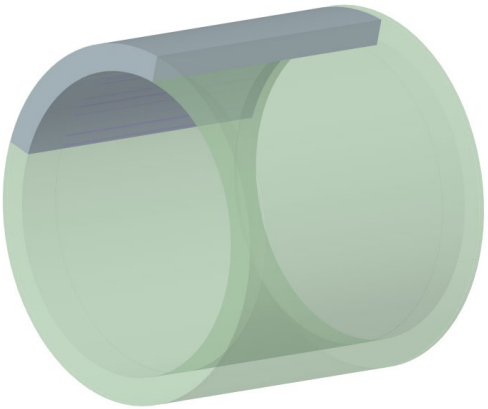


Figura 6.6.- Nuevo silenciador modelado, con todas las superficies convertidas a tipo placa con la excepción de los aislantes.

El hecho de contar con numerosos elementos tipo sólido, que se duplican al tener en cuenta que el ventilador cuenta con dos silenciadores, aumenta de manera importante el tiempo se simulación, por lo que se ha llevado a cabo un estudio para determinar si son realmente son indispensables y determinantes para los resultados globales del ventilador. Se ha comprobado que no generan un gran cambio a nivel de valores, por lo que se han eliminado del conjunto, y añadido su peso a el resto de las placas del conjunto ventilador, a través de su densidad, como se ha procedido anteriormente.

Una vez modelados los silenciadores, se ensamblan con el ventilador, de forma que el conjunto, mayoritariamente de elementos tipos *shell*, queda de la siguiente forma:

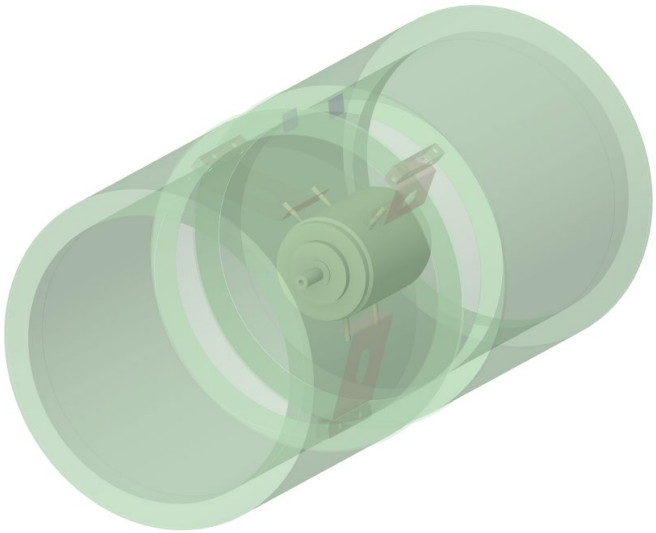


Figura 6.7.- Conjunto del ventilador con tres soportes oblicuos y carcasa corta con silenciadores.

6.2.2.-Condiciones iniciales

Antes de empezar con el estudio y comparación de geometrías, cabe destacar ciertas condiciones de partida. En primer lugar, el mallado del conjunto es exactamente igual que el utilizado anteriormente, con la excepción de los silenciadores a los que, después su correspondiente estudio de convergencia, se les asigna un tamaño de elementos de 50 mm. Al no aplicarse fuerzas directamente sobre ellos, además de que, al estar formados únicamente por elementos tipo *shell,* se crea un mallado muy uniforme, este tamaño será suficiente para obtener resultados precisos, sin incrementarse excesivamente el tiempo de simulación.

En cuanto al rodete, tal y como se ha concluido en el caso del ventilador vertical, es necesario adaptar el modelado del motor de cara a sustituirlo de forma acertada. En el caso del análisis modal, se procederá de la misma forma, es decir, sustituyendo su peso y empuje por una fuerza remota aplicada en su eje. En el caso del análisis modal, se va a eliminar del motor el volumen equivalente al rotor en los casos en los casos en los que se esté estudiando el modo torsor, debido a que este, al formar parte del conjunto que, rota libremente, no debería de influir en este modo. Quedaría de la siguiente manera:

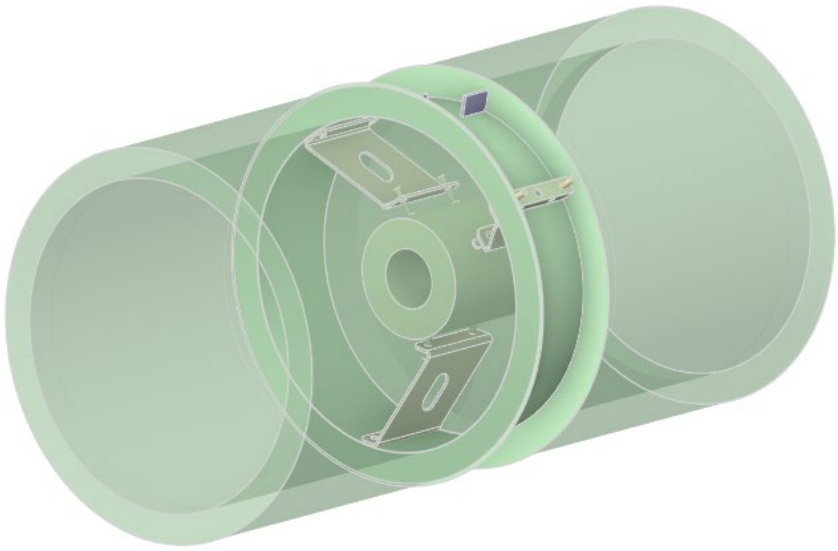


Figura 6.8.- Conjunto del ventilador y silenciadores, con eliminación del rotor del motor.

6.2.3.-Comparativa de geometrías

Una vez establecidas las condiciones iniciales, se va a comparar las geometrías más prometedoras. Estas son:

- Carcasa corta de 4 mm de espesor con 3 soportes oblicuos
- Carcasa larga de 4 mm de espesor con 3 soportes
- Carcasa larga de 4 mm de espesor con 4 soportes
- Carcasa larga de 6 mm de espesor con 4 soportes
- Carcasa larga 2D de 6 mm de espesor con 4 soportes

Todas las geometrías analizadas hasta ahora contaban con un espesor de carcasa de 4 mm, por lo que en este apartado también se estudiará el efecto de aumentarlo a 6 mm. Todos estos casos cuentan con dos silenciadores, uno a cada lado del ventilador, a excepción del último caso "2D", que indica el caso, en el que el comprador especifica la incorporación de otros dos silenciadores al ventilador.

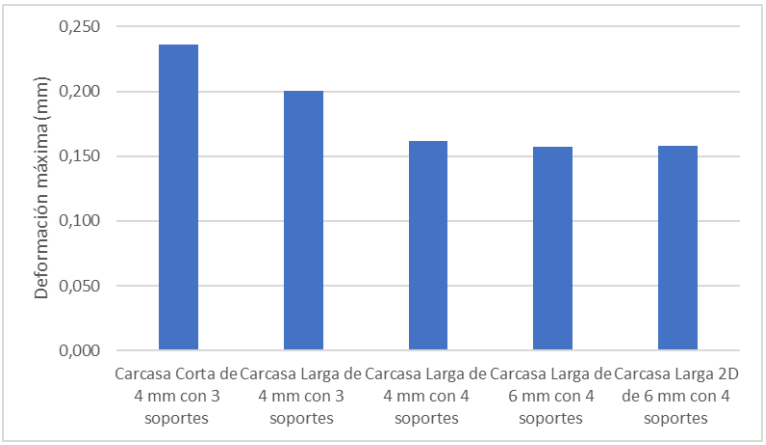
6.2.3.1.-Análisis en Carga

En el análisis en carga se obtienen los siguientes resultados:

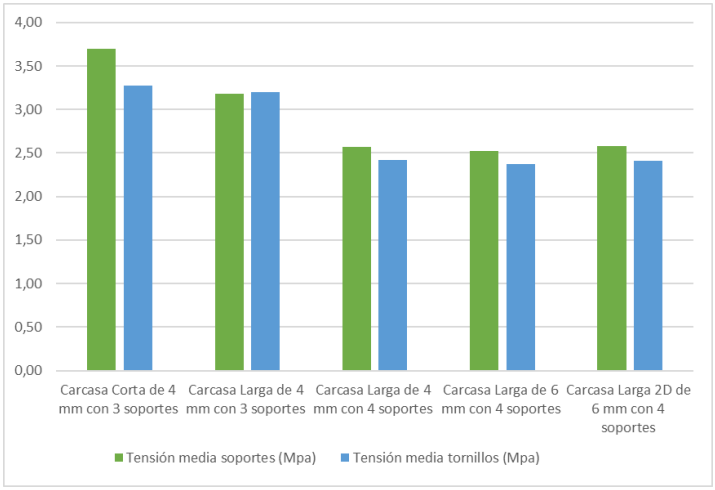
Caso	Def max (mm)	Tensión max (MPa)	Tensión máxima soportes (MPa)	Tensión media soportes (MPa)	Tensión máxima tornillos (MPa)	Tensión media tornillos (MPa)
Carcasa Corta de 4 mm con 3 soportes	0,236	69,93	57,32	3,70	69,93	3,27
Carcasa Larga de 4 mm con 3 soportes	0,200	77,84	47,29	3,18	77,84	3,20
Carcasa Larga de 4 mm con 4 soportes	0,162	57,95	40,27	2,57	57,95	2,42
Carcasa Larga de 6 mm con 4 soportes	0,157	55,94	38,93	2,52	55,94	2,37
Carcasa Larga 2D de 6 mm con 4 sop.	0,158	56,92	39,33	2,58	56,92	2,41

Tabla 6.9.- Comparativa del análisis en carga según geometría.

De la esta primera tabla se extraen las siguientes gráficas, que nos muestran la deformación y tensiones medias de los tornillos y de los soportes en cada caso:



Gráfica 6.3.- Comparativa de deformaciones máximas según geometría



Gráfica 6.4.- Comparativa de tensiones medias según soportes

Como el estudio sin silenciadores anticipaba, en estas gráfica es posible observar unos mejores resultados en el caso de la geometría con una cuatro soportes y una carcasa larga. Sin embargo, los resultados con tres soportes, no se alejan demasiado, incluso en el caso de la carcasa corta. También se observa que el aumento de grosor de 4 a 6 mm de la carcasa no tiene prácticamente ningún efecto, y sorprendentemente el conjunto con cuatro silenciadores no aumenta considerablemente ni la tensión ni la deformación. Como en la gran parte del proyecto, los resultados decisivos se obtendrán en el análisis modal.

6.2.3.2.-Análisis modal

Se vuelve a realizar la misma comparativa, pero a través del análisis modal, con el que se obtienen los siguientes resultados:

Caso	Modo torsor (Hz)	Modo balanceo (Hz)
Carcasa Corta de 4 mm con 3 soportes	44,766	29,493
Carcasa Larga de 4 mm con 3 soportes	52,65	44,732
Carcasa Larga de 4 mm con 4 soportes	59,824	45,637
Carcasa Larga de 6 mm con 4 soportes	60,101	47,162
Carcasa Larga 2D de 6 mm con 4 soportes	59,264	24,983

Tabla 6.10.- Comparativa del análisis modal según geometría.

En cuanto al aspecto visual, el modo torsor presenta una forma similar al del caso sin silenciadores, no obstante, el modo de balanceo se ve de forma más exagerada, al mostrarse el desplazamiento de los silenciadores:

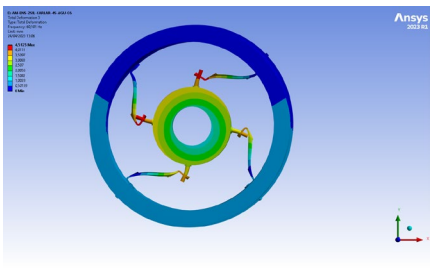
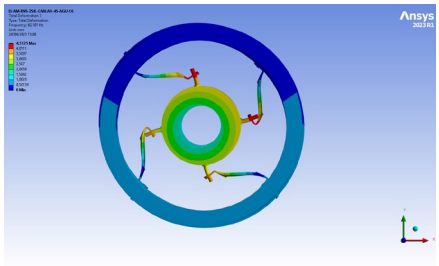
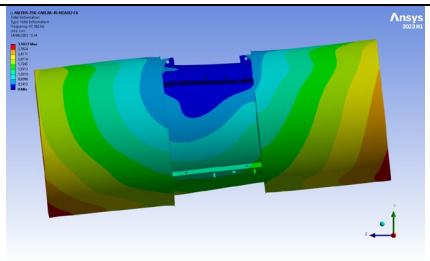
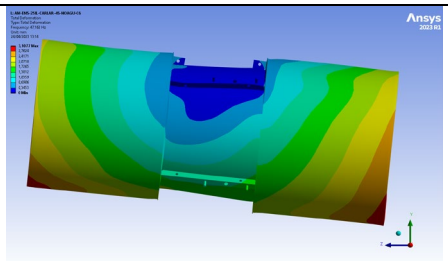
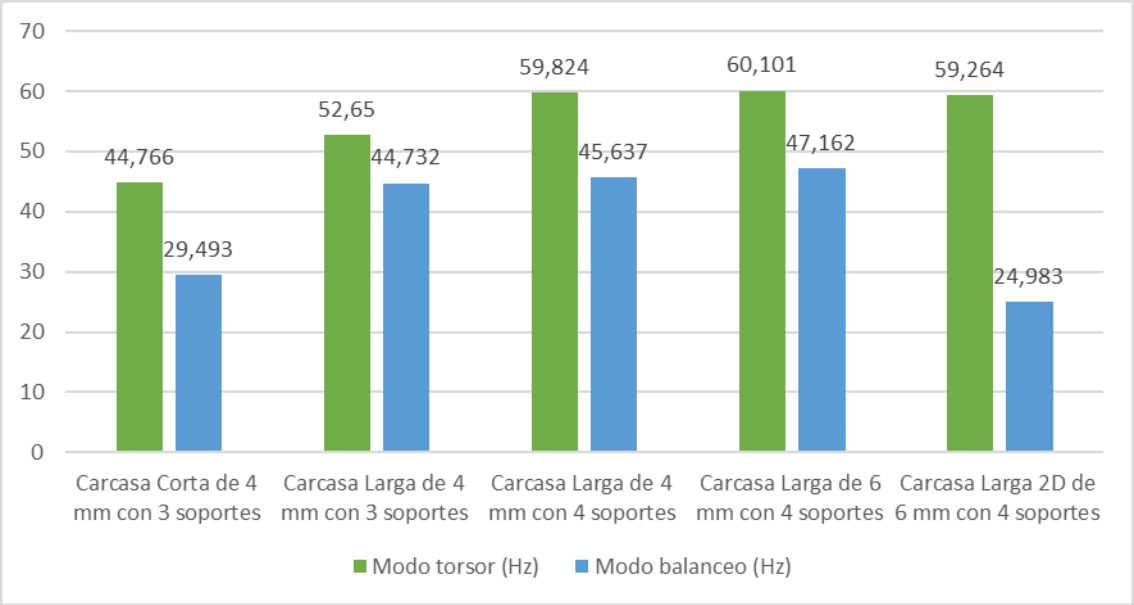
Modo torsor		
Modo de balanceo axial		

Tabla 6.11.-Modos del ventilador de cuatro soportes con silenciadores incorporados.

Los resultados obtenidos en la Tabla 6.10 muestran unos resultados bastante buenos en todas las geometrías, pero de cara a la comparación o valoración final, estos se han plasmado en la siguiente gráfica:



Gráfica 6.5.- Comparativa modal según geometría

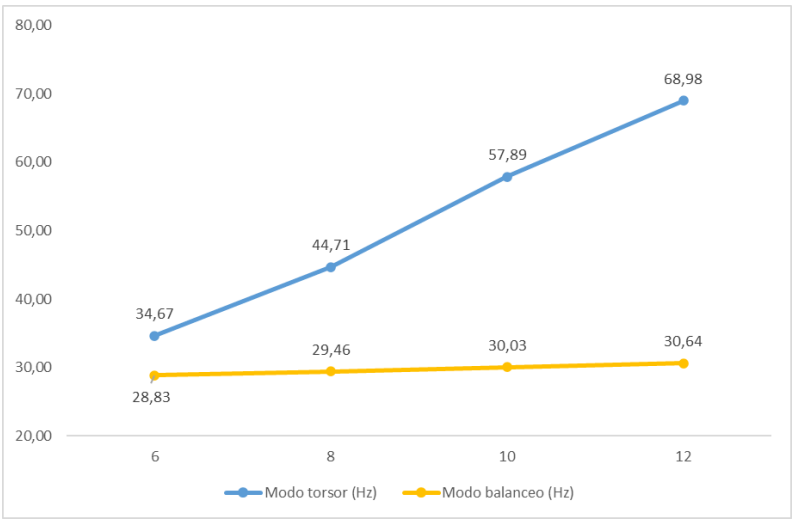
Esta gráfica nos indica, en primer lugar, que el último caso, con cuatro silenciadores, rigidiza el conjunto motor, manteniendo un alto modo torsor. Sin embargo, y como era de esperar, el aumentar la distancia del extremo del conjunto hasta el apoyo, es decir, desde el extremo libre del silenciador hasta la omega del ventilador, crea un momento que facilita el movimiento de balanceo, disminuyendo el valor de su frecuencia, y introduciéndose de lleno, en la zona de resonancia. Por tanto, como se suele hacer en la mayoría de los proyectos con cuatro silenciadores, se debería añadir una sujeción en los extremos de los dos silenciadores libres.

En cuanto al resto de geometrías, se observa un modo torsor más que aceptable en los cuatro casos, con un mínimo de 45 Hz en el caso de la carcasa corta con tres soportes, y un máximo de 60 Hz en el caso de a carcasa larga con cuatro soportes, tanto con grosor de 4 mm como de 6 mm. Por lo tanto, en este sentido todo serían aptos.

El único problema se encuentra en el modo de balanceo axial de la geometría con carcasa corta y tres soportes, que se encuentra al límite de la zona de resonancia, con un valor de 29,493 Hz. Esto es debido a que, al reducir la longitud de la carcasa, la zona superficie de unión o apoyo con el techo es mucho más pequeña, por lo que se intensifica el momento creado por el peso que se sitúa en los extremos de los silenciadores, traduciéndose en un aumento del balanceo, y por consiguiente, una disminución de la frecuencia de este

modo.

De cara a incrementar este valor, se ha realizado un estudio del impacto de la variación de espesor de las directrices o soportes, inicialmente en 8 mm, en el modo torsor o de balanceo. Los resultados a nivel de valores se muestran en el Anexo 12, que básicamente evidencian una directa proporcionalidad entre el espesor de los soportes y las frecuencias de los modos torsores y de balanceo. Sin embargo, aunque en el caso del modo torsor se produzca un alto incremento, en el caso del de balanceo, el aumento de la frecuencia es mucho más reducido, como se puede apreciar en la siguiente gráfica:



Gráfica 6.6.- Comparativa modal de la carcasa corta de 3 soportes según espesor de estos

Como se puede observar, la frecuencia que se obtiene con el grosor inicial de 8 mm, apenas incrementa 1 Hz al aumentar el espesor de las directrices hasta 12 mm, lo cual determina que únicamente merecería la pena aumentar o disminuir estos espesores en caso de querer variar el modo torsor, ya que en el de balanceo se necesitaría un espesor que no resultaría factible ni rentable.

En cuanto al resto de geometrías (Anexo 12), cabe destacar que el aumentar el grosor de la carcasa prácticamente no tiene efecto en los resultados, por lo que se mantendrá el grosor de 4 mm. En cualquier caso, se obtienen resultados bastante buenos en todos ellos, por lo que, a nivel de costes y de optimización, la mejor opción sería la de la carcasa larga con tres soportes o directrices. Sin embargo, no se puede descartar del todo la opción de la

carcasa corta con tres soportes. Esto es debido a que, todos estos casos se están analizando desde el punto de vista de una unión al techo rígida. El conjunto de suspensión, descrito en el apartado "2.3.3.3.-Esquema", tiene la función, además de sustentar el ventilador de, a través de un sistema con gomas de caucho, permitir cierto desplazamiento del ventilador, disminuyendo los tres modos de balanceo, axial, lateral, y vertical, a un valor muy bajo. Por lo tanto, ese modo de balanceo que está dando problemas, se controlaría, y alejaría enormemente de la zona de resonancia.

6.3.-Implementación del conjunto de suspensión

Una vez incorporados los silenciadores, se ha estudiado la forma de implementar el conjunto de suspensión, que es el utilizado en la mayoría de los casos para unir el ventilador de chorro a la parte superior del túnel. El funcionamiento es bastante complejo de simular, tanto que tiempo atrás una empresa de ingeniería externa fue la encargada de realizar el estudio para comprobar que efectivamente, además de sustentar el ventilador, era capaz de controlar los modos de balanceo mantenerlos por debajo del nivel que se requiera.

La geometría es la siguiente:

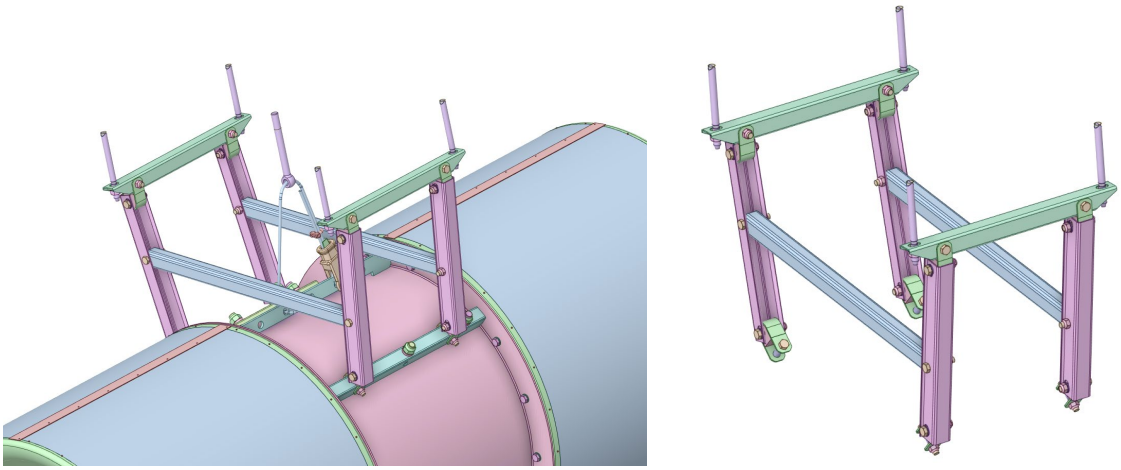


Figura 6.9.-Conjunto de suspensión del ventilador de chorro.

De cara a entender su funcionamiento, a continuación se muestra como se comporta el ventilador de chorro de carcasa larga, cuatro soportes y sin silenciadores, unido al techo a través de este conjunto de suspensión, al ser arrancado:

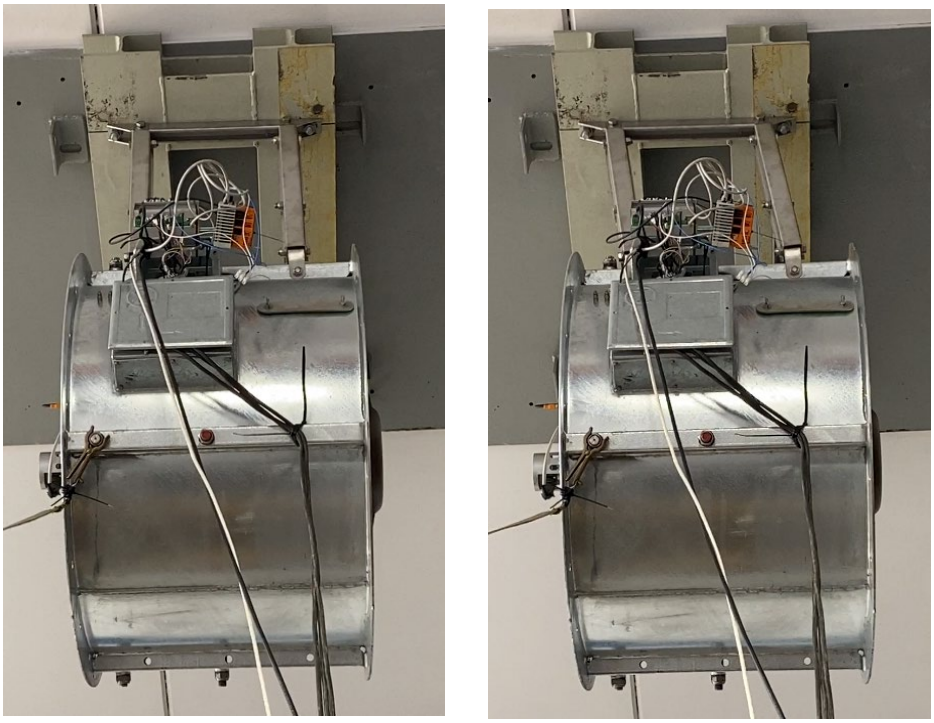


Figura 6.10.- Arranque del ventilador de chorro, unido al techo a través del conjunto de suspensión.

Como se puede apreciar en la parte izquierda de la Figura 5.10, el conjunto de suspensión soporta al ventilador mientras este está apagado, y una vez que se arranca, como se observa en la parte derecha de la figura, el ventilador se desplaza unos 100 mm axialmente debido al empuje del ventilador, todo ello gracias a el sistema de suspensión.

La parte del conjunto que permite este desplazamiento es la siguiente:

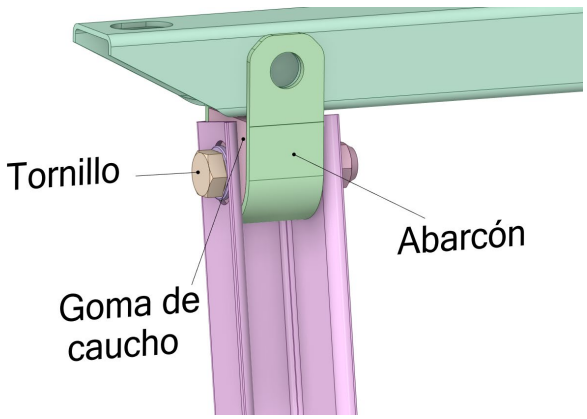


Figura 6.11.- Esquema del conjunto de amortiguación

El único nexo entre la viga vertical y la viga horizontal que va unida al techo es a través de una goma de caucho. Esta goma permite, en el caso en el que el ventilador este apagado, que todo el conjunto se desplace ligeramente hacia abajo, debido a que, al ser un material deformable, permite que el tornillo penetre ligeramente sobre ella. Una vez que el motor se arranca, el empuje crea un momento con respecto a las gomas superiores, que permiten que los tornillos también giren ligeramente y penetren sobre ellas. El conjunto real es el siguiente:

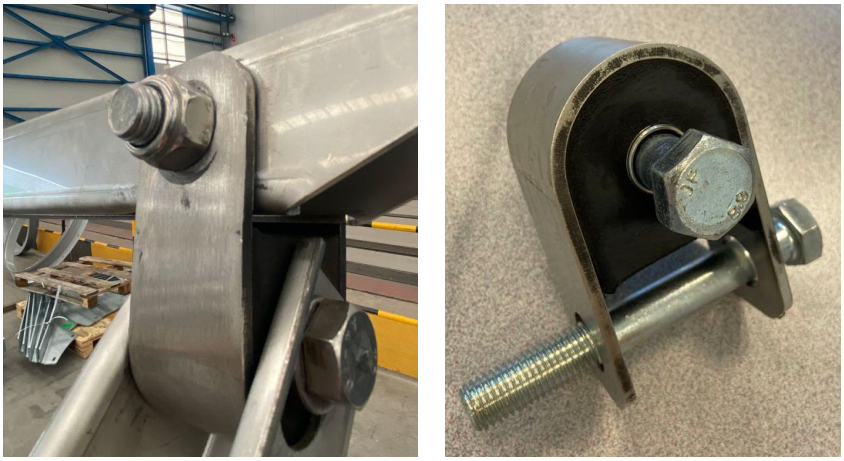


Figura 6.12.-Conjunto de amortiguación real con goma de caucho real en las instalaciones de Zitrón.

El problema está en que se trata de unas gomas de dureza shore 50, cuyas propiedades son las de un material hiperelástico. Las simulaciones con este tipo de materiales son extremadamente complejas, además de que convierten la simulación en una de tipo no lineal. Por lo tanto, se va a realizar una aproximación del modelo, a través de aplicar a las gomas las propiedades elásticas del material caucho genérico. No se ha conseguido asemejarlas de alguna forma a la clasificación de shore 50, debido a que estás únicamente se pueden insertar en el programa como propiedades hiperelásticas.

Como siempre, se ha llevado a cabo una reparación de la geometría en la que se han eliminado todos los pernos y simplificado el conjunto de tornillos, como se puede consultar en el Anexo 13. También se ha procedido a convertir todos los elementos a tipo *shell* con la excepción de las gomas de caucho y tornillos. El mallado que se le aplicará es de 5 mm a todo el conjunto de tipo *shell*, y de 2 mm a gomas de caucho y tornillos.

6.3.1.-Aproximación de la simulación

Para estudiar si finalmente esta forma de simular es viable, se ha comenzado con el conjunto más básico, formado por el tornillo, el abarcón, y la goma de caucho. Se le ha aplicado al tornillo una fuerza vertical hacia abajo simulando el peso del ventilador, y un momento, simulando el creado por el empuje, obteniéndose los siguientes resultados:

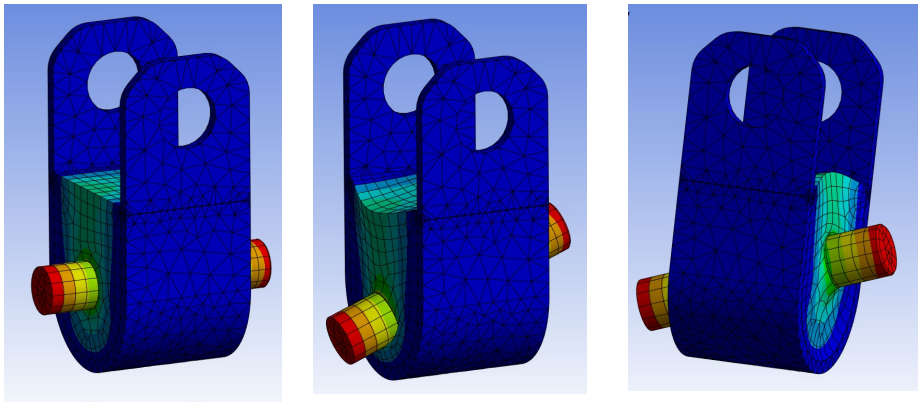


Tabla 6.12.- Deformación exagerada de la goma de caucho al aplicarse una peso y momento al tornillo. A la izquierda, sin deformación, y en el centro y derecha deformación exagerada por cada lado.

Se puede observar que la suspensión de la goma se comporta de forma similar a la realidad, por lo que a continuación se ha procedido con el siguiente subconjunto para confirmar el comportamiento adecuado. Es importante establecer que no hay un contacto inicial entre la viga vertical y el abarcón, debido a que su único nexo tiene que ser a través de la goma deformable. Se obtiene la siguiente situación, que nos muestra el correcto movimiento de las vigas verticales:

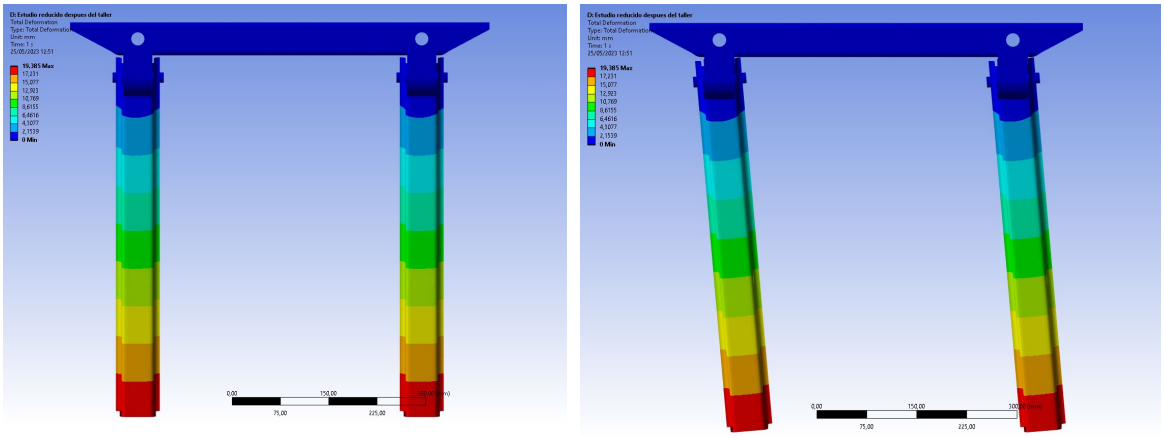


Figura 6.13.-Desplazamiento del subconjunto de suspensión.

6.3.2.-Análisis en carga

Una vez se ha comprobado que las vigas verticales son capaces de desplazarse de manera correcta, se ha incorporado el conjunto al resto del ventilador de carcasa larga y cuatro soportes, de cara a compararlo con las imágenes obtenidas de la Figura 6.10:

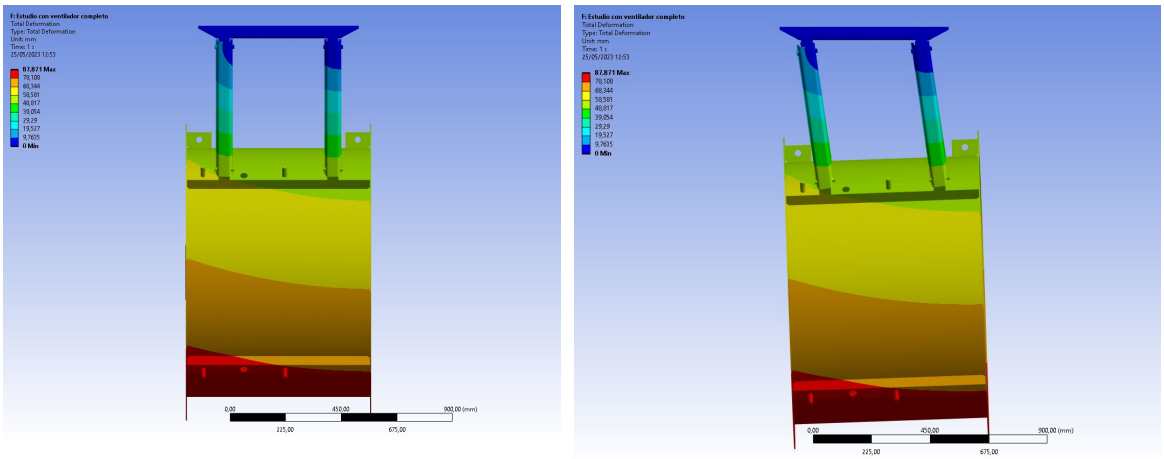


Figura 6.14.-Deformación en escala real del ventilador de chorro con conjunto de suspensión.

Como se puede comprobar, el desplazamiento realizado por el ventilador en la simulación es muy similar al real, tanto a nivel visual, como a nivel numérico, obteniéndose un desplazamiento de casi 9 cm. Esta imagen se puede consultar en el anexo 14. Sin embargo, la función del conjunto de suspensión, además de sostener el ventilador, es de controlar sus modos de balanceo, por lo que la importancia reside en el análisis modal.

6.3.3.-Análisis modal

Los resultados obtenidos por la empresa externa de ingeniería demostraban que los tres modos de balanceo principales del conjunto disminuían hasta estar dentro del rango de seguridad que aseguraba el 95% de aislamiento vibratorio del ventilador, que al igual que en este caso, giraba a 1500 rpm. Conservando el mismo modo torsor que el obtenido anteriormente, a nivel de balanceo se obtienen unos resultados similares a los del informe de la empresa externa, ambos manteniendo el valor de las frecuencias por debajo de los 6 Hz:

	Frecuencia obtenida por empresa externa (Hz)	Frecuencia obtenida en el estudio (Hz)
Balanceo lateral eje X	3,49	3,20
Balanceo vertical eje Y	5,84	4,93
Balanceo axial eje Z	0,23	1,11

Tabla 6.13.-Comparativa entre resultados modales del ventilador con conjunto de suspensión.

El comportamiento de cada modo se puede apreciar en la siguiente tabla:

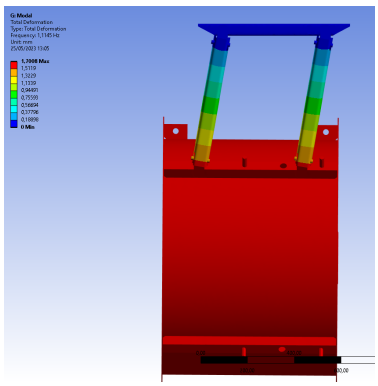
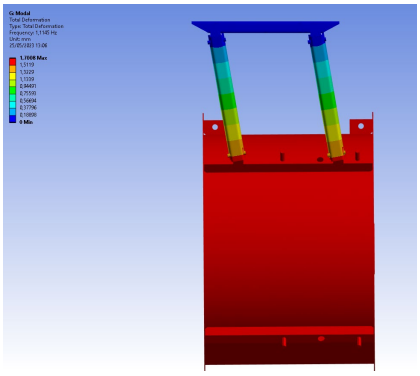
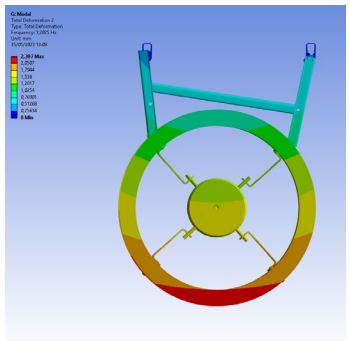
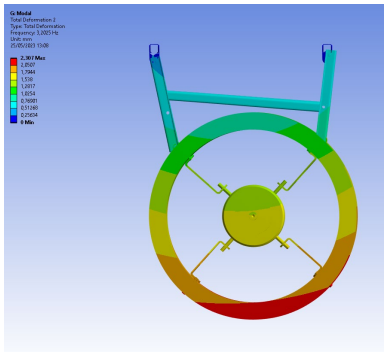
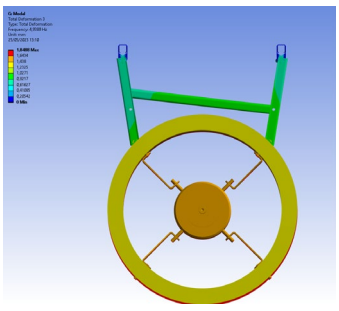
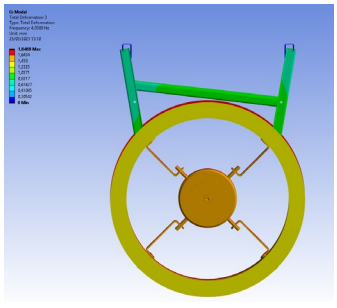
Balanceo axial eje Z=1,11 Hz		
Balanceo lateral eje X=3,20 Hz		
Balanceo vertical eje Y=4,9 Hz		

Tabla 6.14.-Análisis visual de los principales modos de balanceo.

Como se puede apreciar en la Tabla 6.13, los resultados obtenidos son muy similares, cumpliendo con el objetivo de controlar los tres modos de balanceo de la carcasa a una frecuencia muy baja, lo que evitaría cualquier tipo de resonancia con el motor.

Es importante mencionar que estos resultados no se pueden tomar como valores reales, sino como una forma de realizar la simulación de manera más simple, que se aproxima al comportamiento real, eliminando el problema de los modos de balanceo en zona de resonancia. La simulación realizada por la empresa externa ha tenido en cuenta la dureza de las gomas, y su condición de hiperelasticidad, por lo que sus resultados reflejan un valor más parecido a la realidad.

7. VALORACIÓN DE RESULTADOS Y CONCLUSIONES.

7.1.-Valoraciones con respecto a la simulación

A nivel de simulación, se ha evidenciado la gran importancia de adecuar la geometría del conjunto dentro de cualquier tipo de proyecto. En muchas ocasiones, no se le dedica el tiempo necesario, y juega un papel fundamental a la hora de realizar un estudio, ya sea de un único conjunto, o de una especifica optimización con respecto a este. Además de la simplificación de la geometría, es indispensable hacer uso de la herramienta de conversión a superficies placa o *shell*, ya que tiene un gran impacto en la calidad del mallado, que repercute directamente en los resultados. En proyectos en los que se requiera una optimización con numerosos tipos de configuraciones o variaciones, como ha sido este, el ahorro de tiempo que supone marca la diferencia.

Con respecto a la optimización con numerosas iteraciones, cabe destacar la importancia de la herramienta de parametrización, la cual no es frecuentemente usada, y es la más indicada para este tipo de casos, al realizarse numerosas repeticiones en las que solo se difiere en uno o dos parámetros, pero que conllevan una gran cantidad de tiempo si se simulan independientemente.

En cuanto el proyecto del dámper se ha conseguido modelar e implementar exitosamente el conjunto del motor y su encapsulado o *jacket*, hasta entonces sustituido por una fuerza remota.

Además, se ha conseguido simular los tres tipos de apoyos disponibles para el ventilador vertical, obteniendo dos formas diferentes a la hora de proceder con el apoyo elástico, con las que se obtienen los mismos resultados. También se ha logrado implementar al conjunto y simulación el rodete, lo cual puede ser muy interesante para futuros proyectos en los que el estos puedan suponer un gran cambio a nivel estructural.

En el ventilador de chorro, se ha optimizado un caso con una cantidad de configuraciones bastante alta, a través de la anteriormente mencionada parametrización, y

un buen uso de la herramienta de modelado *SpaceClaim* de cara a editar la geometría en cada caso. Adicionalmente, también se ha conseguido agregar el conjunto de silenciadores, anteriormente sustituidos por una masa puntal, además de incorporar la ambiciosa simulación del conjunto de suspensión.

7.2.-Valoración de resultados

A continuación se realizará una valoración a nivel de resultados obtenidos en cada uno de los tres proyectos independientes.

7.2.1.-Dámper

Los resultados obtenidos en el primero de los casos, que engloba al dámper industrial, demuestran la importancia de las lamas horizontales de seguridad para mantener controlado el desplazamiento del motor, y disipar la tensión que se acumula en su unión con el resto del conjunto.

También se confirma que el conjunto aguantará los cuatro tipos diferentes de carga, con un desplazamiento mínimo del motor, que en el peor de los casos apenas llega a los 4 mm, y una tensión aceptable en el conjunto, por debajo de los 100 MPa. En el caso del efecto pistón, se debería valorar un aumento de espesores de placa para la carcasa del Jacket, con el objetivo de mantener a raya picos de tensión en sus extremos.

7.2.2.-Ventilador Vertical

En el caso del ventilador vertical, el estudio realizado nos permite asegurar que el comportamiento en carga del ventilador es admisible con cualquiera de los apoyos discutidos.

Sin embargo, a nivel modal, todos ellos presentan un momento torsor de entre 20 y 21 Hz, que se encuentra en el límite de la zona de resonancia, por lo que no se puede asegurar que el ventilador funcione sin problemas hasta que se pruebe en el túnel de viento. En caso de que la resonancia se produzca, se ofrece como solución la disminución del espesor de las directrices de 10 a 8 mm, lo cual supondría aumentar la distancia del modo torsor con

respecto a la zona de riesgo.

Por lo tanto, en cuanto a los apoyos para este ventilador, cabe la posibilidad de utilizar cualquiera de los tres estudiados, debido a que la función de los muelles elásticos de controlar los modos de balanceo del conjunto a un nivel bajo no es realmente necesario debido a que, como se demuestra en el estudio realizado sobre el ventilador con apoyo fijo o libre, se encuentran de por sí bastante lejos de la zona de riesgo. Aún así, si no supone un gran coste económico, pueden considerarse como la mejor opción debido a que aíslan a nivel de vibraciones el ventilador, de forma que no se transmitan con su entorno.

7.3.-Ventilador de chorro

El primer estudio realizado sobre el conjunto del ventilador de chorro, sin silenciadores ni suspensión, ha llevado a descartar la opción del soporte de varilla, debido al indeseable modo de balanceo que se genera sobre este, y a su presencia en la zona de resonancia. Además, se ha decidido optar por el formato de directrices con sentido simétrico, debido a que aporta mejor resultados modales en la mayoría de los casos.

Al añadir los silenciadores, se confirma la posibilidad de reducir el número de directrices o soportes del motor de cuatro a tres, ofreciendo ligeros peores resultados con respecto al caso inicial, pero admisibles tanto a nivel estructural como modal. El siguiente paso de cara a reducir materiales y costes sería el de la reducción de la carcasa, cuyos resultados en carga y a nivel de torsión son prometedores. Sin embargo, al aumentar la distancia entre los apoyos y el techo debido a su reducción de carcasa, el momento que crean los silenciadores con respecto al apoyo es mayor, disminuyendo el modo de balanceo, y acercándolo peligrosamente a la zona de resonancia.

Tras un estudio de espesores, se ha confirmado que la variación del grosor de las directrices tiene un gran efecto a nivel de torsión, pero más insignificante a nivel de balanceo, por lo que no se podría considerar la posibilidad de aumentar este grosor para incrementar esta frecuencia que se encuentra cerca de la zona de resonancia. Sin embargo, con la incorporación del conjunto de suspensión que se ha modelado en el programa, este modo dejaría de ser un problema al pasar a ser totalmente controlado y por debajo de los 6 Hz.

Por tanto, la primera opción de optimización de cara a bajar costes sería, manteniendo la carcasa larga y de 4 mm de espesor, reducir el número de soportes hasta tres. Más tarde, se podría probar en el túnel de viento si la geometría con carcasa corta no entra en resonancia debido al balanceo axial que se genera en el conjunto. En caso de que suceda, se debería de modelar un nuevo conjunto de suspensión con el mismo funcionamiento que el modelado anteriormente, pero adaptándose a una carcasa mucho más corta en longitud, lo que probablemente llevaría a realizar gran parte del agarre a través de los silenciadores.

7.4.-Resultados reales

Como se había manifestado en la introducción del proyecto, haber realizado este estudio a través de las prácticas en la empresa Zitrón, ofrece la oportunidad de seguir a diario la fabricación de los conjuntos en el taller, y más tarde, contrastar los resultados obtenidos en el programa con los obtenidos en la realidad.

El Banco de Ensayos de Zitrón, con 100 metros de largo y una sección transversal de 52 metros cuadrados, es el más grande del mundo de sus características. Dichas instalaciones permiten alcanzar un nivel de tolerancia de rendimiento AN1 y el ensayo de ventiladores de hasta 2.500 kW y 5.8 m de diámetro, simulando condiciones reales de operación.

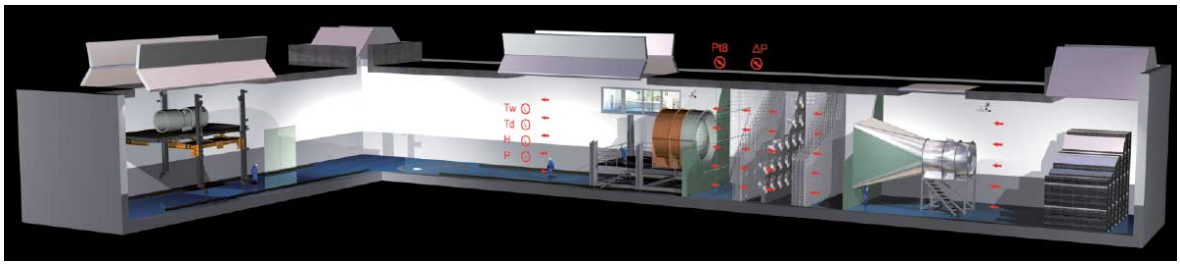


Figura 7.1.- Modelo 3D del banco de estudios de Zitrón.

En las instalaciones se realizan ensayos de ventiladores a gran escala, reproduciéndose cualquier parámetro del circuito de ventilación (flujo, presión, eficiencia, vibraciones, temperatura, etc.) especificado por el cliente. Los parámetros de prueba pueden cubrir no solo las condiciones subterráneas iniciales, sino también los escenarios potenciales que pueden surgir durante la vida útil del sistema.[1]

Figura 7.2.-Ventilador de mina rodado en el banco de viento de Zitrón.

7.4.1.-Dámper

El nuevo conjunto de sustentación del motor del dámper industrial ha sido fabricado en el taller de Zitrón, resultando de la siguiente forma:

Figura 7.3.-Nuevo conjunto de sustentación del motor del dámper, en las instalaciones de Zitrón.

En este primer modelo fabricado, no se ha incorporado el jacket ni su carcasa de protección. Aunque a priori parezca que el motor esta suspendido de forma correcta, es necesario tener una visión longitudinal de este:

Figura 7.4.-Deformación del conjunto dámper.

Como se puede apreciar en la Figura 7.4, los marcos de unión del motor al dámper están flexionando, dando lugar a un desplazamiento del extremo del motor de unos 4 cm. Además, hay que tener en cuenta, que esta deformación se produce sólo con el peso del motor, y podría ser mucho peor cuando se añada el *jacket*, su carcasa, y la presión del viento. Sin embargo, esta deformación, que choca con los resultados obtenidos en la simulación, es debida a ciertos aspectos:

- En primer lugar, el motor que se ha utilizado en este primer modelo no es el definitivo que se ha modelado en el programa, debido a que este actuador todavía no ha llegado a las instalaciones de Zitrón. Este nuevo motor presenta una masa similar al final, sin embargo, como se puede observar en la Figura 7.4, este actuador presenta el centro de masas más alejado de la brida, debido a su geometría más voluminosa en su extremo, lo que genera más momento con respecto al marco.

- En segundo lugar, las lamas horizontales, cuya importancia se había validado en este proyecto, no se han incorporado al conjunto de la forma en la que había simulado:

Figura 7.5.-Lamas horizontales de seguridad en el conjunto real.

Como se puede observar en esta última figura, las lamas de seguridad no están soldadas a la parte inferior del tubo que une la brida con el marco, sino que distan a una pequeña distancia, de forma que, únicamente cumplen la función de disipar parte de la tensión del marco y de aumentar su rigidez, pero no la de apretar el tubo que une al motor, lo que reduciría enormemente su desplazamiento.

- Por último, al eliminarse todos los tornillos y utilizarse contactos tipo *bonded*, se estaba asumiendo que las uniones atornilladas no fallarían, y los componentes quedarían unidos de forma correcta. Sin embargo, como se puede observar en la parte izquierda de la Figura 7.6, el semimarco cuadrado se está separando en su parte superior, debido al momento creado por el motor, al semimarco rectangular. Esto es debido a que el apriete de los tornillos no ha sido el correcto, o que es necesario aumentar el número de tornillos que se ven en la parte derecha de la figura:

Figura 7.6.- Separación entre marcos (izquierda) y tornillos de unión entre marcos (derecha)

Por lo tanto, de cara a obtener los resultados obtenidos en la simulación es necesario:

- Incorporar el motor definitivo.
- Unir y soldar las lamas horizontales al tubo de la brida.
- Aumentar el número de tornillos de unión entre marcos de 4 a 8, repartidos longitudinalmente, o bien asegurar el apriete correcto de estos.

Los resultados finales, por tanto, están a la espera de la llegada del nuevo motor, y de la corrección de los aspectos mencionados.

7.4.2.-Ventilador Vertical

Se ha realizado un seguimiento de la fabricación del ventilador vertical en todos sus pasos, empezando por la fabricación de los componentes, como pueden ser los discos del rodete y la carcasa principal, o la llegada del motor comprado externamente:

Tabla 7.1.- Llegada del motor a las instalaciones de Zitrón (izquierda), discos del rodete fabricados (centro) y carcasa principal fabricada (derecha)

Posteriormente el ensamblaje de estos subconjuntos, como puede ser el de los componentes del rodete, la integración del motor a su conjunto de unión a la carcasa, o la unión final entre carcasa principal y secundaria:

Tabla 7.2.-Rodete ensamblado (izquierda), incorporación del motor al conjunto de unión con la carcasa (centro) y ensamblaje final (derecha)

Una vez finalizado el proceso de fabricación y ensamblaje del ventilador, se ha probado en el banco de viento, tal y como se ve en la siguiente imagen:

Figura 7.7.- Ventilador vertical en el banco de viento.

Los resultados obtenidos en el banco de viento muestran que el ventilador vertical completa su arranque hasta el 1500 rpm sin observarse picos o valores altos de vibración ni ningún tipo de resonancia, lo que confirma que el modo torsor del motor no ha provocado una resonancia en el conjunto.

Este ventilador, tal y como se mencionaba al inicio del proyecto, se ha unido a la superficie a través de los muelles elásticos AMC (Figura 7.8), por lo que se está a la espera de su prueba con un apoyo fijo o libre, en caso de que el comprador no especifque el apoyo necesario con muelles.

Figura 7.8.-Apoyos elásticos AMC 750.

7.4.3.-Ventilador de chorro.

En cuanto al ventilador de chorro, no se ha seguido ningún tipo de fabricación, debido a que como se explicaba anteriormente, se trata de un modelo estándar existente, en el que únicamente variaría su configuración. En la siguiente imagen se muestra la configuración inicial desde la que se parte, con un conjunto formado por dos silenciadores, la carcasa larga de 4 mm, y cuatro soportes con configuración simétrica:

Figura 7.9.-Imagen tomada desde el interior del conjunto de ventilador de chorro inicial con cuatro soportes.

Únicamente se ha podido realizar y presenciar la prueba con la configuración simétrica de dos soportes y varilla, con carcasa larga, que se muestra en la siguiente figura:

Figura 7.10.- Prueba del ventilador de chorro con carcasa larga, dos soportes y varilla

El ventilador de chorro se ha rodado sin la incorporación del sistema de suspensión, y ha confirmado que el soporte del motor a través de la varilla produce unas altas vibraciones en el conjunto, por lo que la decisión de descartar esta configuración era correcta.

Se está a la espera de ensayar el ventilador con la reducción del número de soportes a tres, y con la nueva carcasa de menor longitud, que ya ha sido fabricada, y se muestra en la siguiente imagen:

Figura 7.11.-Carcasa corta para el ventilador de chorro.

8. PROGRAMACIÓN TEMPORAL-PLANIFICACIÓN.

En la siguiente página se encuentra el diagrama de *Gantt* del proyecto *(*Figura 8.1). En este, se puede apreciar, por un lado, la duración que se había previsto para cada caso al inicio del proyecto, y por otro lado, el tiempo resultante real que fue necesario para completar cada uno de ellos, En cuanto a la redacción de la memoria, esta ha sido llevada a cabo de forma simultánea a la realización de cada proyecto.

Se puede observar cómo se preveía una duración menor de la finalmente resultante en el caso del dámper, y de forma contraria, el caso del ventilador vertical fue resuelto en menor tiempo del esperado. Esto es debido a que, aunque el primero de los casos fuera más simple a nivel de objetivos y de geometría, al ser el inicio del proyecto aún se estaba llevando a cabo una familiarización con el programa y con la metodología. Esto se ve reflejado en el tiempo empleado en el caso del ventilador vertical, en el que ya se venía con cierta base teórica y práctica.

El caso del ventilador de chorro, al ser el más complejo en todos los sentidos, ha supuesto una duración bastante extensa en comparación con los demás, obligando a llevar a cabo el análisis de resultados final y el análisis de costes en la misma semana.

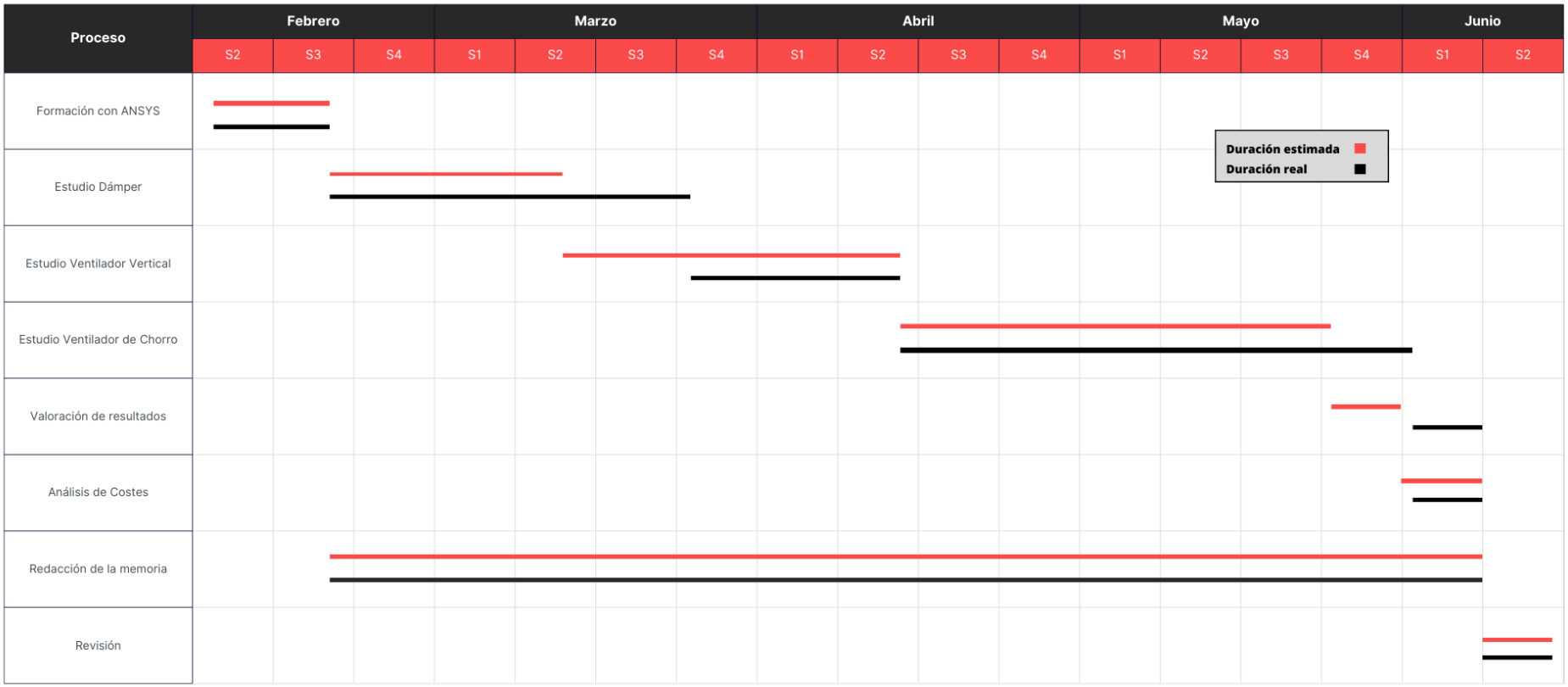


Figura 8.1.-Diagrama de Gantt del proyecto.

9. ANÁLISIS DE COSTES.

GASTOS MATERIALES					
Grupo	**Concepto**	**Coste Bruto (€)**	**Vida útil (meses)**	**Tiempo de uso (meses)**	**Coste Resultante (€)**
Hardware					
	Torre Dell Precision T1650 1225v2 1650-7963	900	48	4	75
	Monitor Dell P2314Ht	100	60	4	7
	Tarjeta Gráfica NVIDIA Quadro K2200	500	84	4	24
Software					
	Sistema Operativo Windows 10 Pro	200	12	4	67
	Office	120	12	4	40
	ANSYS Structural	18.000	60	4	1.200
	ANSYS *Mechanical*	22.000	60	4	1.467
	ANSYS Discovery	3.000	60	4	200
Total					**3.079 €**

GASTOS DE EJECUCIÓN				
Capítulo	**Puesto**	**Cantidad aproximada (horas)**	**Precio unitario(€/hora)**	**Total (€)**
Introducción y marco de estudio	Ingeniero Junior	30	15	450
Estudio Dámper	Ingeniero Junior	80	15	1.200
Estudio ventilador vertical	Ingeniero Junior	50	15	750
Estudio ventilador de chorro	Ingeniero Junior	110	15	1.650
Memoria	Ingeniero Junior	100	15	1.500
Importe total				**5.550 €**

RESUMEN DE COSTES

Proyecto: OPTIMIZACIÓN Y ESTANDARIZACIÓN DEL DISEÑO MECÁNICO DE VENTILADORES INDUSTRIALES.

Concepto	**Importe (€)**
Total ejecución	5.550
Total materiales	3.079
Total	**8.629**
13 % de gastos generales	1.122
Suma final	**9.751 €**

10. BIBLIOGRAFÍA.

[1] Ventiladores Industriales – Zitrón- Acceso 25/04/2023
Link: https://zitron.com/productos/ventiladores/?lang=es

[2] Ventiladores industriales- Airtecnics- Acceso 25/04/2023
Link: https://www.airtecnics.com/es/tecnologia/ventiladores-generalidades

[3] Ventiladores tipos y características – Portal Electromecánico - Acceso 27/04/2023
Link:https://portalelectromecanico.com/CURSOS/MaquinasMecanicas/ventiladores_tipos_y_caracteristicas.html

[4] Ventiladores Industriales -Soler Palau-Acceso 17/04/2023
Link: https://www.solerpalau.com/es-es/blog/ventiladores-industriales/

[5] Tipos de dampers- Aire limpio global- Acceso 29/03/2023
Link:https://airelimpioglobal.com/tipos-dedampers/#:~:text=%C2%BFQu%C3%A9%20son%20los%20Dampers%20o,cajas%20de%20entrada%20o%20conductos

[6] Características de la lana de roca -Remansodelascondes-Acceso 23/05/2023
Link: https://elremansodelascondes.cl/conoce-los-materiales-mas-utilizados-para-aislar-el-ruido-de-una-casa/#:~:text=La%20lana%20de%20roca%2C%20o,de%20los%20mejores%20aislamientos%20ac%C3%BAsticos.

[7] Tipos de elementos – Enterfea- Acceso 23/03/2023
Link: https://enterfea.com/what-are-the-types-of-elements-used-in-fea/

[8] Efecto pistón-Red ferroviaria de Barcelona- Acceso 03/05/2023
Link: http://redferroviariabcn.blogspot.com/2011/03/el-efecto-piston-1.html

[9] Engineering Simulation and Scientific Software (ESSS)- Método de los elementos finitios- Acceso 29/03/2023
Link: Https://www.esss.co/es/blog/metodo-de-los-elementos-finitos-que-es/

[10] System air- Ventiladores de chorro-Acceso 7/05/2023
Link: https://es.scribd.com/document/422278395/ventilacion-de-tuneles-pdf#

[11] Ficha técnica de los muelles AMC 750-Mecanocaucho-Acceso 16/04/2023
Link:https://www.mecanocaucho.com/es-ES/productos/soporte-de-muelle/1-AMC/#propiedades

[12] Propiedades acero inoxidable- NKS- Acceso 18/04/2023
Link: https://nks.com/es/304l-acero-inoxidable/

Universidad de Oviedo

Universidad de Oviedo
EPI GIJÓN

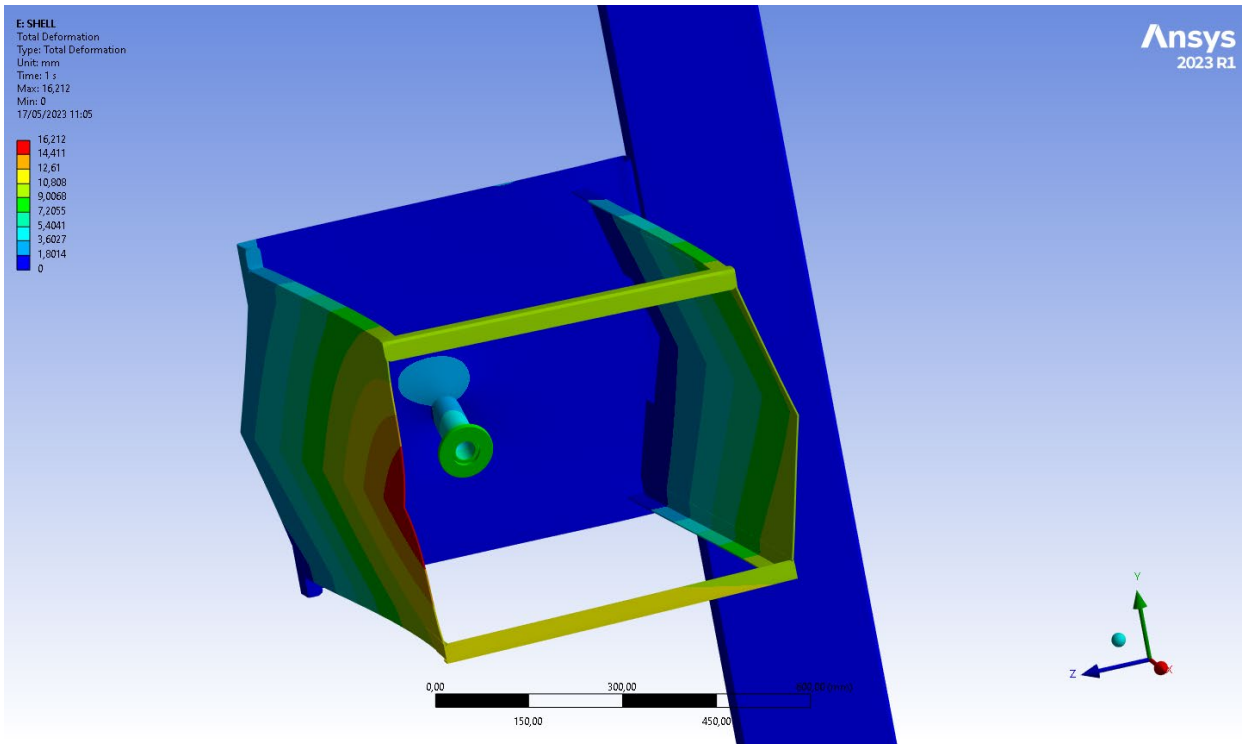
ESCUELA POLITÉCNICA DE INGENIERÍA DE GIJÓN.

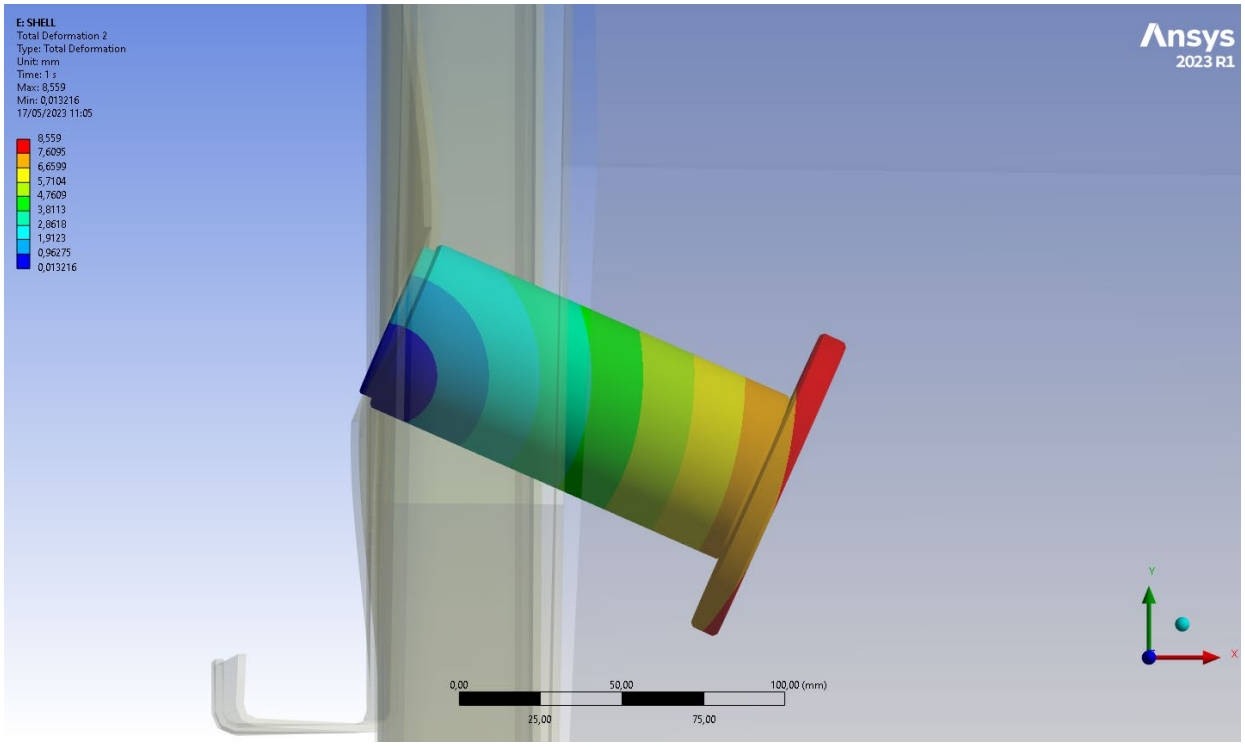
ANEXOS

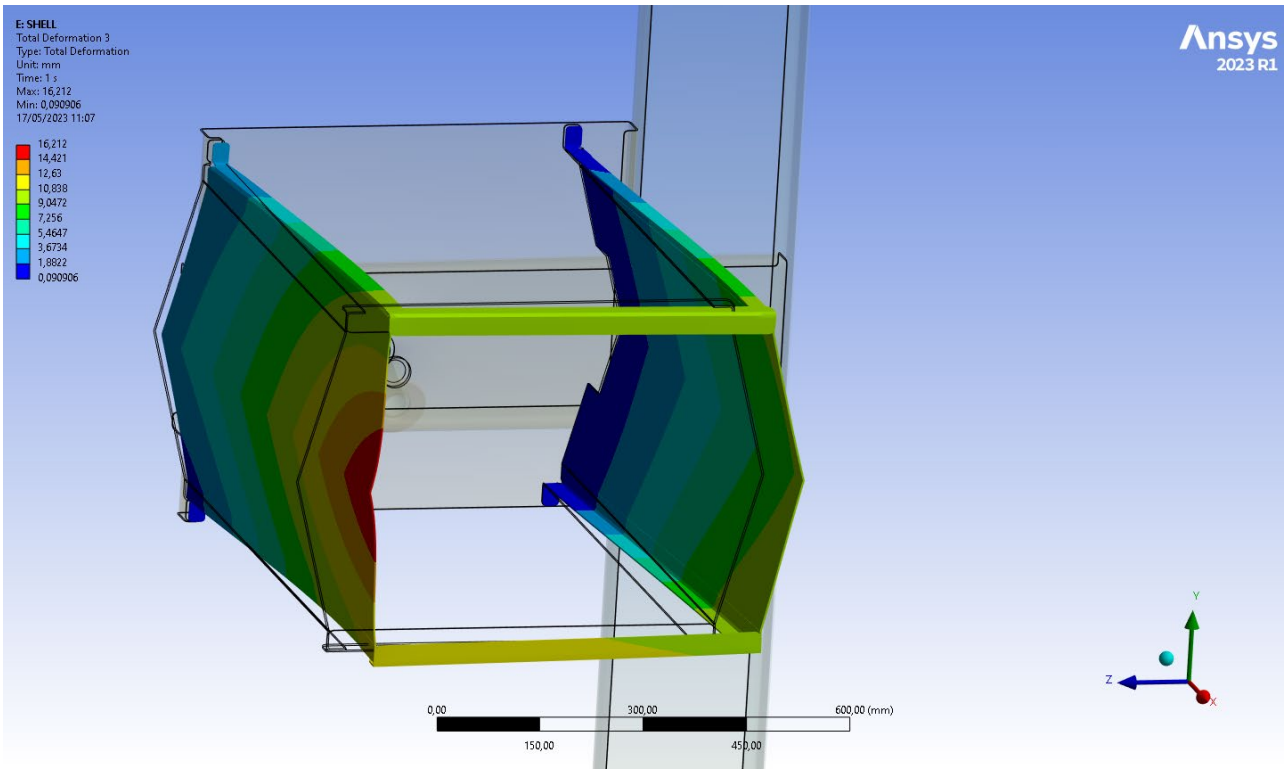
OPTIMIZACIÓN Y ESTANDARIZACIÓN DEL DISEÑO MECÁNICO DE VENTILADORES INDUSTRIALES.

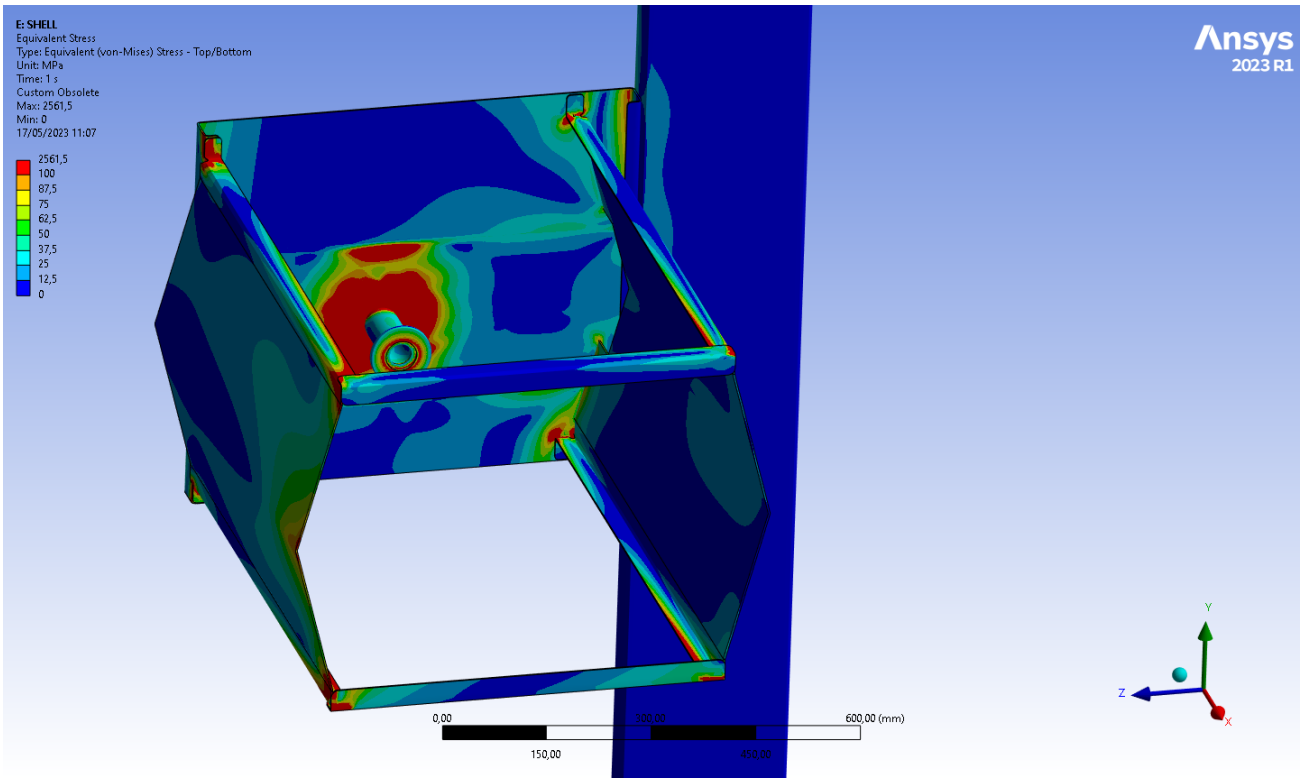
D. Álvarez Fernández, Pedro.
TUTOR: D. Noriega González, Álvaro.
COTUTOR: D. González Norniella, Jorge.

Anexo 1.

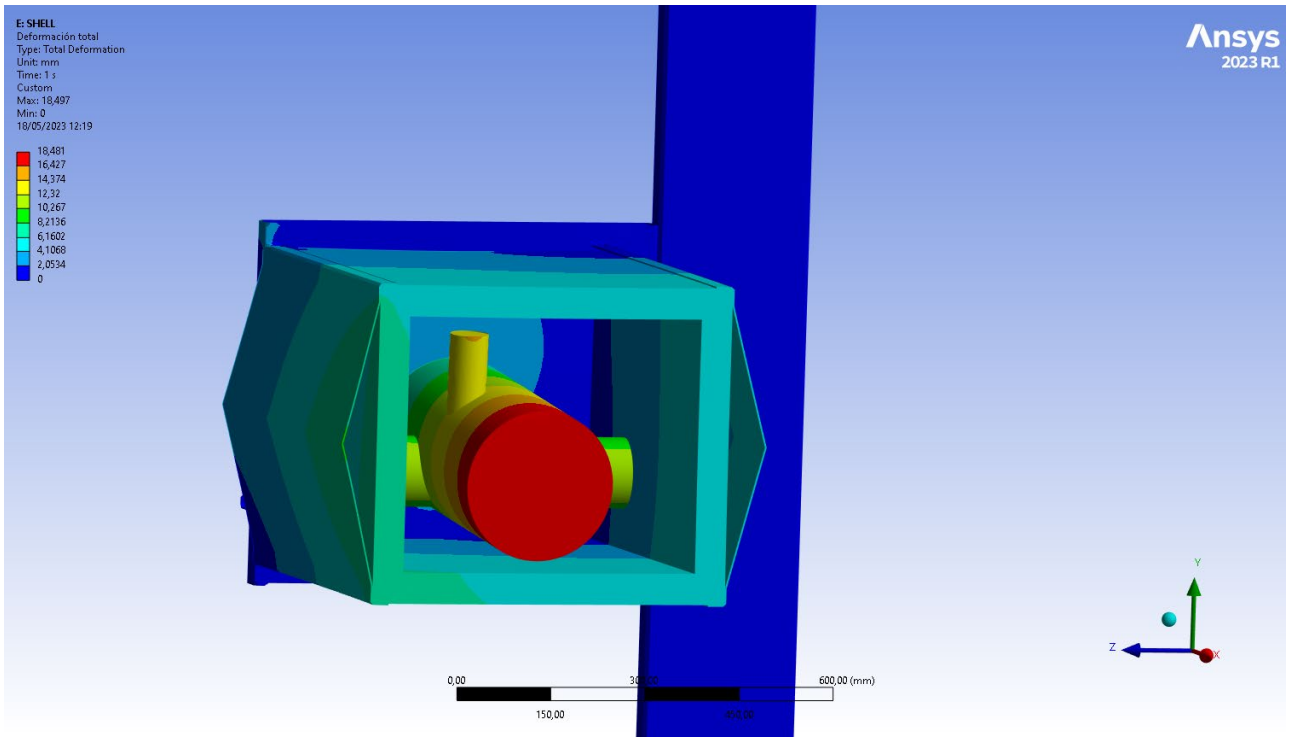

E: SHELL
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1 s
Max: 16,212
Min: 0
17/05/2023 11:05
16,212
14,411
12,61
10,809
9,0068
7,2055
5,4041
3,6027
1,8014
0
Ansys
2023 R1
0,00
300,00
600,00 (mm)
150,00
450,00
Y
Z
X

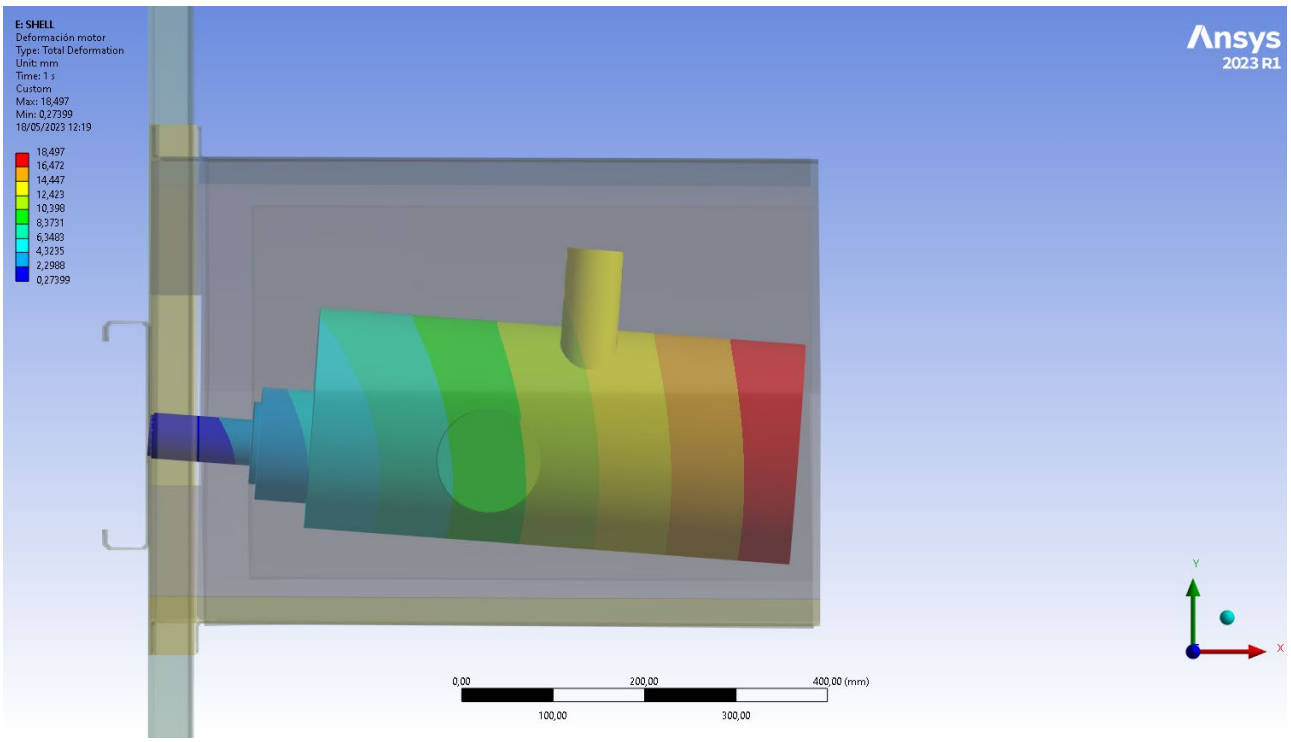

E: SHELL
Total Deformation 2
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1 s
Max: 8,559
Min: 0,013216
17/05/2023 11:05
8,559
7,6095
6,6599
5,7104
4,7609
3,8113
2,8618
1,9123
0,96275
0,013216
Ansys
2023 R1
0,00
50,00
100,00 (mm)
25,00
75,00
Y
X

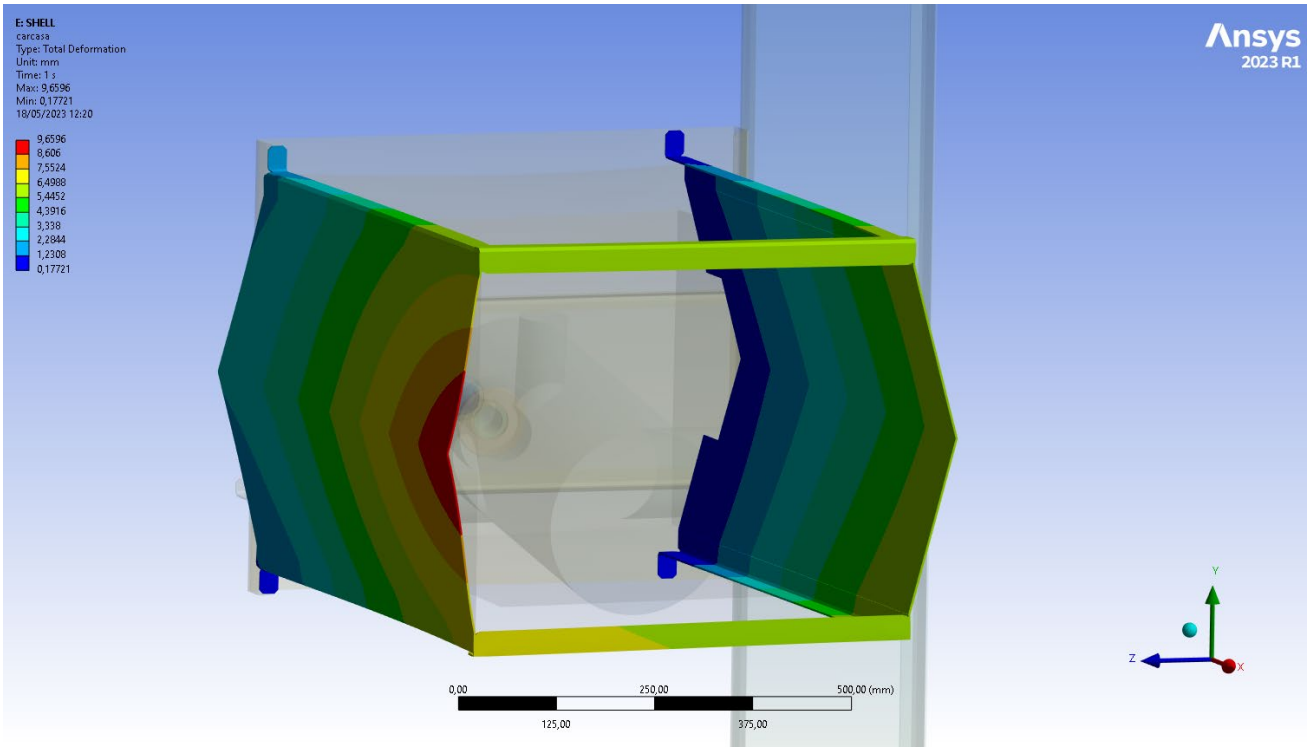

E: SHELL
Total Deformation 3
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1 s
Max: 16,212
Min: 0,090906
17/05/2023 11:07
16,212
14,421
12,63
10,838
9,0472
7,256
5,4647
3,6734
1,8822
0,090906
Ansys
2023 R1
0,00
300,00
600,00 (mm)
150,00
450,00
Y
Z
X


E: SHELL
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom
Unit: MPa
Time: 1 s
Custom Obsolete
Max: 2561,5
Min: 0
17/05/2023 11:07
2561,5
100
87,5
75
62,5
50
37,5
25
12,5
0
Ansys
2023 R1
0,00
300,00
600,00 (mm)
150,00
450,00
Y
Z
X

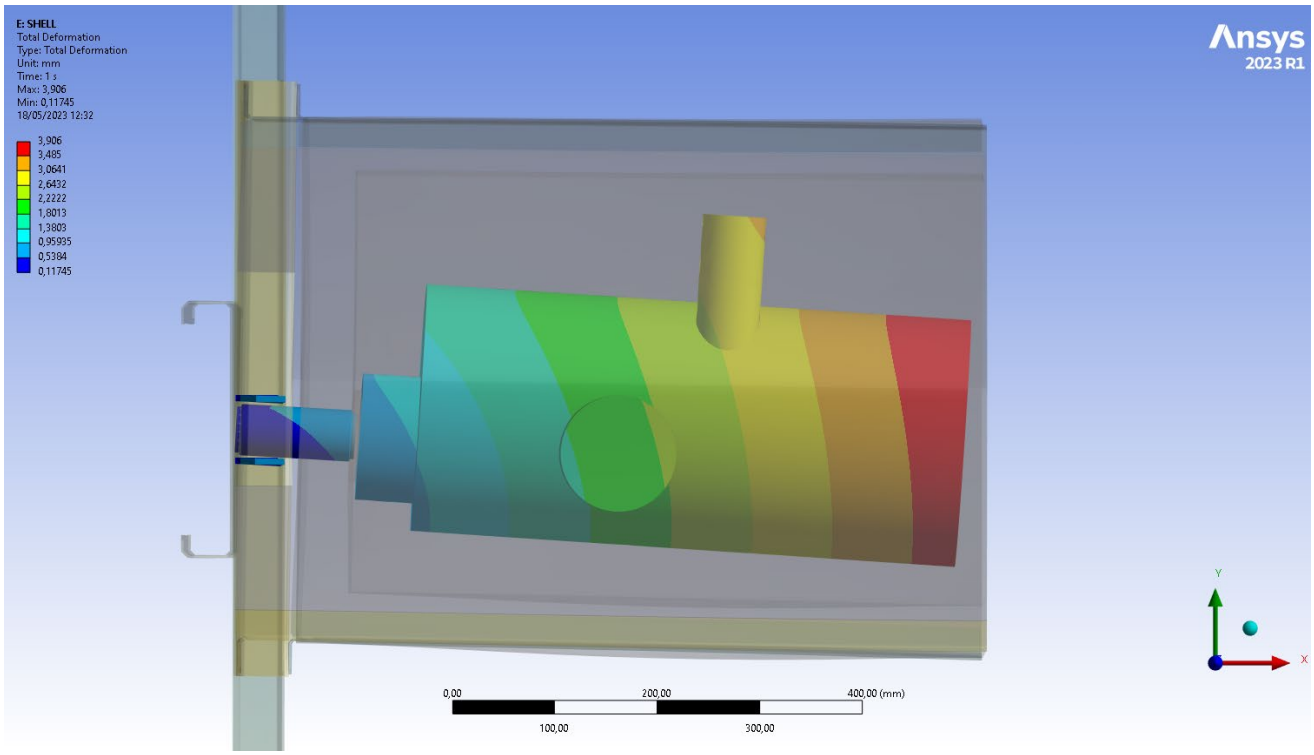
Anexo 2.

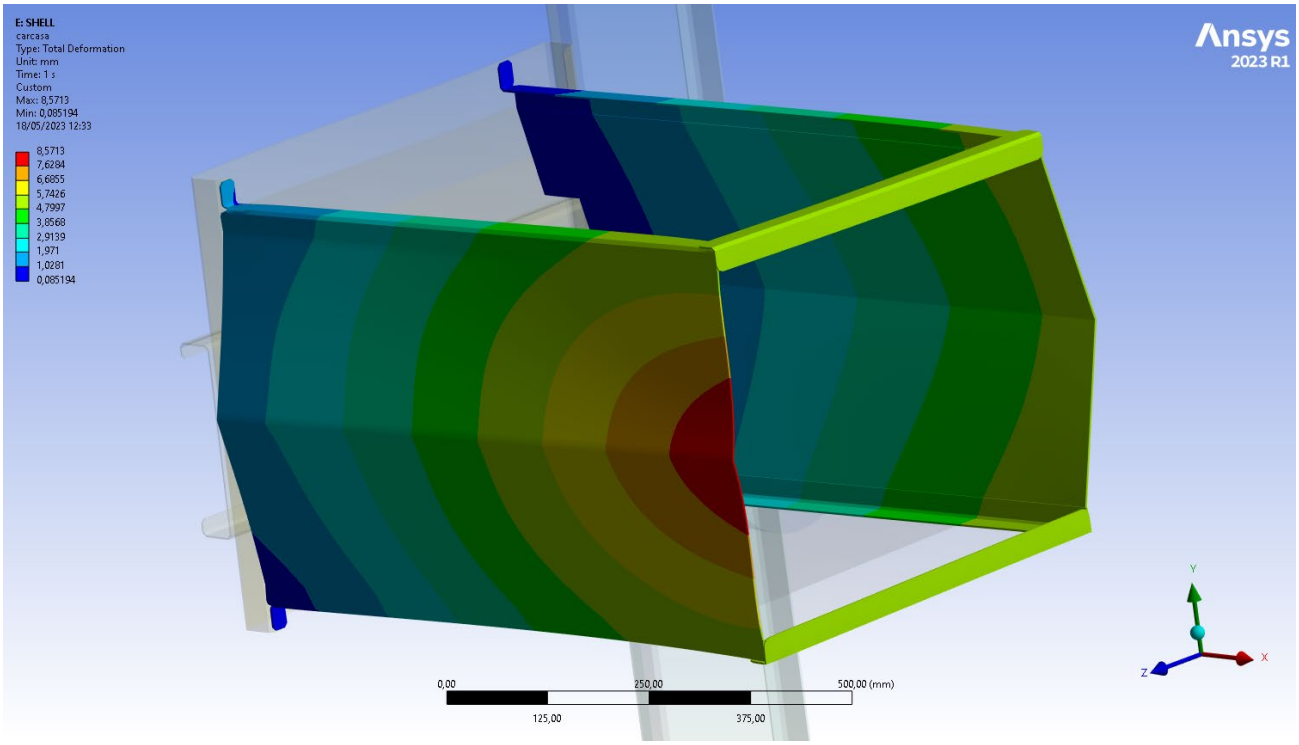

E: SHELL
Deformación total
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1 s
Custom
Max: 18,497
Min: 0
18/05/2023 12:19
18,481
16,427
14,374
12,32
10,267
8,2136
6,1602
4,1068
2,0534
0
Ansys
2023 R1
0,00
600,00 (mm)
150,00
Y
Z
X


E: SHELL
Deformación motor
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1 s
Custom
Max: 18,497
Min: 0,27399
18/05/2023 12:19
18,497
16,472
14,447
12,423
10,398
8,3731
6,3483
4,3235
2,2988
0,27399
Ansys
2023 R1
0,00
200,00
400,00 (mm)
100,00
300,00
Y
X

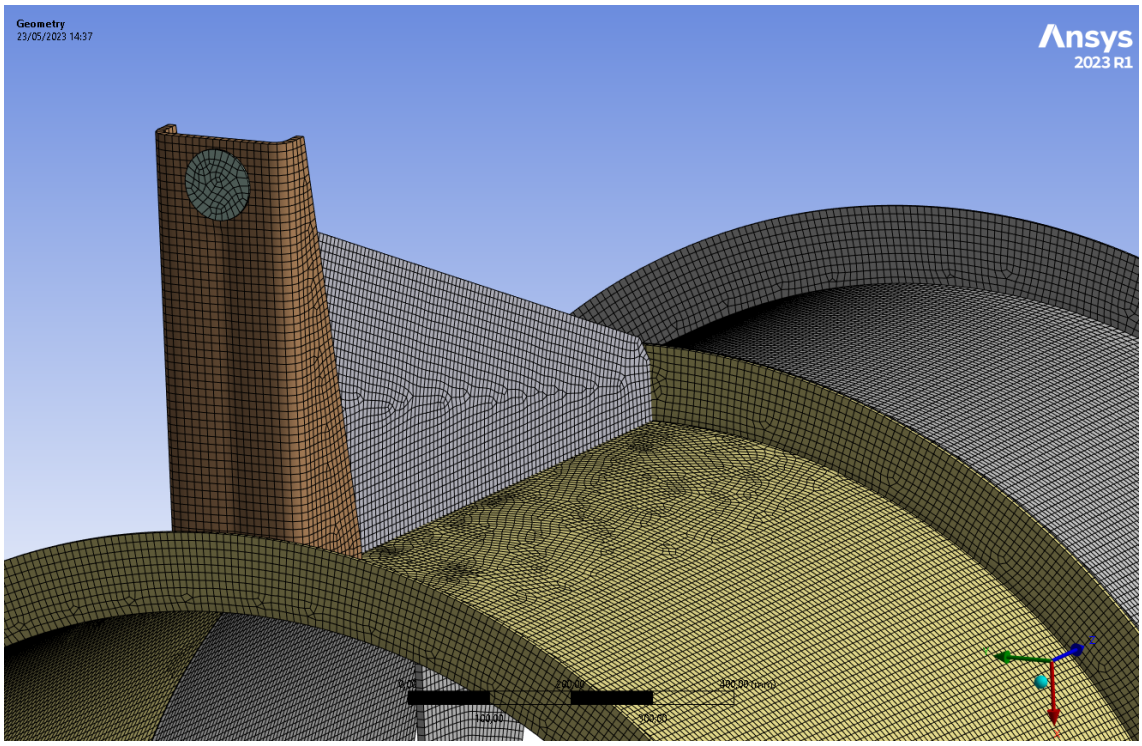

E: SHELL
carcasa
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1 s
Max: 9,6596
Min: 0,17721
18/05/2023 12:20
9,6596
8,606
7,5524
6,4988
5,4452
4,3916
3,338
2,2844
1,2308
0,17721
Ansys
2023 R1
0,00
250,00
500,00 (mm)
125,00
375,00
Y
Z
X

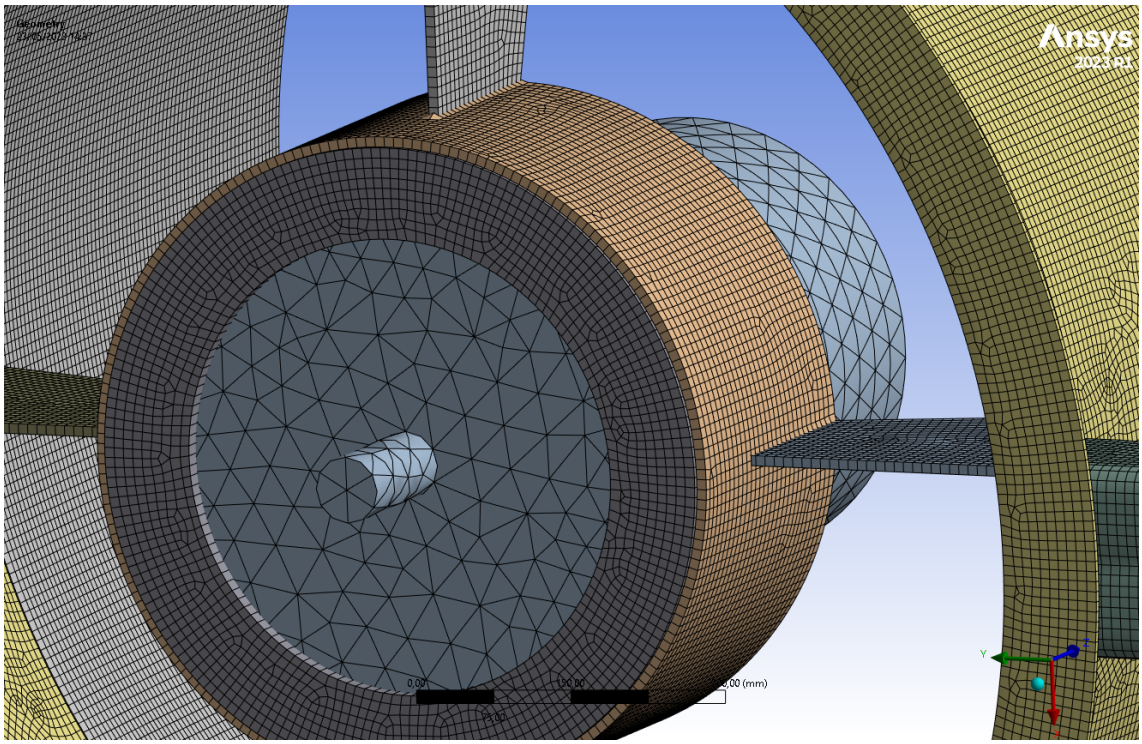
Anexo 3.

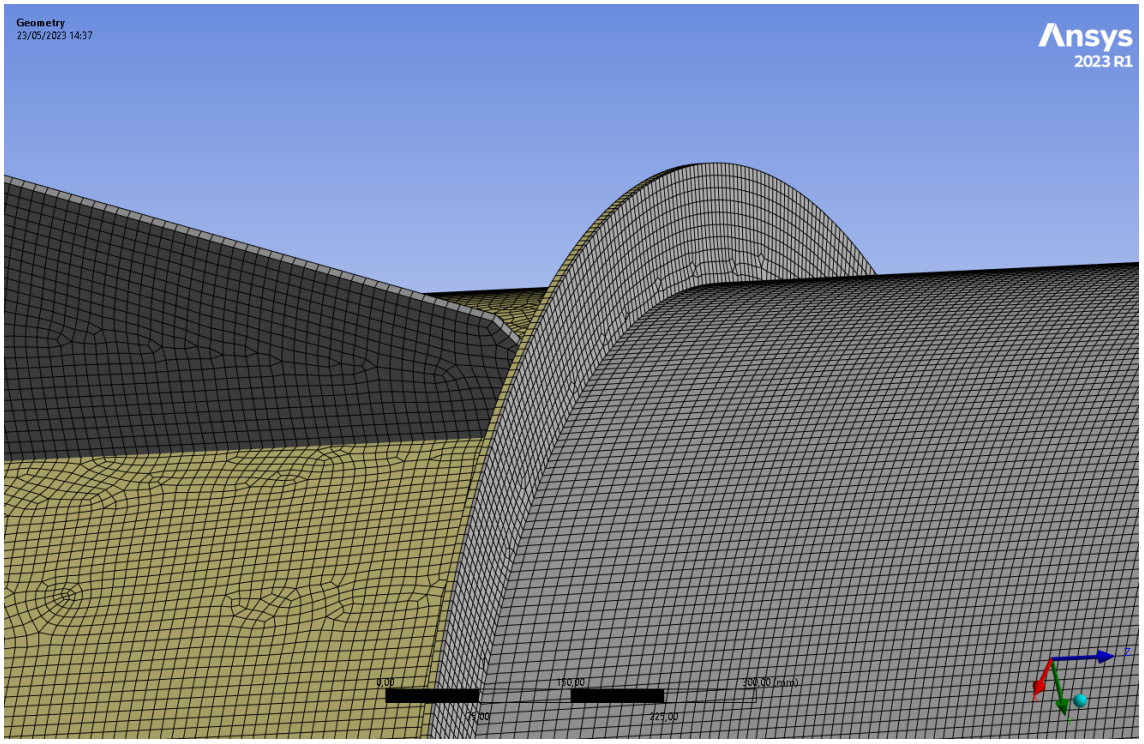

E: SHELL
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1 s
Max: 3,906
Min: 0,11745
18/05/2023 12:32
3,906
3,485
3,0641
2,6432
2,2222
1,8013
1,3803
0,95935
0,5384
0,11745
Ansys
2023 R1
0,00
200,00
400,00 (mm)
100,00
300,00
Y
X


E: SHELL
carcasa
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1 s
Custom
Max: 8,5713
Min: 0,085194
18/05/2023 12:33
8,5713
7,6284
6,6855
5,7426
4,7997
3,8568
2,9139
1,971
1,0281
0,085194
Ansys
2023 R1
0,00
250,00
500,00 (mm)
125,00
375,00
Y
X
Z

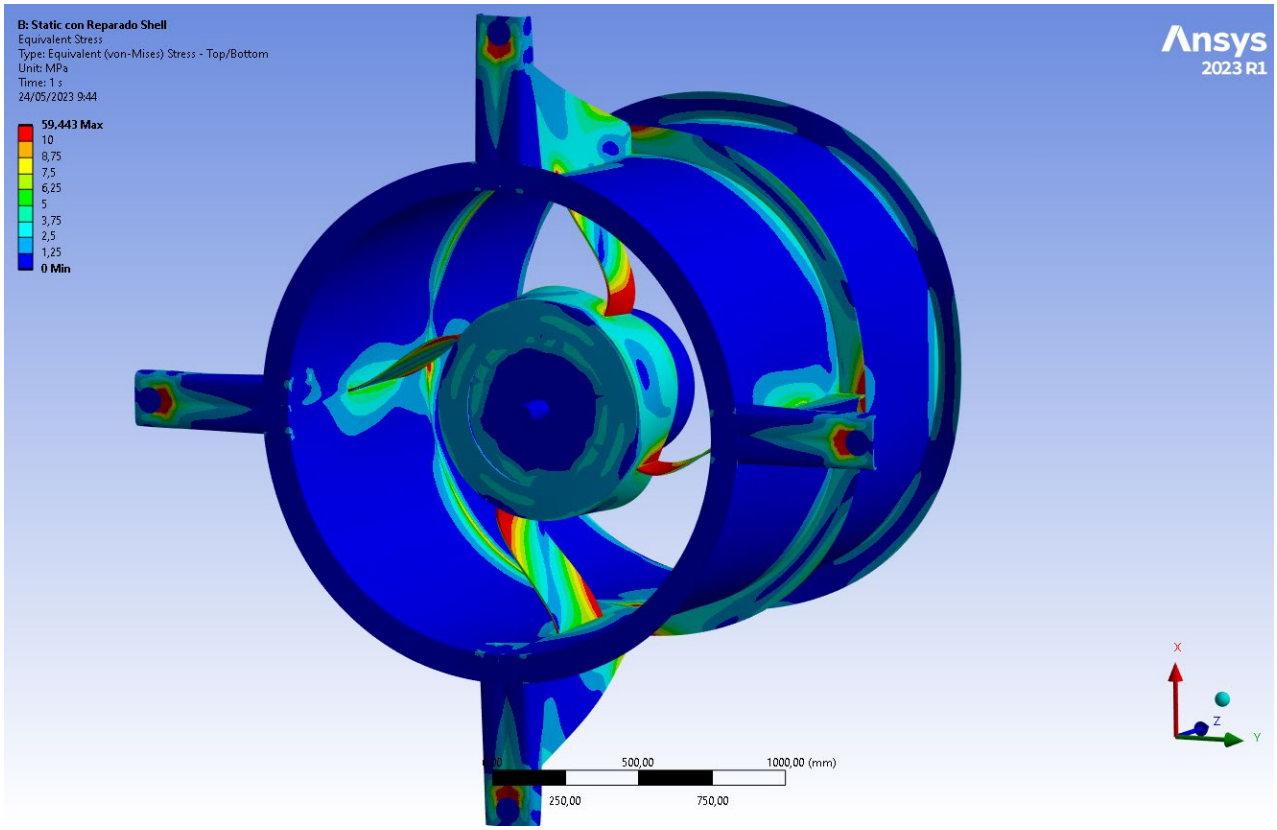
Anexo 4.

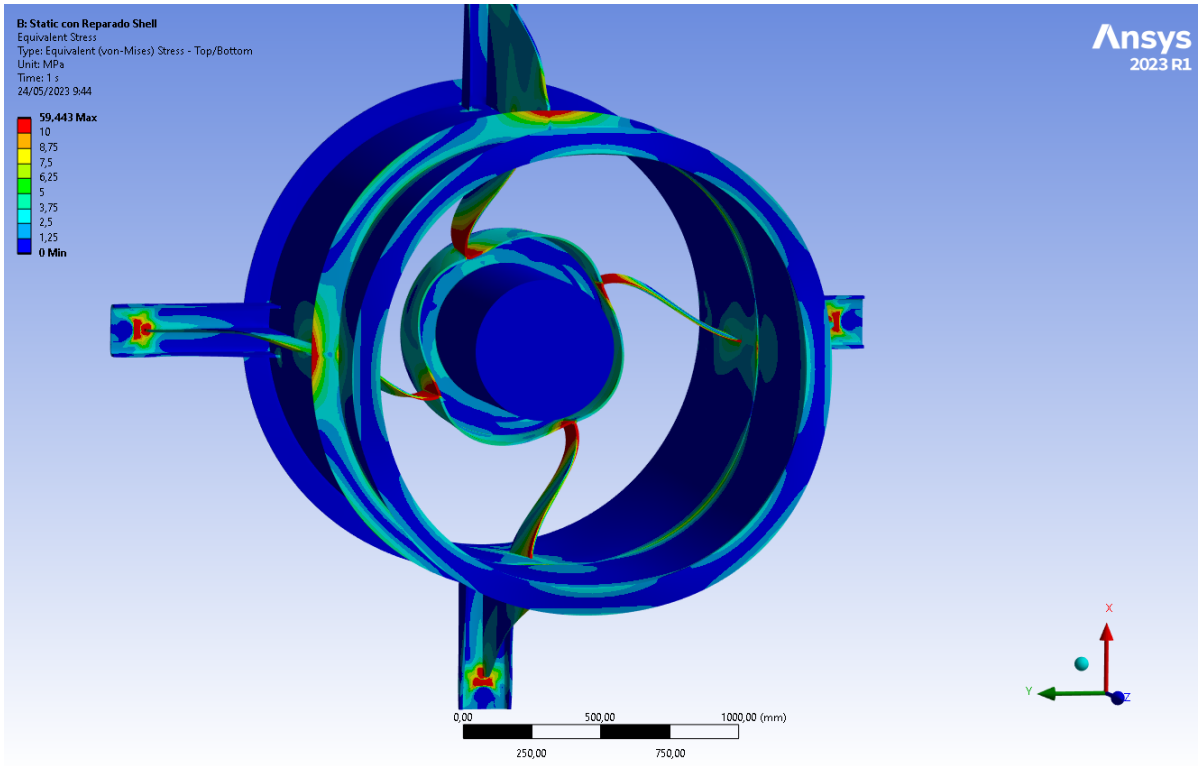




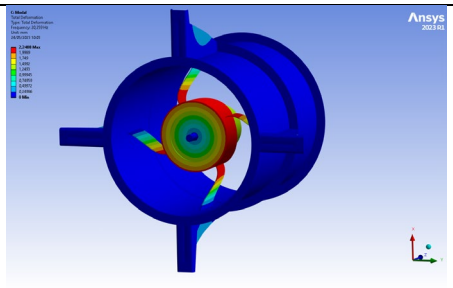
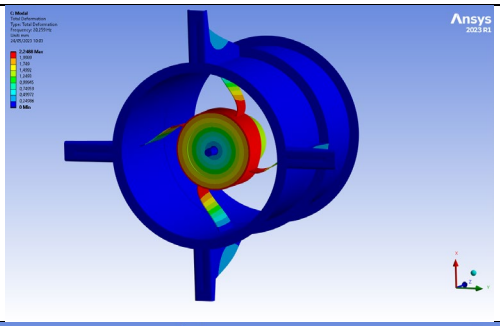
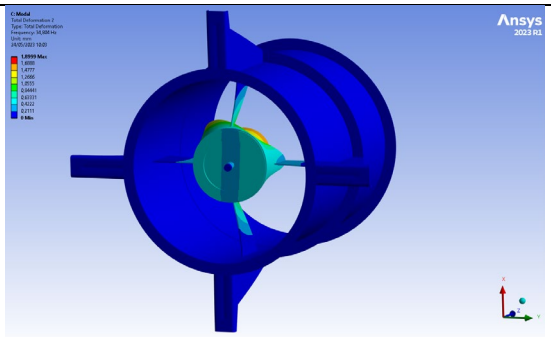
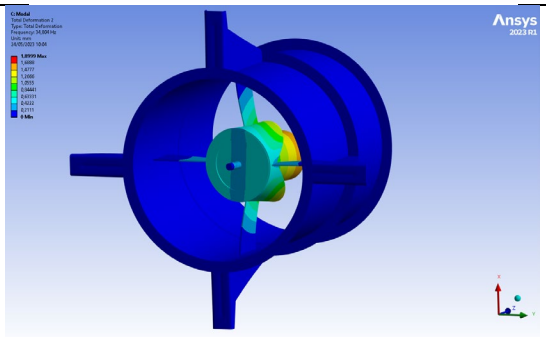
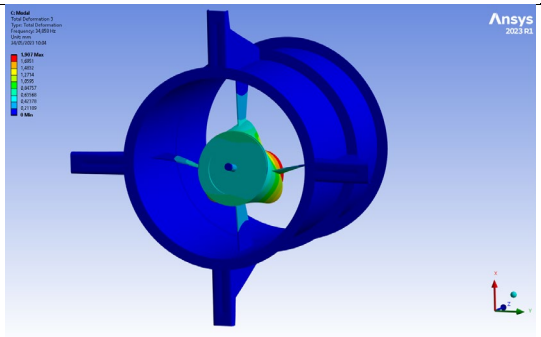
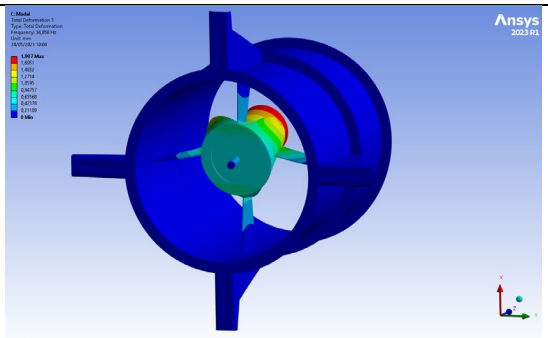
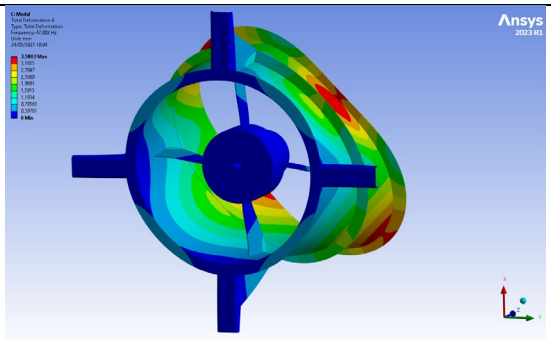
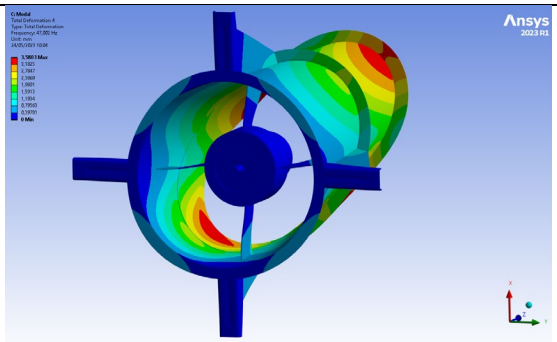
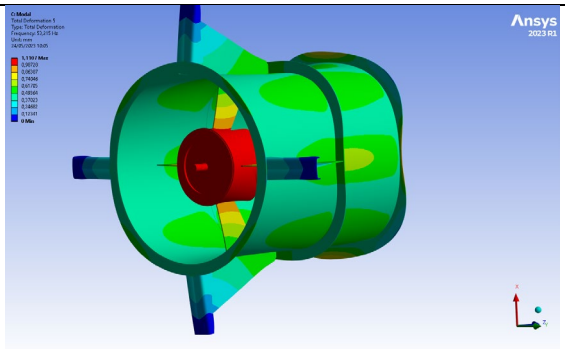
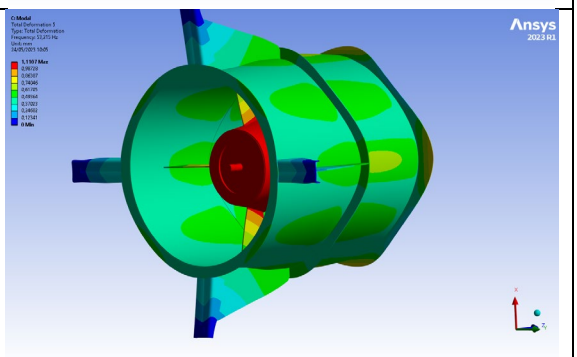

Geometry
23/05/2023 14:37
Ansys
2023 R1
0.00
150.00
700.00 (mm)
75.000
225.00
Z

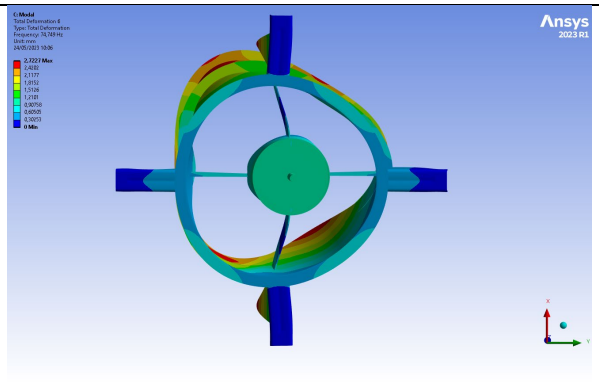
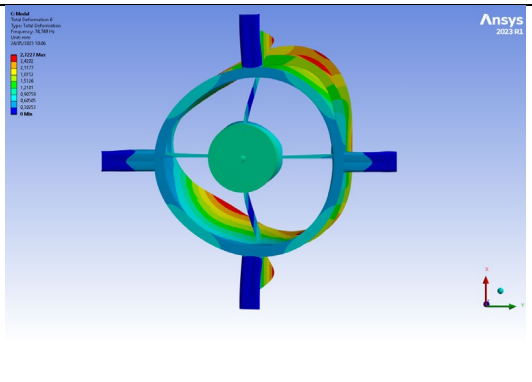
Anexo 5.


B: Static con Reparado Shell
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom
Unit: MPa
Time: 1 s
24/05/2023 9:44
59,443 Max
10
8,75
7,5
6,25
5
3,75
2,5
1,25
0 Min
Ansys
2023 R1
0,00
500,00
1000,00 (mm)
250,00
750,00
X
Z
Y

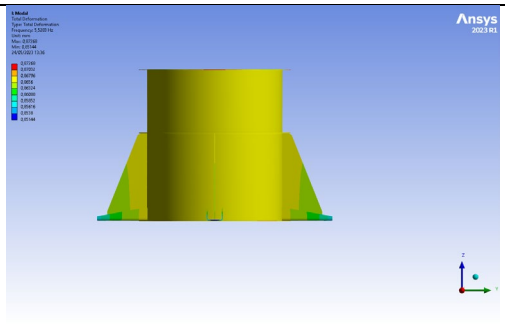
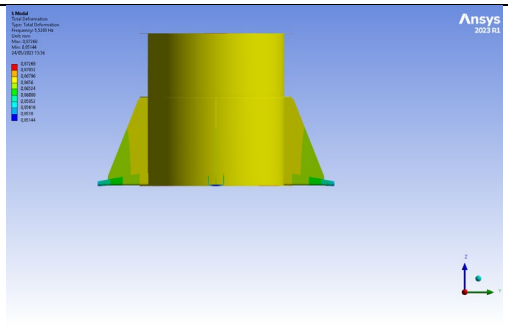
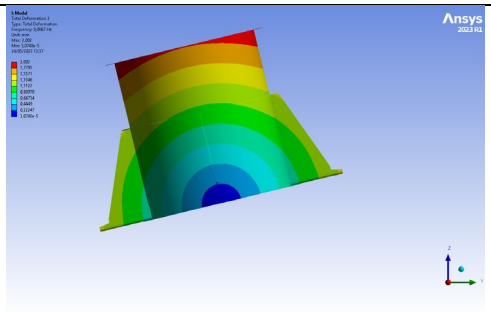
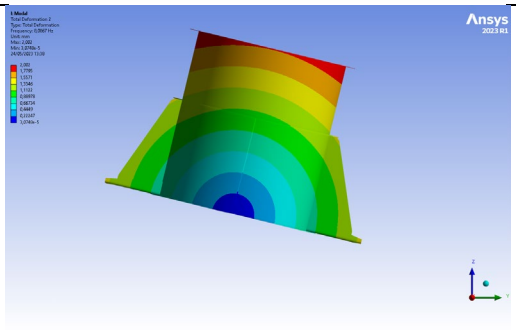
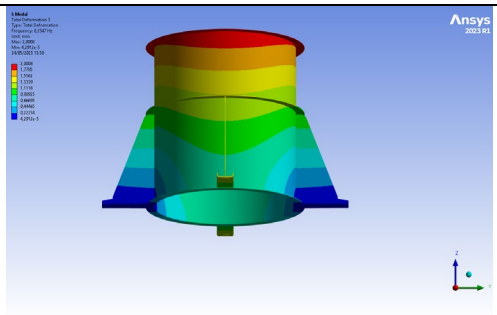
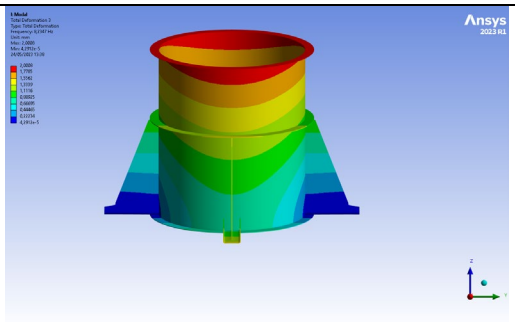
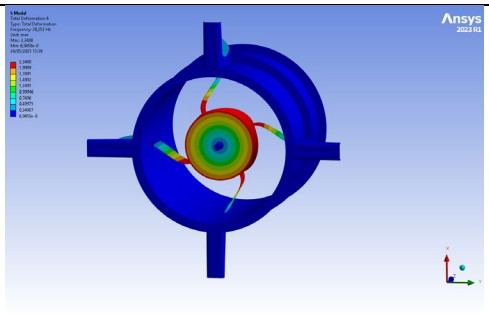
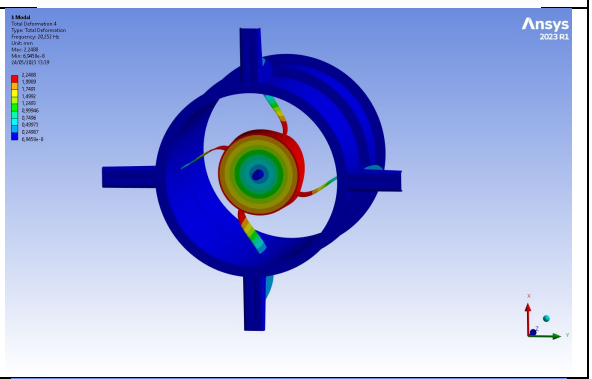
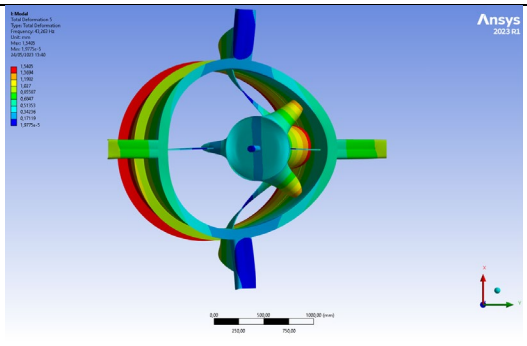
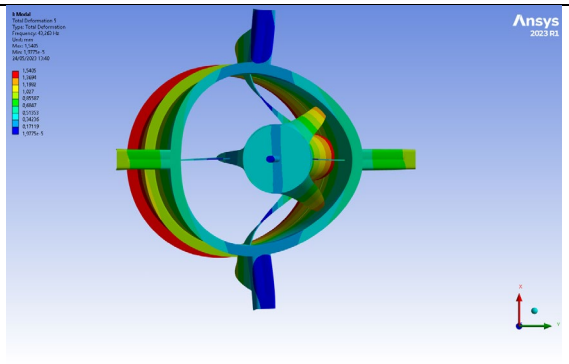

B: Static con Reparado Shell
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom
Unit: MPa
Time: 1 s
24/05/2023 9:44
59,443 Max
10
8,75
7,5
6,25
5
3,75
2,5
1,25
0 Min
Ansys
2023 R1
0,00
500,00
1000,00 (mm)
250,00
750,00
X
Y
Z

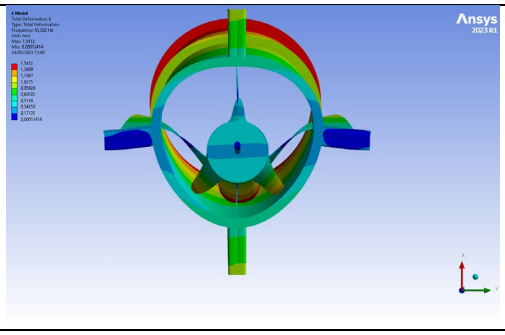
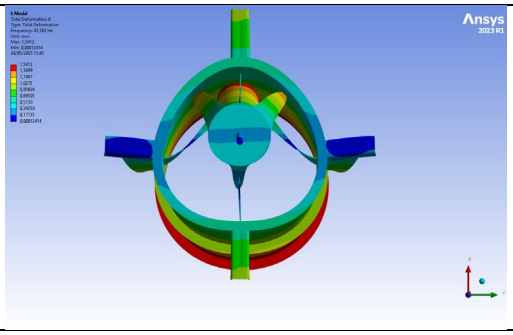
Anexo 6.

1		
2		
3		
4		
5		

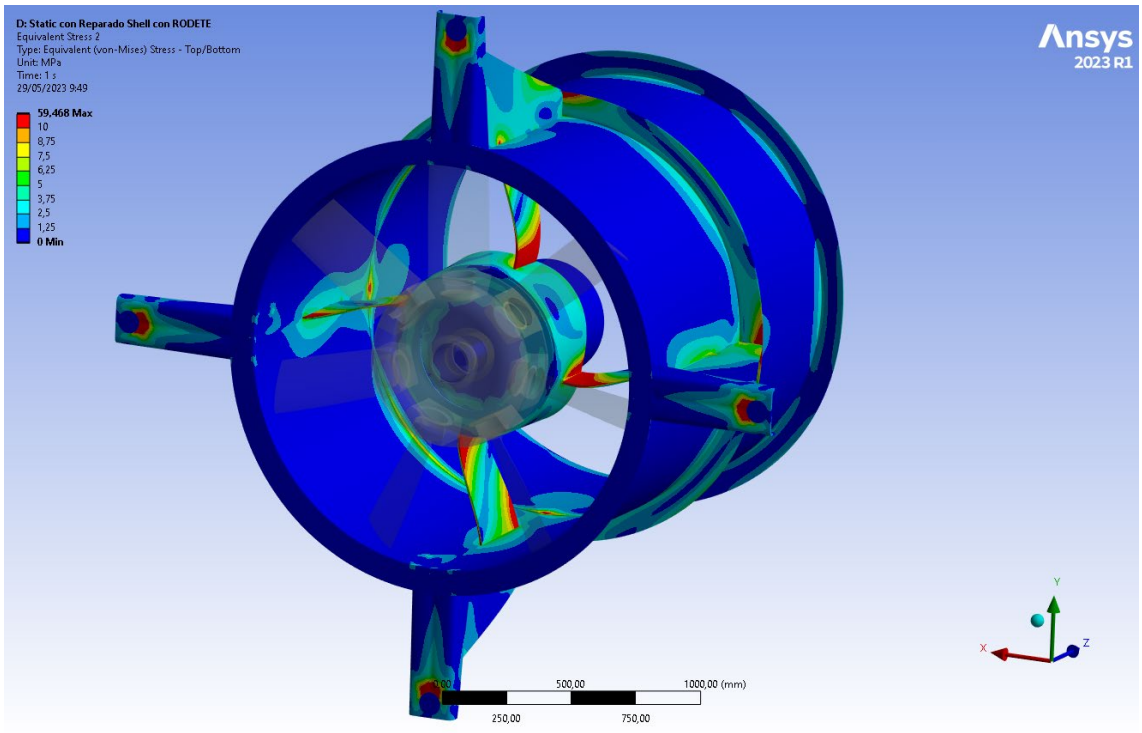
6		

Anexo 7.

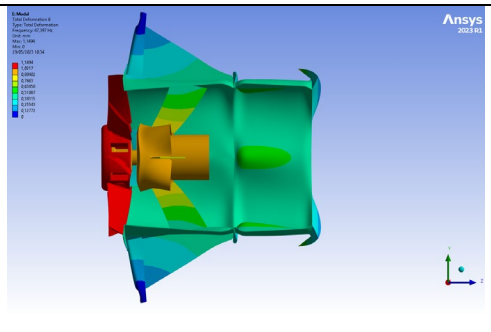
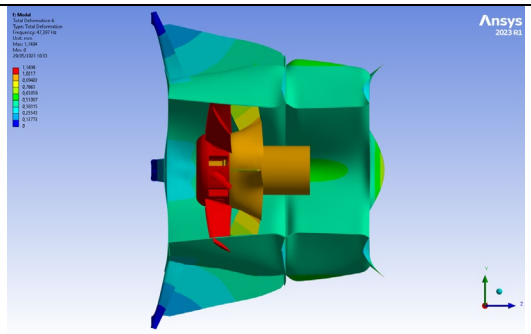
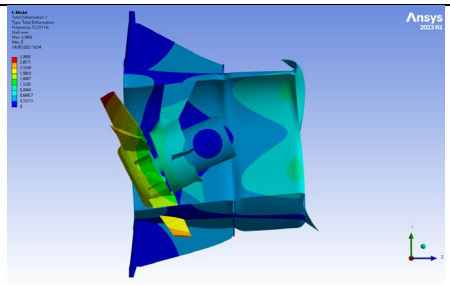
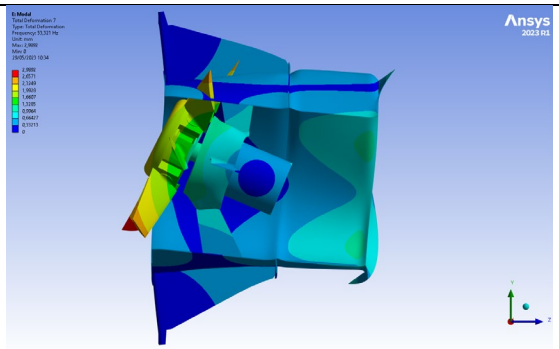
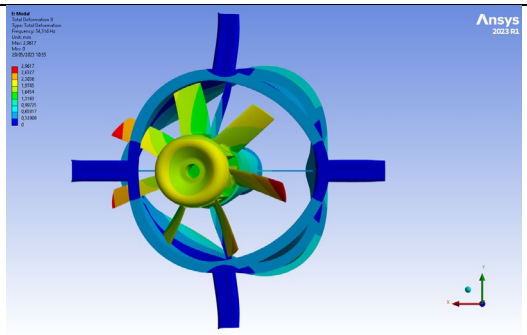
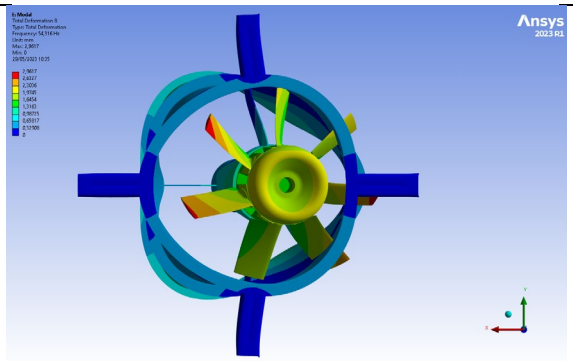
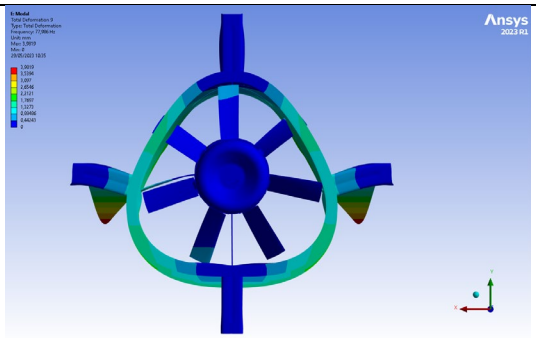
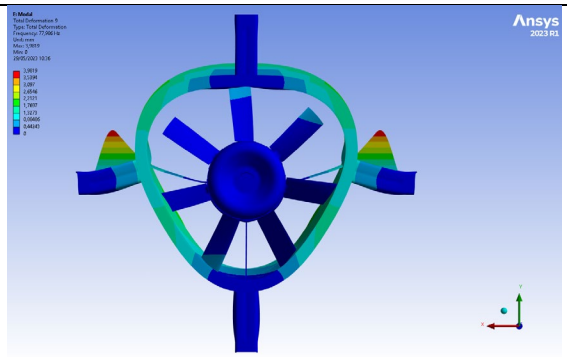
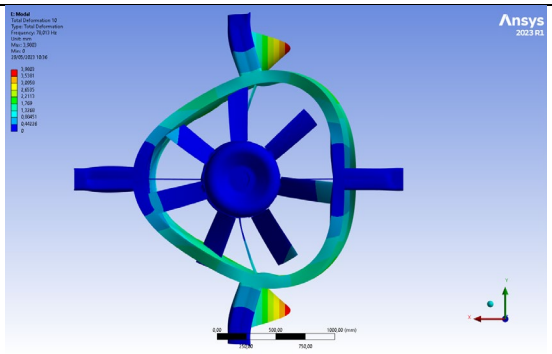
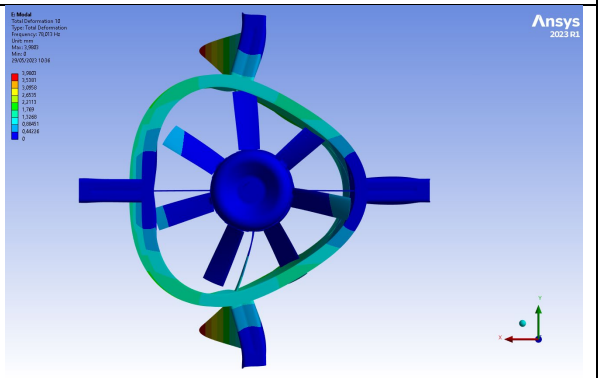
1		
2		
3		
4		
5		

6		

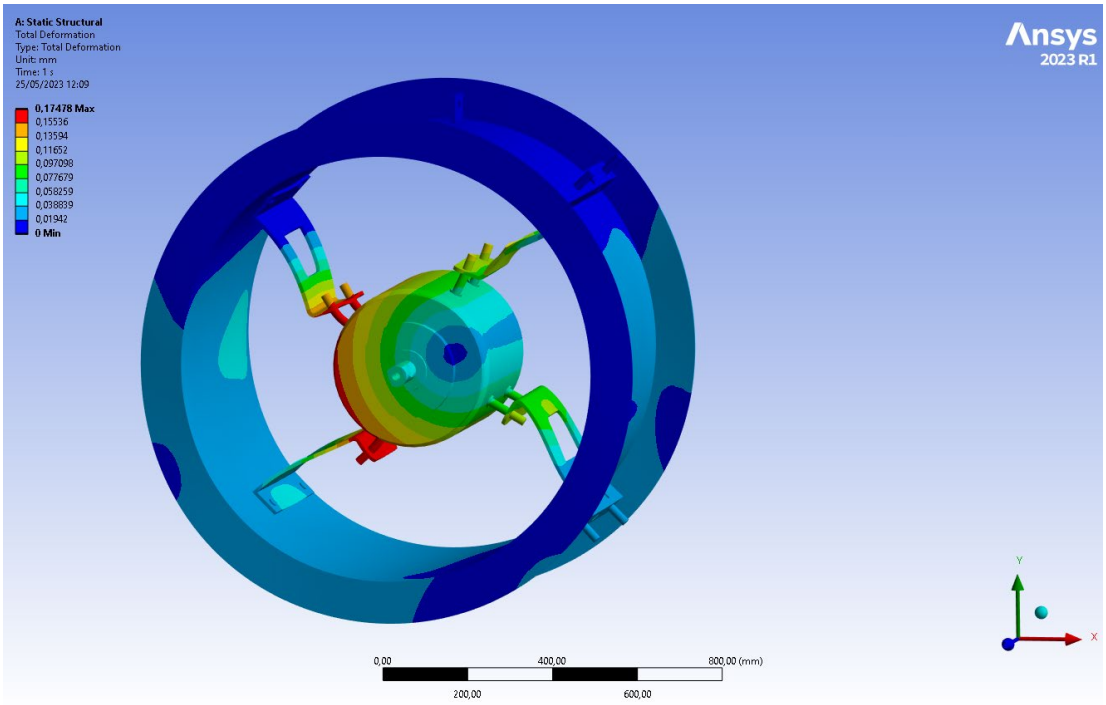
Anexo 8.

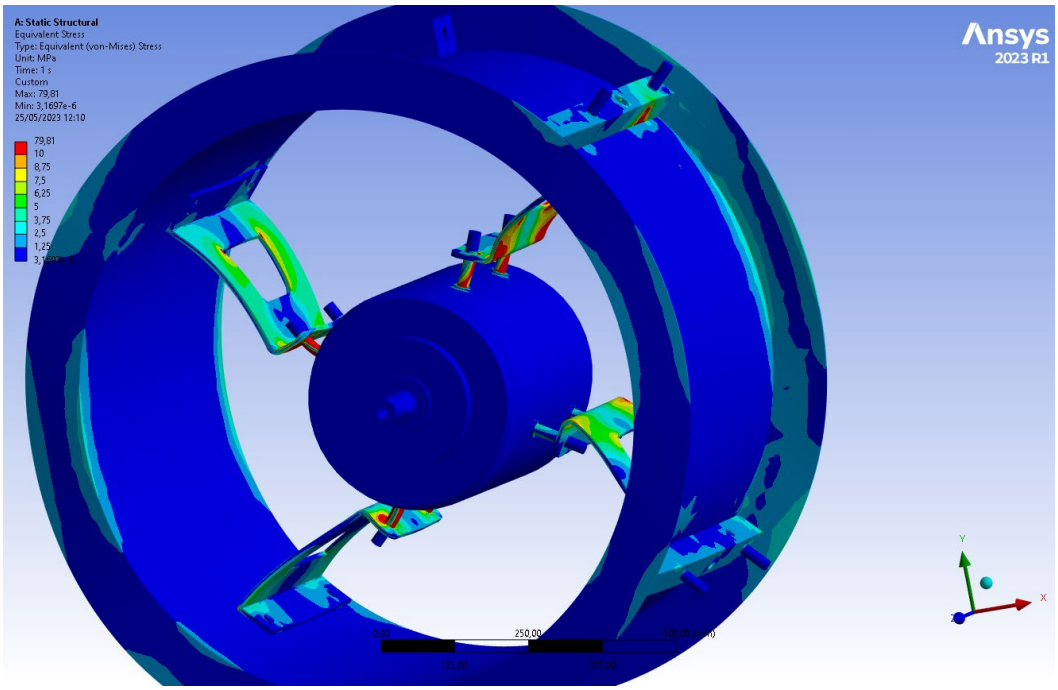

D: Static con Reparado Shell con RODETE
Equivalent Stress 2
Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom
Unit: MPa
Time: 1 s
29/05/2023 9:49
59,468 Max
10
8,75
7,5
6,25
5
3,75
2,5
1,25
0 Min
Ansys
2023 R1
0,00
500,00
1000,00 (mm)
250,00
750,00
Y
X
Z

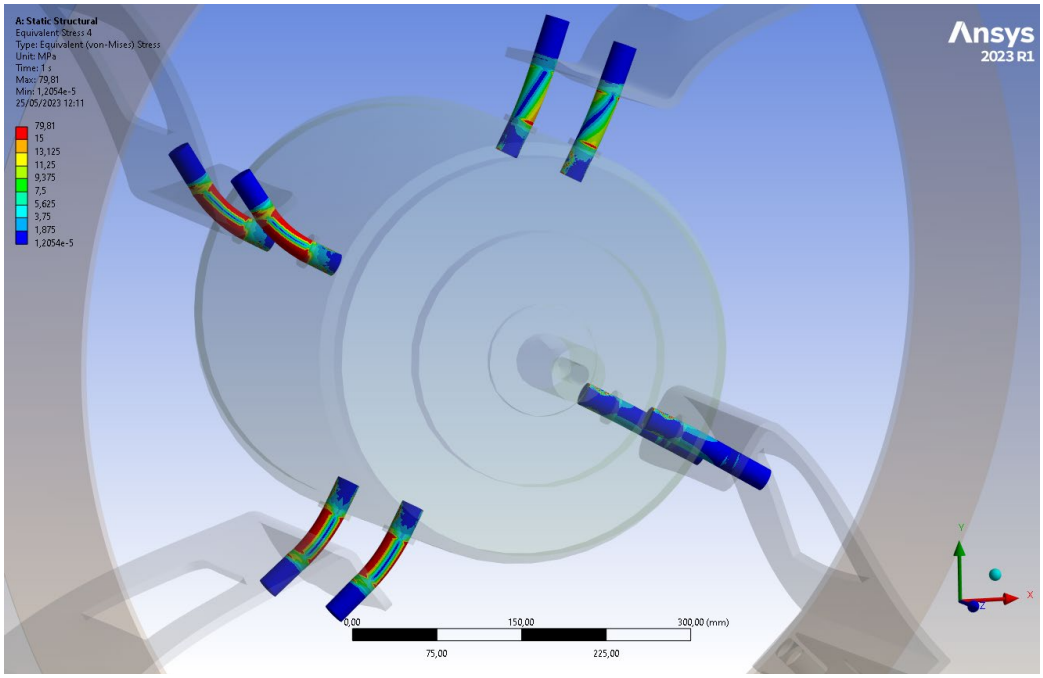
Anexo 9.

6		
7		
8		
9		
10		

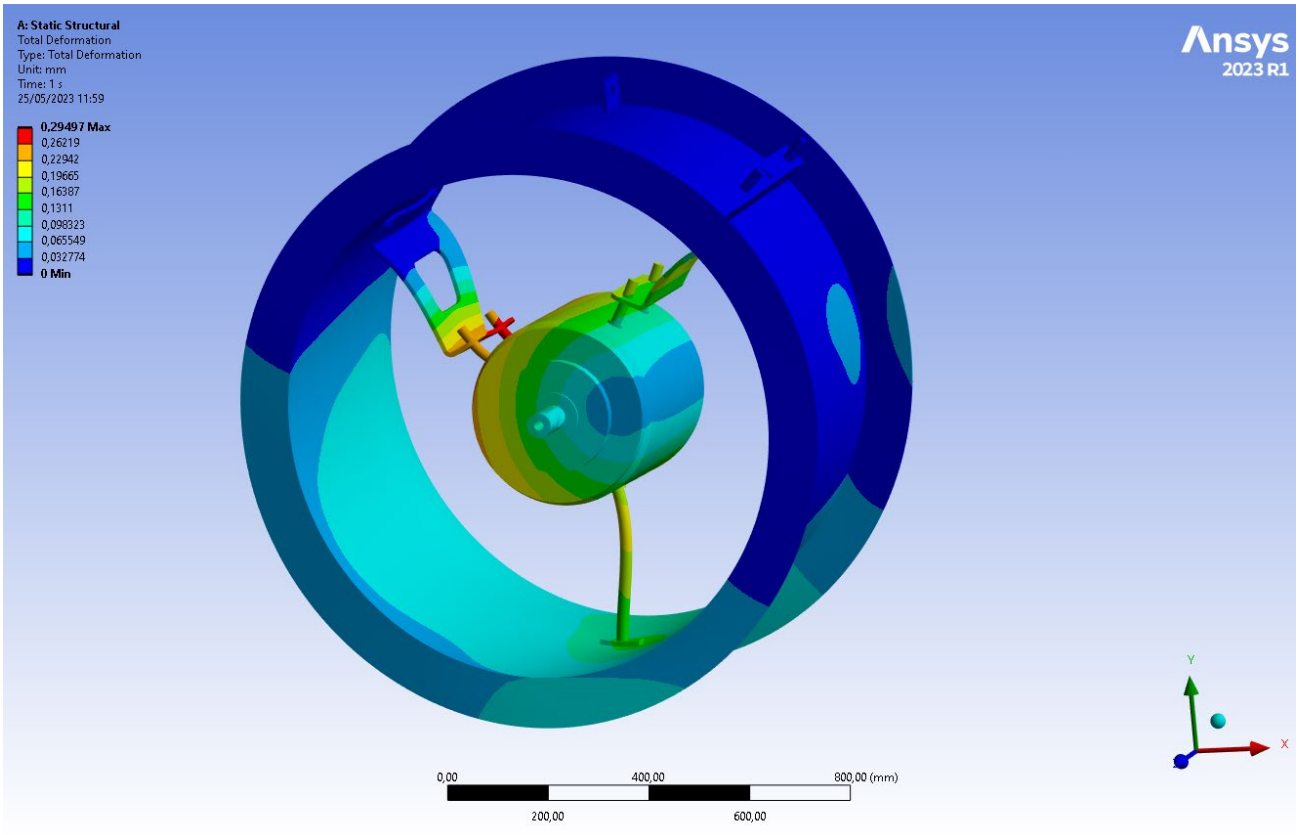
Anexo 10.

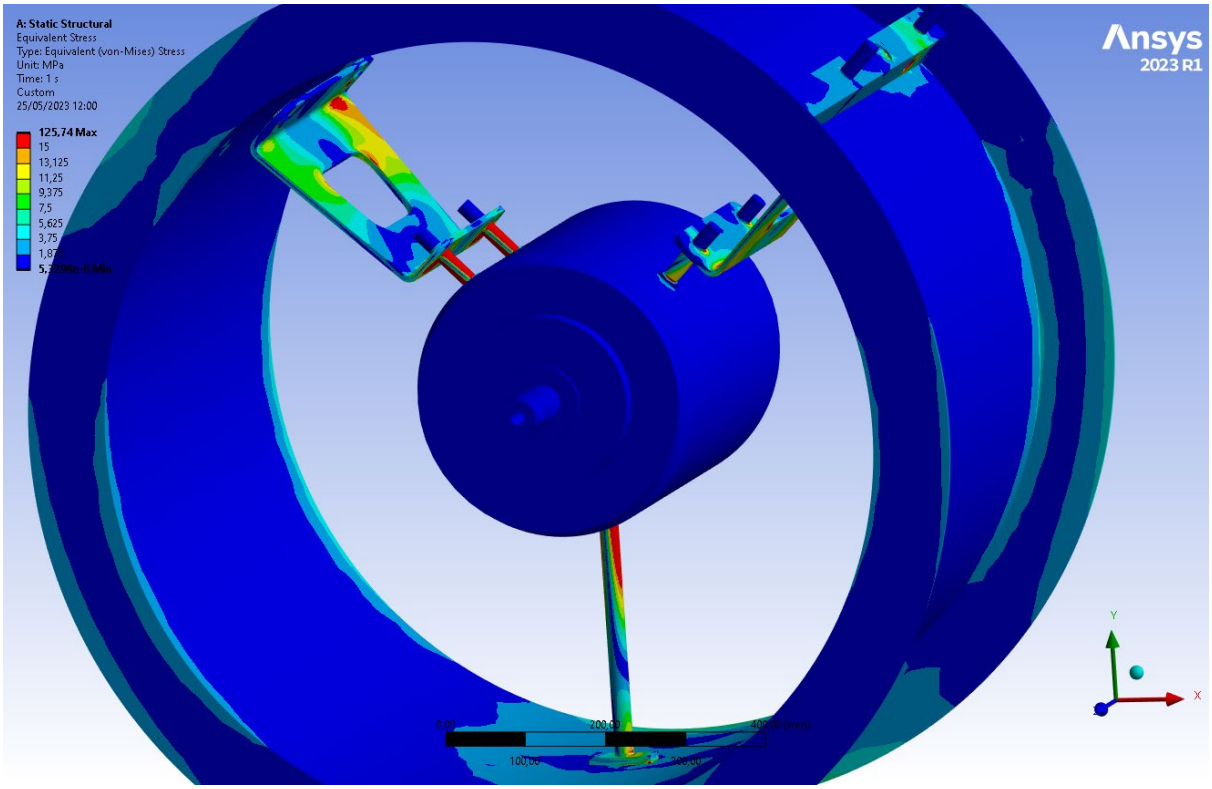

A: Static Structural
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1 s
25/05/2023 12:09
0,17478 Max
0,15536
0,13594
0,11652
0,097098
0,077679
0,058259
0,038839
0,01942
0 Min
Ansys
2023 R1
0,00
400,00
800,00 (mm)
200,00
600,00
Y
X

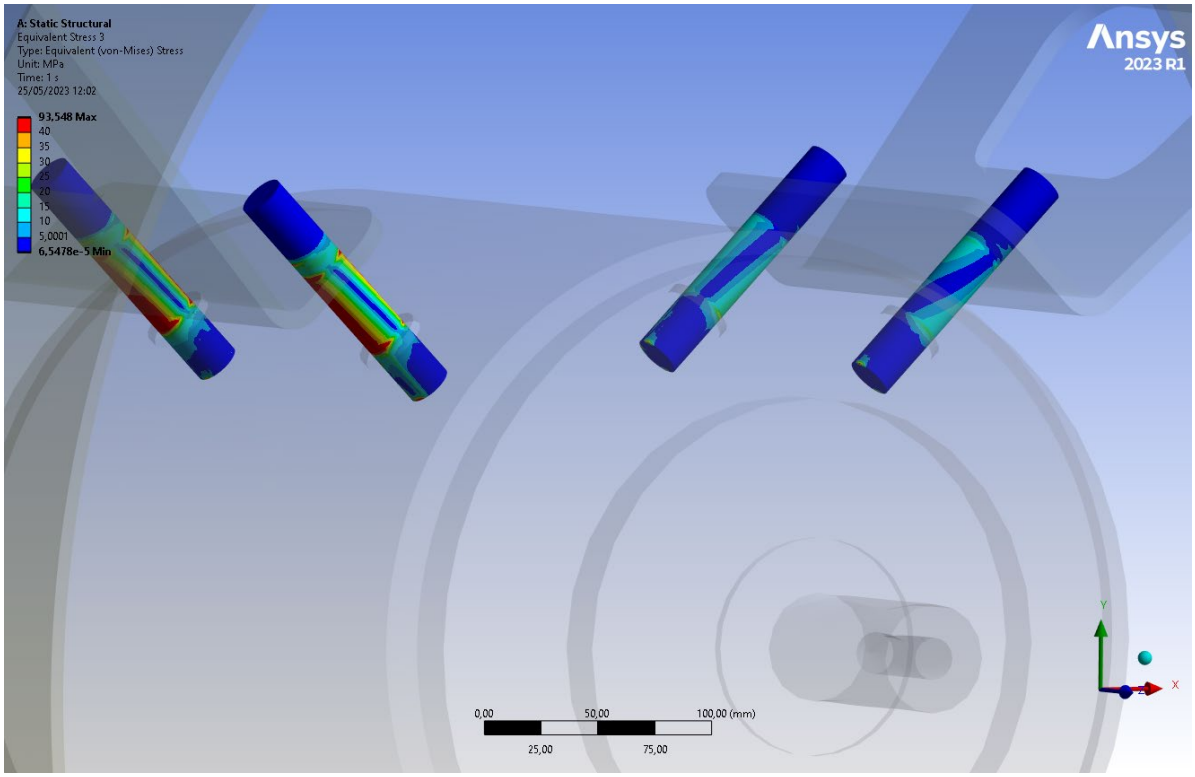

A: Static Structural
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1 s
Custom
Max: 79,81
Min: 3,1697e-6
25/05/2023 12:10
79,81
10
8,75
7,5
6,25
5
3,75
2,5
1,25
Ansys
2023 R1
250,00
Y
X


A: Static Structural
Equivalent Stress 4
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1 s
Max: 79,81
Mini: 1,2054e-5
25/05/2023 12:11
79,81
15
13,125
11,25
9,375
7,5
5,625
3,75
1,875
1,2054e-5
Ansys
2023 R1
0,00
150,00
300,00 (mm)
75,00
225,00
Y
X
Z

Anexo 11.


A: Static Structural
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1 s
25/05/2023 11:59
0,29497 Max
0,26219
0,22942
0,19665
0,16387
0,1311
0,098323
0,065549
0,032774
0 Min
Ansys
2023 R1
0,00
400,00
800,00 (mm)
200,00
600,00
Y
X

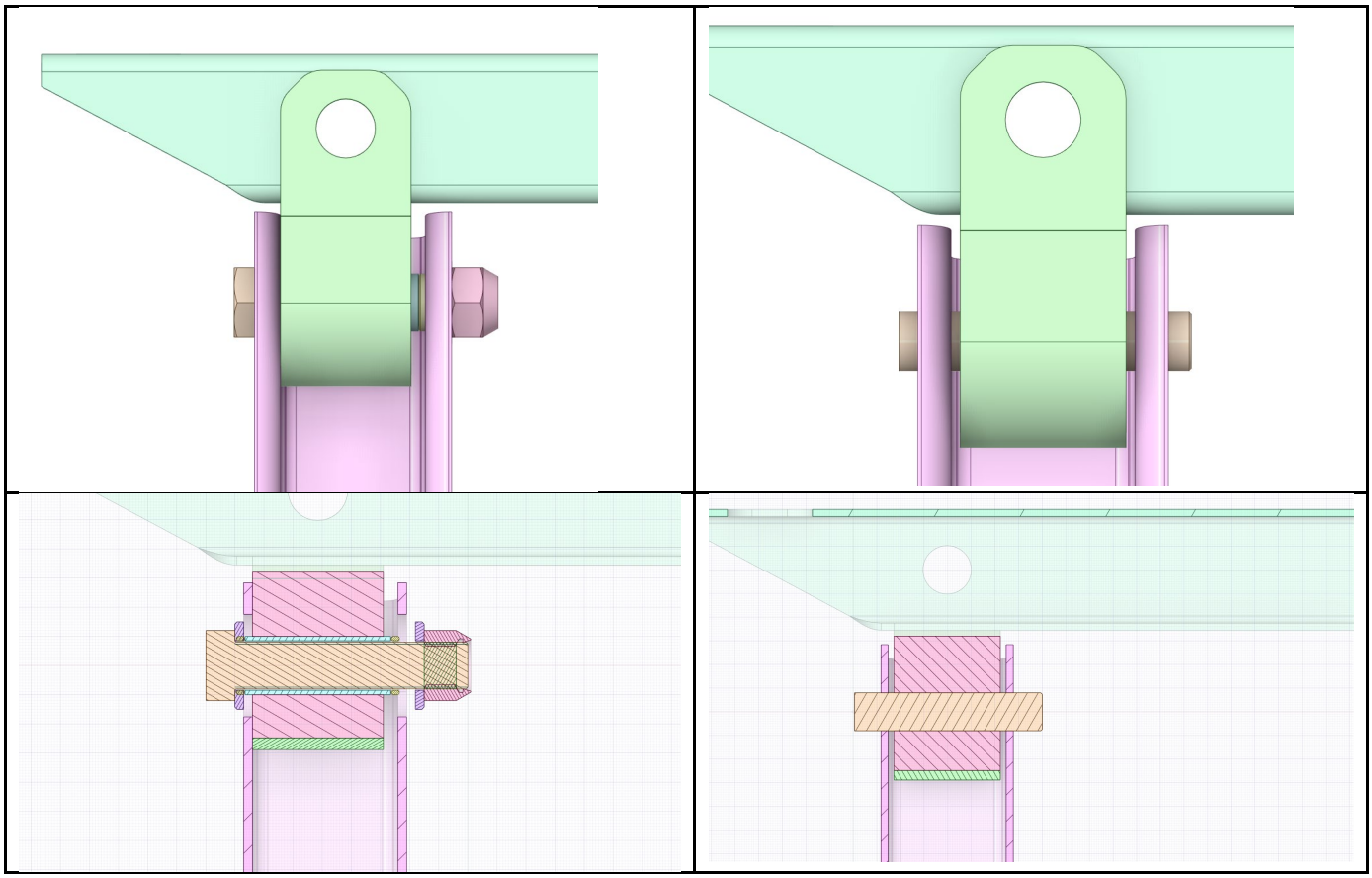

A: Static Structural
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1 s
Custom
25/05/2023 12:00
125,74 Max
15
13,125
11,25
9,375
7,5
5,625
3,75
1,875
Ansys
2023 R1
Y
X


A: Static Structural
Equivalent Stress 3
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1 s
25/05/2023 12:02
93,548 Max
40
35
30
25
20
15
10
5,0001
6,5478e-5 Min
Ansys
2023 R1
0,00
50,00
100,00 (mm)
25,00
75,00
Y
X
Z

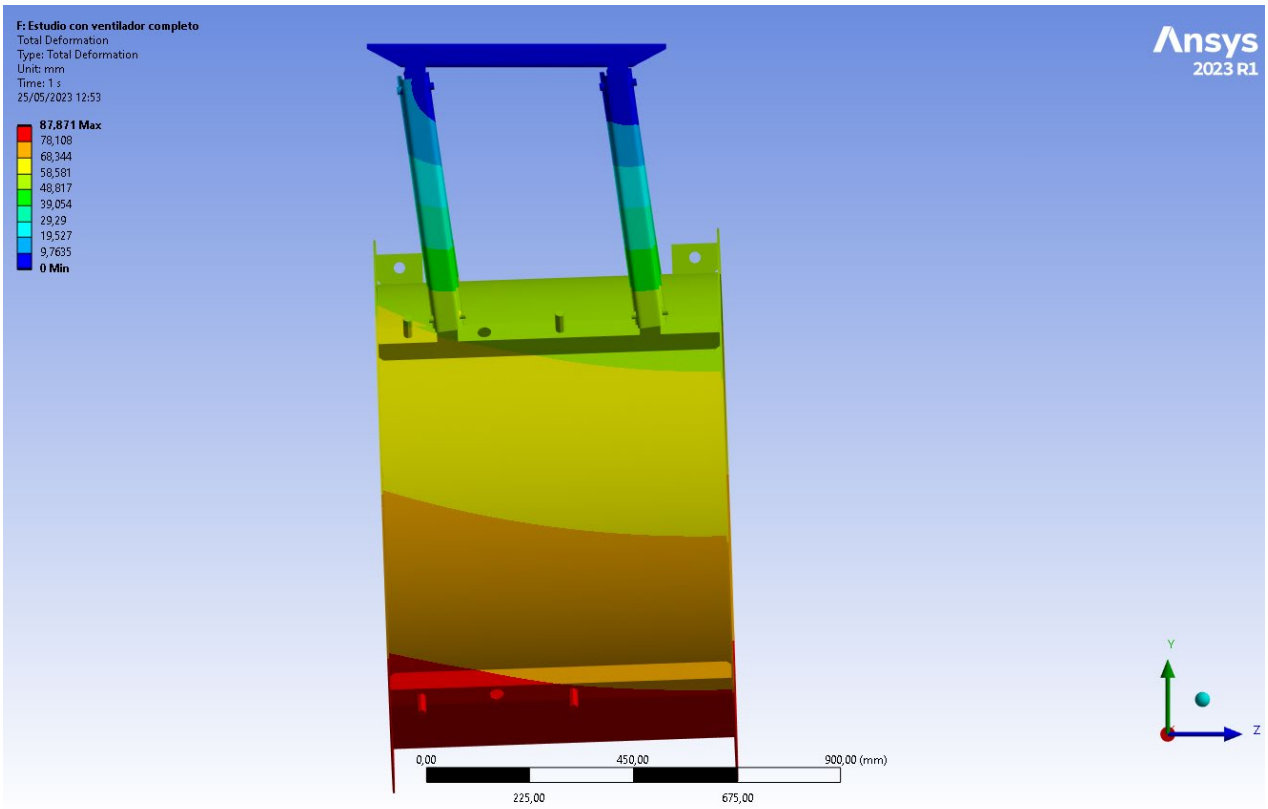
Anexo 12.

Tipo de Carcasa	Espesor carcasa (mm)	Espesor soportes motor (mm)	Modo torsor (Hz)	Modo balanceo (Hz)
Corta	4	6	**34,67**	**28,83**
Corta	4	8	**44,71**	**29,46**
Corta	4	10	**57,89**	**30,03**
Corta	4	12	**68,98**	**30,64**
Corta	6	6	**34,74**	**28,22**
Corta	6	8	**44,58**	**28,80**
Corta	6	10	**57,42**	**29,34**
Larga	4	6	**36,39**	**41,24**
Larga	4	8	**50,37**	**44,02**
Larga	4	10	**59,36**	**44,64**
Larga	6	6	**35,97**	**43,37**
Larga	6	8	**50,46**	**44,11**
Larga	6	10	**59,69**	**44,48**

Anexo 13.



Anexo 14.


F: Estudio con ventilador completo
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1 s
25/05/2023 12:53
87,871 Max
78,108
68,344
58,581
48,817
39,054
29,29
19,527
9,7635
0 Min
Ansys
2023 R1
0,00
450,00
900,00 (mm)
225,00
675,00
Y
Z