

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA
ESCOLA POLITÈCNICA SUPERIOR D'ALCOI

Diseño 3D y análisis MEF de una caja para alojamiento de equipamiento electrónico en un

Trabajo Final de Grado
Grado en Ingeniería Mecánica

Autor: Mauricio Avellán Martínez
Tutor: Jorge Gabriel Segura Alcaraz
Curso académico: 2014-2015

El proyecto que se expone en este trabajo tiene dos objetivos principales, por un lado la aplicación de los métodos actuales de diseño asistido por ordenador en la industria y la constatación de cómo el proceso de diseño exige una serie de criterios para ser viable y funcional.

Por otro lado se va a desarrollar la aplicación del método de los elementos finitos al diseño de equipamiento mecánico. Valiéndose de este método se pretende optimizar al máximo el peso del equipo sin comprometer la salud estructural del mismo. Para ello y partiendo de un diseño inicial se irán realizando modificaciones que redunden en una reducción de la masa y analizando en cada caso si el equipo soportará los esfuerzos derivados del estado de cargas tras cada modificación.

Si bien se trata de un proceso iterativo y que conlleva varios ciclos de prueba y error es sin duda mucho más rápido y económicamente viable que la fabricación de un prototipo. Sin embargo no deja de ser un método aproximado de cálculo debido a las hipótesis básicas del método, por lo que al final los prototipos son necesarios aunque en menor número ya que el diseño final puede acercarse bastante al diseño óptimo.

Palabras Clave: Diseño, peso, optimización, método de elementos finitos, UAV.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

1.	INTRODUCCIÓN	2
1.1.	ANTECEDENTES	2
1.2.	ALCANCE Y OBJETIVOS	3
1.3.	ESTRUCTURACIÓN DE LOS CAPÍTULOS	4
2.	METODOLOGÍA DE TRABAJO	6
2.1.	SECUENCIACIÓN DE ACTIVIDADES	6
2.2.	EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS	6
2.2.1.	<i>Introducción</i>	6
2.2.2.	<i>Formulación de la matriz de rigidez, método directo</i>	8
2.2.3.	<i>Herramientas: Patran-Nastran software de elementos finitos</i>	11
3.	DISEÑO	19
3.1.	INTRODUCCIÓN	19
3.2.	HERRAMIENTAS	20
3.3.	REQUISITOS DE DISEÑO	21
3.3.1.	<i>Placas electrónicas (PCB)</i>	21
3.3.1.1.	RF Core	22
3.3.1.2.	Rx Core	23
3.3.2.	<i>Restricciones Impuestas</i>	24
3.4.	MODELADO 3D	25
3.4.1.	<i>Descripción de las partes</i>	25
3.4.1.1.	Módulo inferior	25
3.4.1.2.	Módulo intermedio	27
3.4.1.3.	Tapa	29
3.4.1.4.	Fijaciones	30
3.4.2.	<i>Listado de materiales</i>	35
4.	APLICACIÓN DEL MEF	37
4.1.	CÁLCULO DE TORNILLOS	37
4.1.1.	<i>Par de apriete y pretensado</i>	37
4.1.1.1.	Ecuaciones de referencia	37
4.1.1.2.	Cálculos analíticos	41
4.1.1.2.1.	Datos de entrada	41
4.1.1.2.2.	Unión módulo inferior y módulo intermedio	42
4.1.1.2.3.	Unión tapa y módulo intermedio	43
4.1.1.2.4.	Unión de las fijaciones al conjunto	44
4.1.1.2.5.	Unión caja-UAV (tornillos interfaz)	45
4.1.1.3.	Modelado de tornillos mediante MEF	46
4.2.	ANÁLISIS DE LOS MODOS PROPIOS DE VIBRACIÓN	50
4.2.1.	<i>Introducción</i>	50
4.2.2.	<i>Resumen</i>	51
4.2.3.	<i>Unidades</i>	51
4.2.4.	<i>Visión del mallado y topología de los elementos</i>	52
4.2.5.	<i>Elementos y Propiedades de los Elementos</i>	53
4.2.6.	<i>Resultados</i>	54
4.2.7.	<i>Conclusiones</i>	58
4.3.	ANÁLISIS DE LA RESPUESTA EN FRECUENCIA DE LA ESTRUCTURA	59
4.3.1.	<i>Introducción</i>	59
4.3.2.	<i>Estructura general de un problema de vibración forzada</i>	63

4.3.3.	<i>Resumen</i>	67
4.3.4.	<i>Unidades</i>	68
4.3.5.	<i>Visión del mallado y topología de los elementos</i>	68
4.3.6.	<i>Elementos y Propiedades de los Elementos</i>	70
4.3.7.	<i>Resultados</i>	70
4.3.8.	<i>Conclusiones</i>	77
4.4.	ANÁLISIS ESTÁTICO -30G SHOCK	78
4.4.1.	<i>Introducción</i>	78
4.4.2.	<i>Resumen</i>	78
	<i>Unidades</i>	78
4.4.3.	<i>Visión del mallado y topología de los elementos</i>	79
4.4.4.	<i>Elementos y Propiedades de los Elementos</i>	80
4.4.5.	<i>Resultados</i>	81
4.4.6.	<i>Conclusiones</i>	82
5.	CONCLUSIONES Y FUTURAS LÍNEAS DE TRABAJO	83
5.1.	CONCLUSIONES	83
5.2.	FUTURAS LÍNEAS DE TRABAJO	84
6.	BIBLIOGRAFÍA	86
7.	ANEXOS	87
7.1.1.	<i>ECSS-E-HB-32-23^a Threaded fasteners handbook</i>	87

ÍNDICE DE FIGURAS

ILUSTRACIÓN 1: FUERZAS NODALES ASOCIADAS A LA DEFORMACIÓN EN UN ELEMENTO BARRA	8
ILUSTRACIÓN 2: FUNCIÓN DE FORMA DE UNA BARRA DE DOS NODOS	9
ILUSTRACIÓN 3: ALGUNOS ELEMENTOS UTILIZADOS EN EL MEF	10
ILUSTRACIÓN 4: MÓDULOS Y FUNCIONES.....	11
ILUSTRACIÓN 5: INTERFAZ PATRAN	13
ILUSTRACIÓN 6: BARRA PARA GENERAR ARCHIVOS NASTRAN	13
ILUSTRACIÓN 7: DIAGRAMA DE FLUJO PROCESO DE DISEÑO.....	19
ILUSTRACIÓN 8: DISEÑO PARAMÉTRICO, GENERACIÓN DE SÓLIDOS PARAMÉTRICOS	20
ILUSTRACIÓN 9: RF CORE DIMENSIONES MÁXIMAS.....	22
ILUSTRACIÓN 10: RX CORE DIMENSIONES MÁXIMAS	23
ILUSTRACIÓN 11: MÓDULO INFERIOR	25
ILUSTRACIÓN 12: MÓDULO INFERIOR VISTA 2	26
ILUSTRACIÓN 13: RX CORE ENSAMBLAJE 2	26
ILUSTRACIÓN 14: MÓDULO INTERMEDIO.....	27
ILUSTRACIÓN 15: MÓDULO INTERMEDIO VISTA INFERIOR	28
ILUSTRACIÓN 16: RF CORE ENSAMBLAJE	28
ILUSTRACIÓN 17: TAPA	29
ILUSTRACIÓN 18: UNIÓN TAPA Y VENTILADOR.....	30
ILUSTRACIÓN 19: FIJACIONES.....	30
ILUSTRACIÓN 20: SECCIONES RESISTENTES DE LA FIJACIÓN	31
ILUSTRACIÓN 21: UNIÓN MÓDULO INFERIOR Y RF CORE 1	32
ILUSTRACIÓN 22: UNIÓN MÓDULO INFERIOR Y MÓDULO INTERMEDIO 1	32
ILUSTRACIÓN 23: UNIÓN RX CORE Y MÓDULO INTERMEDIO1	33
ILUSTRACIÓN 24. UNIÓN TAPA Y MÓDULO INTERMEDIO	33
ILUSTRACIÓN 25: UNIÓN DE LAS FIJACIONES AL CONJUNTO 1	34
ILUSTRACIÓN 26: UNIÓN ATORNILLADA	46
ILUSTRACIÓN 27: MODELO DE UNA UNIÓN ATORNILLADA QUE CONECTA 3 PLACAS MEDIANTE ELEMENTOS SÓLIDOS	47
ILUSTRACIÓN 28: ESTADO DE CARGAS EN APOYO	49
ILUSTRACIÓN 29: DEFORMADA TRAS APLICACIÓN DE LA CARGA	49
ILUSTRACIÓN 30: FORMA Y FRECUENCIA DEL PRIMER MODO	55
ILUSTRACIÓN 31: FORMA Y FRECUENCIA DEL TERCER MODO.....	56
ILUSTRACIÓN 32: FORMA Y FRECUENCIA DEL QUINTO MODO.....	56
ILUSTRACIÓN 33: FORMA Y FRECUENCIA DEL TRECEAVO MODO	57
ILUSTRACIÓN 34: FORMA Y FRECUENCIA DEL DECIMOSÉPTIMO MODO.....	57
ILUSTRACIÓN 35: SOLUCIÓN 1 UNIONES ATORNILLADAS	58
ILUSTRACIÓN 36: DESPLAZAMIENTO DE LA FASE CARGA-RESPUESTA.....	59
ILUSTRACIÓN 37: PLANO COMPLEJO	59
ILUSTRACIÓN 38: OSCILADOR DE UN GDL SUJETO A MOVIMIENTOS DE LA BASE, $z(t)$	60
ILUSTRACIÓN 39: FACTOR DE AMPLIFICACIÓN DINÁMICA PARA EXCITACIÓN DE LA BASE, X/Z	62
ILUSTRACIÓN 40: RELACIÓN DE TRANSMISIBILIDAD $(X+Z)/Z = Tr(\Omega, z)$	62
ILUSTRACIÓN 41: CAPTACIÓN DE DATOS EN ESPACIO TEMPORAL, VUELO COMPLETO	63
ILUSTRACIÓN 42: ESPECTRO DE ACELERACIÓN-FRECUENCIA EN X Y Z EN CONDICIONES DE VUELO A ALTAS RPM	64
ILUSTRACIÓN 43: ESPECTRO DE ACELERACIÓN-FRECUENCIA EN Z EN CONDICIONES DE VUELO A ALTAS RPM	64
ILUSTRACIÓN 44: EXTRACCIÓN DEL INTERVALO DEL ESPECTRO DE INTERÉS PARA NUESTRO ANÁLISIS	65
ILUSTRACIÓN 45: GRÁFICO RESPUESTA ESTRUCTURA ACELERACIÓN/FRECUENCIA MAGNITUD	70
ILUSTRACIÓN 46: GRÁFICO RESPUESTA ACELERACIÓN/FRECUENCIA COMPONENTE Z	71
ILUSTRACIÓN 47: GRÁFICO DESPLAZAMIENTO/FRECUENCIA MAGNITUD	71
ILUSTRACIÓN 48: VALORES MÁXIMOS DE TENSIÓN, LOCAL.....	77

ILUSTRACIÓN 49: PARTE DE LA ESTRUCTURA CON MAYORES DEFORMACIONES.....	77
ILUSTRACIÓN 50: TENSION DE VON MISES -30G.....	81
ILUSTRACIÓN 51: DESPLAZAMIENTO, -30G.....	82
ILUSTRACIÓN 52: VIBRADOR.....	84

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 1: REQUISITOS DE DISEÑO.....	24
TABLA 2: LISTADO DE MATERIALES.....	35
TABLA 7: UNIDADES BÁSICAS USADAS EN EL ANÁLISIS.....	52
TABLA 8: CARACTERÍSTICAS DEL MODELO, MÓDULO INFERIOR.....	52
TABLA 9: CARACTERÍSTICAS DEL MODELO, MÓDULO INTERMEDIO.....	52
TABLA 10: CARACTERÍSTICAS DEL MODELO, TAPA.....	53
TABLA 11: CARACTERÍSTICAS DEL MODELO, PARTE INTERMEDIA.....	53
TABLA 12: PROPIEDADES DEL MATERIAL.....	53
TABLA 13: MODOS DE VIBRACIÓN.....	54
TABLA 14: UNIDADES BÁSICAS USADAS EN EL ANÁLISIS.....	68
TABLA 15: CARACTERÍSTICAS DEL MODELO, MÓDULO INFERIOR.....	68
TABLA 16: CARACTERÍSTICAS DEL MODELO, MÓDULO INTERMEDIO.....	68
TABLA 17: CARACTERÍSTICAS DEL MODELO, TAPA.....	69
TABLA 18: CARACTERÍSTICAS DEL MODELO, PARTE INTERMEDIA.....	69
TABLA 19: CARACTERÍSTICAS DEL MODELO, MASA PUNTUAL.....	69
TABLA 12: PROPIEDADES DEL MATERIAL.....	70
TABLA 7: UNIDADES BÁSICAS USADAS EN EL ANÁLISIS.....	78
TABLA 8: CARACTERÍSTICAS DEL MODELO, MÓDULO INFERIOR.....	79
TABLA 9: CARACTERÍSTICAS DEL MODELO, MÓDULO INTERMEDIO.....	79
TABLA 10: CARACTERÍSTICAS DEL MODELO, TAPA.....	79
TABLA 11: CARACTERÍSTICAS DEL MODELO, PARTE INTERMEDIA.....	80
TABLA 12: PROPIEDADES DEL MATERIAL.....	80

NOTA: Se adjunta un disco con los modelos 3D, análisis realizados y documentación

CAPÍTULO 1.

INTRODUCCIÓN

1. Introducción

1.1. Antecedentes

En septiembre del 2012 comencé una beca “Erasmus” prácticas en la empresa Active Space Technologies de Portugal, donde más tarde sería contratado como diseñador en el departamento de ingeniería mecánica.

La empresa con base en Coimbra fue fundada en 2004 con el fin de proveer servicios de ingeniería a la industria aeroespacial. La entrada de Portugal en la agencia espacial europea en noviembre del año 2000 dinamizó las actividades del sector industrial Portugués y promovió una mayor participación de las empresas en el programa espacial europeo. Sin duda la empresa supo aprovechar esta situación y la política de “justo retorno” o retorno estratégico de la ESA para comenzar a desarrollar sus actividades.

De los proyectos en los que mi departamento estaba involucrado, el trabajo en el que comencé mi formación fue un proyecto relacionado con el diseño de una caja de alojamiento para las placas electrónicas del sistema de navegación GPS de un UAV. El proyecto se basaba en la entrega de un diseño conceptual que se ajustara a las restricciones de diseño impuestas por el cliente. Utilizando únicamente herramientas CAD obtuvimos finalmente un diseño que satisfacía los requisitos del cliente y presentamos nuestros resultados mediante una teleconferencia en noviembre del 2012.

Aunque había hecho uso de las herramientas más sencillas para la obtención de los resultados deseados pensé que me gustaría profundizar más acerca de otros aspectos y ampliar mis conocimientos más allá de mi área de trabajo en ese proyecto, por ello he considerado realizar mi trabajo de fin de grado en ingeniería mecánica con base en este proyecto y aplicando los conocimientos sobre el MEF que adquirí durante la carrera y más tarde trabajando en Portugal.

1.2. Alcance y Objetivos

El objetivo último del proyecto es la fabricación de la caja de alojamiento del GPS de un UAV. Para ello he querido profundizar en los métodos que la ingeniería pone al servicio del diseñador mecánico.

Tal como lo expuesto anteriormente el proyecto surgió durante mi estancia en la empresa Active Space Technologies de Portugal, en ella tuve la oportunidad de trabajar como diseñador en un desarrollo conjunto con otras empresas del sector aeronáutico.

Este desarrollo se centró principalmente en la fabricación de la caja de alojamiento del GPS de un UAV. Siguiendo las restricciones de diseño impuestas por el cliente en cuanto a dimensiones máximas (el área para la instalación era muy reducida) y masa se estudiaron las diferentes placas electrónicas (PCBs) que lo componen, conociendo sus dimensiones, puntos de la interfaz mecánica y masas (principalmente aunque existen más factores) para poder crear un receptáculo que minimice al máximo el tamaño necesario para alojar el equipo.

Una vez finalizado el diseño y por tanto cerrado el proyecto surgió de mi la idea de utilizar el método de elementos finitos para optimizar al máximo la masa de dicho elemento confiriéndole la rigidez suficiente para soportar los esfuerzos propios de este tipo de vehículos en condiciones de vuelo, despegue y aterrizaje.

La reducción al máximo de estas masas es objeto de gran interés en este campo no solo por el aumento de la autonomía que supone para el UAV sino por facilitar la creación de los algoritmos matemáticos y funciones que serán procesadas para el manejo del vehículo.

En consecuencia se intenta optimizar al máximo todos los componentes mecánicos que componen el vehículo buscando un compromiso entre peso y resistencia a los esfuerzos a los que estará sometidos y es aquí donde una herramienta como el análisis estructural mediante elementos finitos puede ser de gran utilidad.

El software utilizado para la realización del diseño es CATIA V5 de Dassault Sistemas y para el análisis estructural se ha usado PATRAN-NASTRAN de MSC Software.

Por motivos de confidencialidad se han modificado el diseño y los requisitos para que la información contenida en este proyecto no comprometa el acuerdo de confidencialidad firmado con la empresa.

1.3. Estructuración de los capítulos

Para hacer más fácil la comprensión del trabajo al lector se va a detallar una guía acerca de cómo se ha estructurado el trabajo.

-Capítulo 1. Introducción

Capítulo introductorio al tema tratado, se da una idea general del proyecto, cuál es la finalidad del mismo y cuál es el estado del arte de la tecnología UAV.

-Capítulo 2. Metodología de trabajo

Secuencia de las actividades que llevarán a la conclusión del proyecto y explicación de los recursos y medios necesarios para ello se incluye una introducción al método de elementos finitos.

-Capítulo 3. Diseño

Este capítulo abarcará la parte del diseño del equipo. Se hablará de las herramientas utilizadas y se especificarán las restricciones de diseño y que soluciones se adoptan en cada caso. Más adelante se especificarán cuáles son los componentes que conforman el equipo incluyendo imágenes del modelo. También se incluye entre otros apartados la secuencia de la integración de la caja e imágenes renderizadas del modelo final.

-Capítulo 4. Aplicación del MEF

Se expondrán los diferentes estados de carga a los que se someterá la caja para comprobar su comportamiento y resistencia, determinarán la rigidez, respuesta a una excitación de la base de la estructura y resistencia a un impacto de -30G correspondiente al aterrizaje. También se estudiará la resistencia de los tornillos combinando los resultados de esfuerzos sobre los mismos obtenidos en el MEF y métodos numéricos.

-Capítulo 5. Modificaciones necesarias

-Capítulo 6. Conclusiones

CAPÍTULO 2.

METODOLOGÍA DE TRABAJO

2. Metodología de trabajo

2.1. Secuenciación de actividades

El problema que se plantea a grandes rasgos es la optimización de la masa de un componente mecánico sometido a un determinado estado de cargas.

Para alcanzar este objetivo se iniciará un proceso de diseño mecánico identificando una necesidad para luego plantear un problema concreto. También se realizan de manera interactiva los análisis y las síntesis hasta concluir con el diseño final. Este es, en esencia el planteamiento del proyecto.

Este proceso se inicia con la creación de un modelo que dará lugar a un objeto que satisface los requisitos iniciales y sobre el cual se realizará el proceso de optimización. Esta fase es la que a lo largo del proyecto llamaremos fase de diseño y nos serviremos del software de diseño asistido por ordenador CATIA.

Una vez obtenido el objeto de análisis crearemos un modelo de elementos finitos sobre el que se realizarán diferentes iteraciones hasta llegar a los valores de masa mínimos que garanticen la integridad del objeto. Realizaremos un análisis estático del modelo donde simularemos la condición de aterrizaje aplicando una aceleración de 20G negativos al conjunto. Después se realizará un análisis de respuesta en frecuencia que simulará el estado vibratorio del objeto durante las condiciones de despegue y estado normal de funcionamiento, para ello se obtendrá la rigidez del conjunto mediante un análisis modal y se evaluarán en caso de que los haya los modos de vibración que entren en resonancia.

2.2. El método de elementos finitos

2.2.1. Introducción

El MEF es un método numérico para la resolución de sistemas de ecuaciones diferenciales. Inicialmente fue aplicado a problemas de análisis de estructuras y desde entonces se ha aplicado a otros problemas de medios continuos. En todas las aplicaciones el analista busca calcular una magnitud de campo: en el análisis estructural se busca la distribución de tensiones o deformaciones en un medio continuo elástico; en el análisis térmico es el campo de temperatura o el flujo de calor etc. Los resultados de mayor interés son normalmente los valores máximos de estas magnitudes o sus gradientes

Desde su enfoque físico podemos definir el MEF como un método que se basa en la discretización o división de un medio continuo, pasando de un sistema con infinitos grados de libertad (regido por un conjunto de ecuaciones diferenciales) a un sistema con grados de libertad finitos (regido por un conjunto de ecuaciones algebraicas lineales). Esta discretización se realiza mediante pequeños elementos unidos entre si por una serie de puntos llamados nodos. Las ecuaciones que rigen el comportamiento de cada elemento se ensamblan resultando en un conjunto de ecuaciones algebraicas. En los

problemas de estructuras estas ecuaciones son las ecuaciones de equilibrio de los nodos.

Una manera más sofisticada de describir el método podría ser la interpolación polinómica a trozos. Esto es, sobre un elemento, una magnitud como es el desplazamiento se interpola a partir de los valores de desplazamiento en los nodos. Conectando todos los elementos el desplazamiento se interpola sobre toda la estructura con tantas expresiones polinómicas como elementos haya.

Dependiendo del tipo de formulación del problema se determina si el problema es lineal (elasticidad lineal) o si es no lineal (grandes desplazamientos o deformaciones). A continuación se expresa el proceso de cálculo mediante el MEF para problemas estáticos lineales. Este método se conoce como método de rigidez y es utilizado por la mayoría de códigos disponibles en el mercado.

1. Preparar el modelo de elementos finitos. (Analista)
 - Discretizar la estructura
Definir cuál es la geometría necesaria para modelar correctamente el problema. 1D (vigas), 2D (problemas de deformación plana), 3D (sólidos)
Definir las propiedades locales de cada elemento en función del material al que representan (isótropo, anisótropo, ortótropo)
 - Describir el estado de cargas de la estructura
Define si estamos tratando con un problema estático o dinámico, lineal o no lineal.
 - Describir las restricciones de la estructura
2. Realizar los cálculos. (Software)
 - Generar la matriz de rigidez \mathbf{k} de cada elemento
 - Conectar los elementos
Esto es ensamblar las matrices \mathbf{k} de cada elemento para obtener la matriz de rigidez global de la estructura \mathbf{K} ($n \times n$)
 - Ensamblar las cargas en el vector de cargas global \mathbf{R}
 \mathbf{R} es un vector columna ($n \times 1$) que representa las cargas aplicadas
 - Imponer condiciones de contorno
 - Resolver el sistema de ecuaciones global $[\mathbf{K}]\{\mathbf{D}\}=\{\mathbf{R}\}$ para obtener el vector desconocido \mathbf{D} .
En problemas de estructuras el vector \mathbf{D} contiene las componentes de desplazamiento de los nodos y es un vector columna ($n \times 1$)
3. Post procesar la información contenida en \mathbf{D} . En este caso significa calcular tensiones y deformaciones

Para poder ejemplificar el proceso de cálculo que se realiza en cualquier problema de elementos finitos vamos utilizar uno de los elementos más simples utilizados en estructuras, una barra, aplicando las herramientas de mecánica de materiales sobre este elemento plano explicaremos la naturaleza de la matriz de rigidez, cómo las cargas y restricciones son tratadas y cómo las tensiones se extraen de los desplazamientos.

2.2.2. Formulación de la matriz de rigidez, método directo

La matriz de rigidez relaciona las fuerzas en los nodos de una estructura con los desplazamientos de toda la estructura antes de la especificación de las restricciones

Como se asume que el comportamiento de la estructura es lineal estas ecuaciones deben ser relaciones lineales que conectan los componentes de los dos vectores. De esta manera podemos afirmar que si los desplazamientos desaparecen también lo harán las fuerzas. Podemos expresar esta relación mediante la ley de Hook

$$\mathbf{f}=\mathbf{K}\mathbf{u}$$

Consideremos una barra uniforme y elástica de longitud L Ilustración 1 con módulo elástico E y área de la sección A y que posee un nodo en cada uno de sus extremos. Solo vamos a permitir desplazamientos en la dirección longitudinal de la barra. Comenzaremos desplazando un nodo y posteriormente el otro y en cada caso calcularemos las fuerzas que se deben aplicar a los nodos para mantener el estado de desplazamiento. Estas fuerzas se pueden calcular de manera sencilla mediante la fórmula elemental $d=FL/AE$ que da la fuerza F como $F=(AE/L)d$. En el caso de la fórmula inferior tendremos $d=\mu_1$ y $d=\mu_2$

$$F_{11}=F_{21}=\frac{AE}{L}\mu_1 \quad \text{y} \quad F_{12}=F_{22}=\frac{AE}{L}\mu_2$$

Donde F_{ij} es la fuerza en el nodo i ($i=1,2$) asociada al desplazamiento del nodo j ($j=1,2$). A continuación escribiremos estos resultados en forma matricial, permitiendo a ambos nodos desplazarse simultáneamente. Para el convenio de signos usaremos que las fuerzas y desplazamientos son positivos en la misma dirección. En nuestro caso positivo es hacia la derecha, por tanto:

$$\begin{bmatrix} F_{11} & -F_{12} \\ -F_{21} & F_{22} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \mu_1 \\ \mu_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F_1 \\ F_2 \end{pmatrix} \quad \text{o lo que es lo mismo} \quad \frac{AE}{L} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \mu_1 \\ \mu_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F_1 \\ F_2 \end{pmatrix}$$

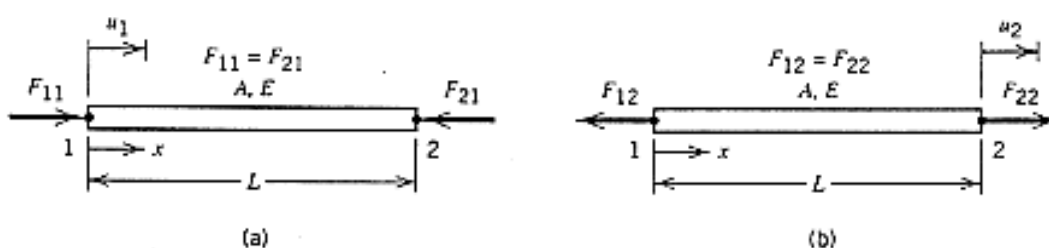


Ilustración 1: Fuerzas nodales asociadas a la deformación en un elemento barra

donde F_1 y F_2 son las fuerzas resultantes aplicadas a la barra en los nodos 1 y 2, $F_i=F_{11}-F_{12}$ y $F_2=-F_{21}+F_{22}$. La matriz cuadrada de la ecuación anterior, incluyendo su producto

escalar AE/L es la matriz de rigidez del elemento \mathbf{k} . Simbólicamente escribimos la ecuación anterior como $\mathbf{kd}=\mathbf{r}$, donde $\mathbf{d}=[\mu_1 \mu_2]^T$ para este elemento.

Por tanto en la ecuación anterior podemos ver un ejemplo de una regla general: una columna \mathbf{k} es un vector de cargas nodales que se deben aplicar al elemento para mantener un estado de deformación en el cual el correspondiente grado de libertad nodal tiene un valor unitario y el resto de grados de libertad nodales son cero. Por ejemplo, con $\mu_1 = 1$ y $\mu_2 = 0$, el producto \mathbf{kd} elimina la primera columna de \mathbf{k} :

$$\frac{AE}{L} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F_1 \\ F_2 \end{pmatrix} \text{ por lo tanto } \begin{pmatrix} F_1 \\ F_2 \end{pmatrix} = \frac{AE}{L} \begin{bmatrix} 1 \\ -1 \end{bmatrix} \mu_1 = \begin{pmatrix} F_{11} \\ -F_{21} \end{pmatrix}$$

Este método "directo" puede generar matrices de rigidez sólo para elementos simples, donde las fórmulas de mecánica de materiales ofrecen relaciones entre los desplazamientos nodales y las cargas nodales asociadas. Para la mayoría de los elementos una fórmula general para \mathbf{k} se debe aplicar en su lugar:

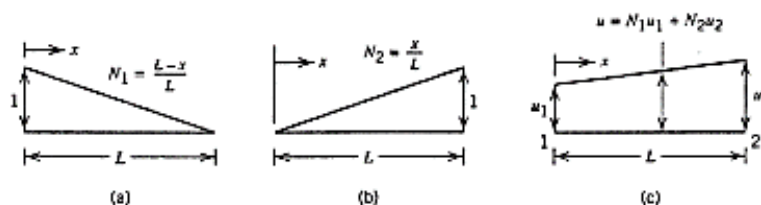
$$\mathbf{k} = \int \mathbf{B}^T \mathbf{E} \mathbf{B} \, dv$$

Donde \mathbf{B} es la matriz que relaciona las deformaciones del elemento con los desplazamientos nodales, \mathbf{E} es la matriz de propiedades del material (o matriz constitutiva) y dv es un incremento en el volumen del elemento.

Esta ecuación expresa matemáticamente el concepto de la energía interna de deformación, donde el trabajo es realizado por las cargas nodales, que se aplican para crear desplazamientos nodales y este trabajo se almacena en el elemento como energía elástica de deformación.

Por tanto se aplica una rutina numérica que evalúa la rigidez del elemento sobre el volumen del elemento.

Para obtener \mathbf{B} en este elemento (barra) necesitamos relacionar las deformaciones del elemento con los desplazamientos de los nodos, esto se realiza a través de la función de forma \mathbf{N} , que para el caso de una barra de dos nodos se puede expresar de la siguiente manera:



En la figura se muestra como u varía respecto a x cuando el correspondiente g.d.l u_i es uno mientras el otro es cero. Como se muestra en la figura (c) la interpolación lineal de u entre sus valores nodales u_1 y u_2 da lugar a:

$$u = \begin{bmatrix} (L-x)/L & x/L \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix} \quad \text{o} \quad u = \mathbf{N}\mathbf{d}$$

De esta manera queda ejemplificado un concepto muy importante en teoría de elementos finitos, la función de forma \mathbf{N} , que describe como u varía con x o lo que es lo mismo como se relacionan los desplazamientos nodales y las deformaciones. El vector columna \mathbf{d} representa los grados de libertad de los nodos del elemento.

La deformación axial ε_x será por tanto el gradiente del desplazamiento axial

$$\varepsilon_x = \left(\frac{du}{dx} \right) = \begin{bmatrix} \frac{d}{dx} & \mathbf{N} \end{bmatrix} \mathbf{d} = \mathbf{B}\mathbf{d} \quad \text{donde} \quad \mathbf{B} = \begin{bmatrix} -\frac{1}{L} & \frac{1}{L} \end{bmatrix}$$

De esta manera comprobamos que $\varepsilon_x = (u_2 - u_1)/L$ que es la definición básica de deformación como incremento de longitud dividido por longitud inicial. Finalmente para el problema de la barra la matriz \mathbf{E} es simplemente el módulo elástico, un escalar, y dV es $A dx$.

$$K = \int_0^L \begin{Bmatrix} -1/L \\ 1/L \end{Bmatrix} E \begin{bmatrix} -1/L & 1/L \end{bmatrix} A dx = \frac{AE}{L} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix}$$

De esta manera aplicando la fórmula general de k obtendríamos la matriz de rigidez.

Ahora solo quedaría extrapolar todo lo visto anteriormente a los diferentes tipos de elementos utilizados en el MEF (dejando de lado las implicaciones matemáticas y físicas que se deriven de tratar con elementos 1D, 2D o 3D)

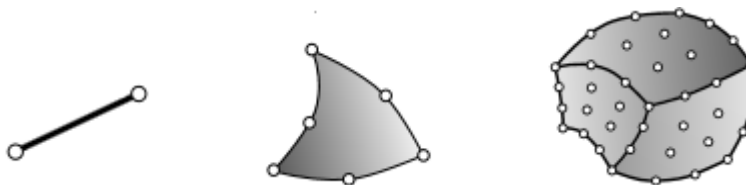


Ilustración 3: Algunos elementos utilizados en el MEF

2.2.3. Herramientas: Patran-Nastran software de elementos finitos

Patran-Nastran es un paquete de software de resolución de problemas de elementos finitos. Fue desarrollado en 1966 por la National Aeronautics and Space Administration de Estados Unidos y en la actualidad es comercializado por la empresa MSC software.

El esquema de trabajo del programa queda definido a continuación:

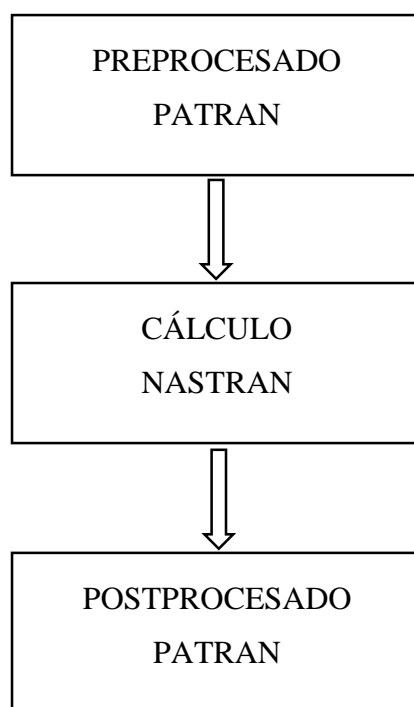


Ilustración 4: Módulos y funciones

Esta sería la secuencia de actividades a realizar en cualquier análisis mediante MEF y explica también qué módulo del programa realiza cada tarea.

A continuación ampliaremos la información sobre cada módulo.

PATRAN

Es el módulo de pre procesado y post procesado del paquete utilizado, con él se deben realizar las operaciones que darán lugar a un modelo que será analizado mediante NASTRAN.

Las características del programa y los pasos a realizar se definen a continuación:

1. Selección de unidades
El programa no tiene definida ninguna unidad por defecto por lo que es vital ser consistente en este aspecto. En mi caso las unidades para las fuerzas y las dimensiones que he utilizado están de acuerdo al sistema internacional
2. Crear una geometría
Se genera un objeto que quedará definido mediante coordenadas, si bien PATRAN tiene capacidad para generar estos modelos el trabajo puede ser tedioso para geometrías complicadas por lo que es recomendable crear un modelo con algún programa de diseño 3D como en nuestro caso CATIA y exportarlo a PATRAN en formato STEP por ejemplo. Es recomendable usar PATRAN solo para realizar pequeñas modificaciones en el modelo generalmente enfocadas a simplificar el objeto de cara al análisis como eliminar agujeros, eliminar pequeños radios etc...
3. Definir las condiciones de contorno y las cargas en la geometría
Una de las ventajas de PATRAN es que permite la aplicación de cargas y condiciones de contorno sobre la geometría o sobre el modelo de elementos finitos. Normalmente una vez creada la geometría se aplican estas cargas y condiciones y más tarde estas se importan a la malla de elementos finitos cuando esta se crea.
4. Especificar las propiedades del material
Se debe definir un material que posteriormente se asignará al modelo. El programa da opción a crear cualquier tipo de material. Para nuestro modelo se definirá un material isotrópico en el que se especificarán el módulo elástico, el coeficiente de Poisson y la densidad. Para otros tipos de análisis parámetros como el coeficiente de dilatación térmica o el módulo cortante pueden ser definidos.
5. Asignar un material a la geometría
Se trata de aplicar el material a la geometría
6. Crear una malla de elementos finitos
Discretizar la estructura mediante elementos que se ajusten al tipo de objeto del análisis, se recomienda siempre utilizar el elemento más simple que pueda representar correctamente el estado tensional y las deformaciones del objeto.
7. Analizar el problema
Llegados a este punto el pre procesador (PATRAN) generará un archivo .bdf (que no es más que un archivo txt) que contiene toda la información generada en los pasos anteriores, esta información será usada por el solver (NASTRAN)

que según el tipo de análisis especificado utilizará el modelo matemático necesario para procesar esta información. Una vez realizado el análisis generará un archivo que puede tener diferentes extensiones p.ej. dbal, xdb, etc en función de lo que queramos visualizar y que serán archivos leíbles en PATRAN que actuará como post procesador. Los resultados también aparecen en forma de texto en los archivos f06 generados por NASTRAN.

A continuación se muestra una imagen del interfaz de PATRAN y cuál sería el workflow definido anteriormente:



Ilustración 5: Interfaz PATRAN

NASTRAN

Nastran es el solver del paquete a continuación detallaremos cómo debe ser un archivo de entrada para NASTRAN según los pasos realizados en PATRAN. Utilizaremos el ejemplo de una barra empotrada y libre como la de la figura:

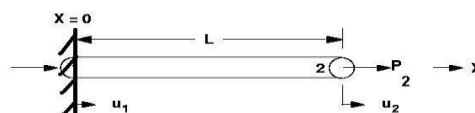


Ilustración 6: Barra para generar archivos NASTRAN

1. GEOMETRÍA (ENTRADA GRID)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
GRID	ID	CP	X1	X2	X3	CD	PS	SEID	
GRID	101	0	5.0	10.0	2.0	1	123		

<u>CAMPO</u>	<u>CONTENIDO</u>
ID	Número que identifica un punto de la red de puntos de la geometría
CP	Número que identifica el sistema de coordenadas en el que la el punto de la red está definido (0= sistema de coordenadas básico)

X1, X2, X3	Localización del punto dentro del sistema de coordenadas CP (real)
CD	Número que identifica el sistema de coordenadas en el cual los desplazamientos, grados de libertad, restricciones y vectores solución serán definidos en ese mismo punto.
PS	“Permanent Single Point Constraint” Restricciones asociadas al punto en cuestión.(dígitos del 1 al 6 para representar los g.d.l restringidos)

2. CONECTIVIDADES DEL ELEMENTO

Para este ejemplo la conectividad del elemento se describe mediante la entrada CROD que define un elemento de tensión-compresión-torsión

Formato

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
CROD	EID	PID	G1	G2					

Ejemplo

CROD	12	13	21	23					
------	----	----	----	----	--	--	--	--	--

<u>CAMPO</u>	<u>CONTENIDO</u>
EID	Número que identifica al elemento
PID	Número que identifica la propiedad de una entrada PROD (valor por defecto = EID)
G1,G2	Números que identifican los puntos de conexión dentro de la red de puntos de la geometría

3. PROPIEDADES DEL ELEMENTO

Las propiedades del elemento se introducen con el formato siguiente bajo el nombre de una entrada PROD

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
PROD	PID	MID	A	J	C	NSM			
PROD	101	201	0.10						

<u>CAMPO</u>	<u>CONTENIDO</u>
PID	Número que identifica la propiedad de una entrada PROD (valor por defecto = EID)
MID	Número que identifica el tipo de material
A	Área de la barra
J	Constante torsional (momento polar de inercia para una sección circular)
C	Coefficiente para determinar la tensión a torsión
NSM	Masa por unidad de longitud
NU	Coefficiente de Poisson
RHO	Densidad
A	Coefficiente de dilatación térmica
TREF	Temperatura de referencia

Para este ejemplo la propiedad del material se describe mediante la entrada MAT1, basta con definir dos de las tres constantes siguientes E (Módulo de Young), G (Módulo cortante), ν (Coeficiente de Poisson), la tercera constante se calculará mediante la siguiente relación:

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)}$$

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
MAT1	MID	E	G	NU	RHO	A	TREF		
MAT1	3	2.9+7		0.33		6.5E-6	50.0		+M1

4. ESTADO DE CARGAS

Para este ejemplo aplicaremos una fuerza en la dirección longitudinal del elemento, para ello usaremos la entrada FORCE



1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
FORCE	SID	G	CID	F	N1	N2	N3		
FORCE	10	2		2.E5	1.0				

<u>CAMPO</u>	<u>CONTENIDO</u>
SID	Número que identifica el set de cargas
GID	Número que identifica el punto de aplicación
CID	Número que identifica el sistema de coordenadas
F o M	Factor de escala
N1,N2,N3	Componentes del vector de fuerzas medido en CID $\vec{f} = F\vec{N}$ $\vec{m} = M\vec{N}$ $\vec{N} = (N1, N2, N3)$

5. EJEMPLO DE ARCHIVO DE ENTRADA.

Finalmente obtendremos un archivo de entrada para NASTRAN que tendrá la forma expuesta más abajo, para este problema utilizaremos:

- Propiedad del elemento (A = 5.0)
- Propiedad del material (E = 29E+6 psi, G = 11. E+6 psi, sy = 36000 psi)
- Cargas aplicadas (P = 2.E+5 lbs)

```

begin bulk
$
$   GEOMETRY AND BOUNDARY CONDITION
$
GRID   1           0.     0.     0.           123456
GRID   2           100.   0.     0.           23456
$
$   ELEMENT CONNECTIVITY
$
CROD   100      1      1      2
$
$   ELEMENT PROPERTY
$
PROD   1         201     5.
$
$   MATERIAL PROPERTY
$
MAT1   201      2.9+7   11.+6                   +M1
+M1    36000.
$
$   LOADING
$
FORCE  1         2           2.E5   1.     0.     0.
$
enddata

```

6. RESULTADOS

Para este ejemplo nos interesa obtener los desplazamientos, fuerzas en el elemento y tensiones en elemento, vamos a mostrar los resultados presentados en el informe de NASTRAN una vez realizado el análisis.

Vector desplazamiento

POINT ID.	TYPE	T1	T2	T3	R1	R2	R3
1	G	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
2	G	1.379310E-01	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

$$\Delta = \frac{PL}{AE} = \frac{(2.E+5)(100.)}{(5.)(29.E+6)} = 1.37931E-01 \quad \text{Cálculos realizados a mano}$$

Fuerzas en la barra

ELEMENT ID.	AXIAL FORCE	TORQUE	ELEMENT ID.	AXIAL FORCE	TORQUE
100	2.000000E+05				

Tensiones la barra

ELEMENT ID.	AXIAL STRESS	SAFETY MARGIN	TORSIONAL STRESS	SAFETY MARGIN	ELEMENT ID.	AXIAL STRESS	SAFETY MARGIN	TORSIONAL STRESS	SAFETY MARGIN
100	4.000000E+04	-1.0E-01							

$$\sigma = \frac{P}{A} = \frac{2.E+5}{5.} = 4.0E+4$$

$$M.S. = \frac{\text{Stress}_{allow}}{\text{Stress}_{actual}} - 1.0 \quad \text{Cálculos realizados a mano}$$

$$M.S._{axial} = \frac{36000.}{40000.} - 1.0 = -0.1$$

Esta información puede ser post procesada en PATRAN para su representación gráfica.

CAPÍTULO 3.

DISEÑO

3. Diseño

3.1. Introducción

El diseño de la caja de alojamiento supone la mitad de la carga de trabajo de este proyecto, la fase de diseño nos acompañará durante todo el proyecto. Inicialmente se trabajará en un diseño de acuerdo a las restricciones impuestas, detallando toda la problemática que surge debido a las limitaciones de espacio, masa, interfaz mecánico etc... .

Más adelante, el diseño se realizará de manera paralela o complementaria al análisis estructural utilizando los resultados obtenidos en el análisis para reducir la masa de las partes que así lo permitan.

Para realizar el diseño de nuestra caja de alojamiento, como para cualquier otro tipo de diseño en ingeniería se procede de manera secuencial y avanzando en el mismo a medida que se obtienen resultados positivos en los pasos anteriores. Primero se analiza cual es la función del objeto a fabricar y cuáles son los requisitos del diseño. Una vez expuesto todo esto se procederá la generación de ideas que satisfagan estos requisitos y de entre ellas se escogerá una solución inicial que será simulada y posteriormente tendrá que ser validada. Si no se supera la validación se volverá al punto de la generación de ideas. Si se supera la validación se procederá al, prototipado y fabricación. A continuación se expondrá mediante un diagrama de flujo los pasos seguidos en nuestro diseño.

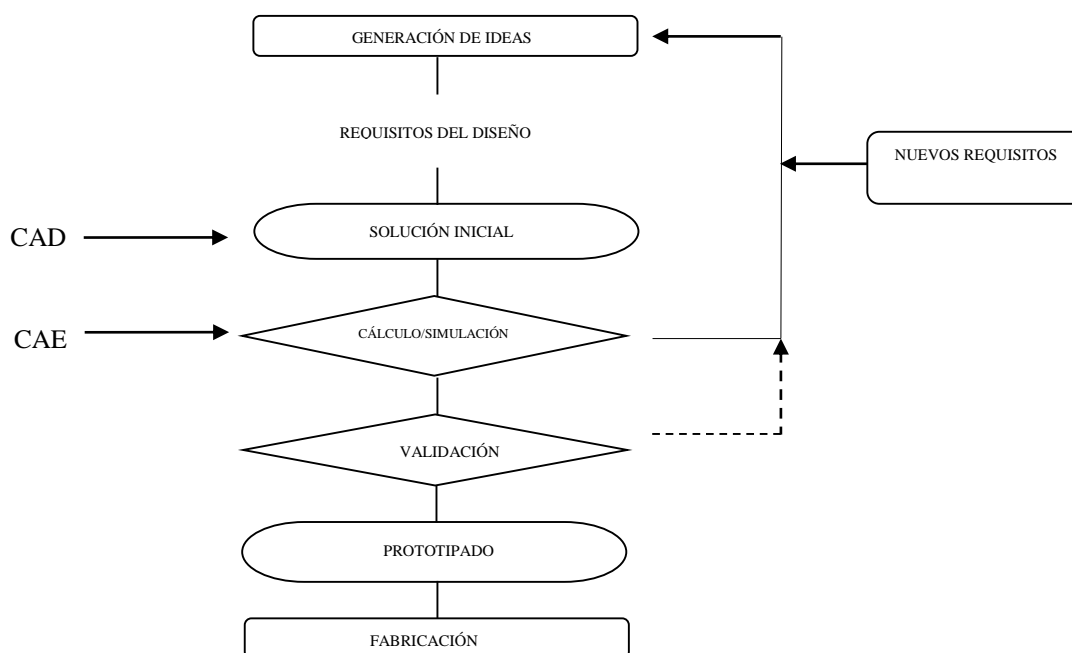


Ilustración 7: Diagrama de flujo proceso de diseño

3.2. Herramientas

Para poder llevar a cabo esta tarea se hace uso de la tecnología CAD.

Actualmente existen infinidad de programas enfocados al diseño 3D, en nuestro caso el software utilizado será CATIA v5 R19 de Dassault Systemes.

CATIA (Computer Aided Three Dimensional Interactive Application) nació en 1981 con la creación de la empresa Dassault Systemes. Se desarrolló principalmente para el sector aeronáutico por su habilidad para crear superficies complejas que permiten definir los contornos de las alas y el fuselaje. Pronto los fabricantes del sector de automoción comenzaron a utilizar este software para el diseño de carrocerías por lo que se ha convertido en estándar de diseño en ambos sectores. De ahí que el cliente exigiera que nuestros diseños y modelos fueran siempre realizados en CATIA V5 ya que como hemos comentado se trata del programa estándar de diseño en la mayoría de empresas del sector aeronáutico.

El programa integra CAD/CAM/CAE en una sola aplicación lo que se traduce en una asistencia al ingeniero en las distintas fases que conducen a la concepción y fabricación de un nuevo producto.

A modo de ejemplo en CATIA se encuentran asistentes para las tareas de diseño mecánico de piezas en 2D y 3D, superficies alabeadas, ensamblajes, estructuras, placas para electrónica, análisis y simulación cinemática, cálculo mediante elementos finitos, generación automática de programas de mecanizado por control numérico etc. Aunque tenemos todas estas funcionalidades en nuestro caso sólo se utilizara el módulo CAD y dentro del utilizaremos el diseño de sólidos y el módulo de ensamblajes.

Para comprender de manera sencilla el funcionamiento del programa podemos decir que el software está basado en el diseño paramétrico que se basa en la generación de geometría a partir de la definición de una familia de parámetros iniciales y la programación de las relaciones formales que guardan entre ellos. Consiste en la utilización de variables y algoritmos para generar un árbol de relaciones matemáticas y geométricas que permitan no sólo llegar a un diseño, sino generar todo el rango de posibles soluciones que la variabilidad de los parámetros iniciales nos permitan.

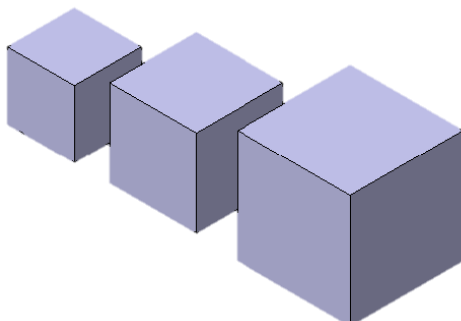


Ilustración 8: Diseño paramétrico, generación de sólidos paramétricos

La sencilla interfaz permite crear las relaciones entre objetos sin necesidad de recurrir a la utilización de programación o la creación de fórmulas y algoritmos matemáticos manualmente. Esta es la gran ventaja de este tipo de programas.

Además del diseño el programa ofrece otras funcionalidades que serán de utilidad para nuestro diseño como el cálculo de la masa y el centro de gravedad de las partes que componen un objeto y la posibilidad de acceder a bibliotecas de elementos normalizados como tornillos o arandelas.

3.3. Requisitos de diseño

En este apartado se detallarán cuáles son los requisitos y limitaciones impuestas para el diseño de la caja. Estos son el punto de partida para el diseño y los que determinarán todos los aspectos de la geometría y propiedades físicas de la caja. Por una parte tenemos las placas electrónicas, que principalmente determinarán la geometría de la caja mientras que por otro lado se encuentran las restricciones impuestas que afectarán a nivel de geometría, propiedades mecánicas y propiedades físicas.

3.3.1. Placas electrónicas (PCB)

La función de la caja que se va a diseñar es la de dar alojamiento y soporte a dos PCB que componen el sistema de navegación del UAV. Por eso van a ser estos elementos los que van a definir la geometría de la caja y sus dimensiones.

Se trata de dos PCB de los que recibimos las especificaciones técnicas a través de la marca y el modelo para poder obtener principalmente sus dimensiones máximas y puntos de interfaz.

Para el tipo de hardware electrónico con el que estamos trabajando esta información suele venir en las últimas hojas del datasheet que el fabricante posee para todos sus modelos. Es posible acceder al datasheet a través de la web del fabricante, si bien en algunos casos puede ser complicado debido a que la información contenida en ellos es bastante detallada y podría facilitar el plagio por parte de otros fabricantes por lo que solo se puede conseguir solicitándolo directamente y facilitando nuestros datos y el número de serie del componente adquirido.

Por motivos de confidencialidad no se facilitarán los modelos exactos que se usaron en el proyecto así como tampoco las dimensiones ni los componentes que forman la placa coinciden con el modelo real. Para la realización del TFG he considerado que lo realmente importante es ejemplificar el proceso y para ello basta con un diseño creado por mí y del que se pueda extraer la misma información relevante que se extrajo de las placas reales.

Consecuentemente he realizado un diseño 3D de ambas placas que servirán para poder integrarlas durante el diseño de la caja y comprobar que se ajustaban perfectamente a lo que vamos diseñando.

Los diseños de las placas y sus especificaciones se detallan a continuación.

3.3.1.1. RF Core

Dimensiones máximas

Y max: 41 mm / X max: 79.17 mm

Z max: 16.94 mm

Interfaz mecánico

4 agujeros para tornillos M3

Masa

35.68 gramos

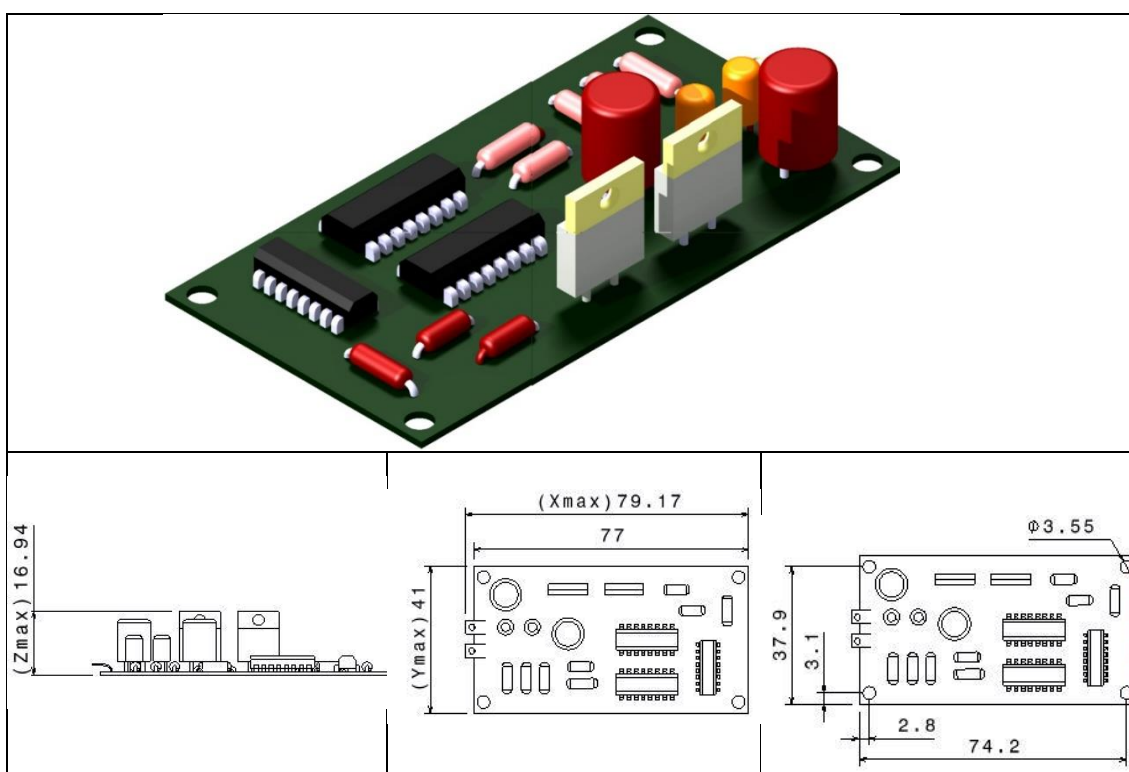


Ilustración 9: RF Core dimensiones máximas

3.3.1.2. Rx Core

Dimensiones máximas

Y max: 77.1 mm / X max: 155.1 mm

Z max: 15.2 mm

Interfaz mecánico

8 agujeros para tornillos M3

Masa

164.94 gramos

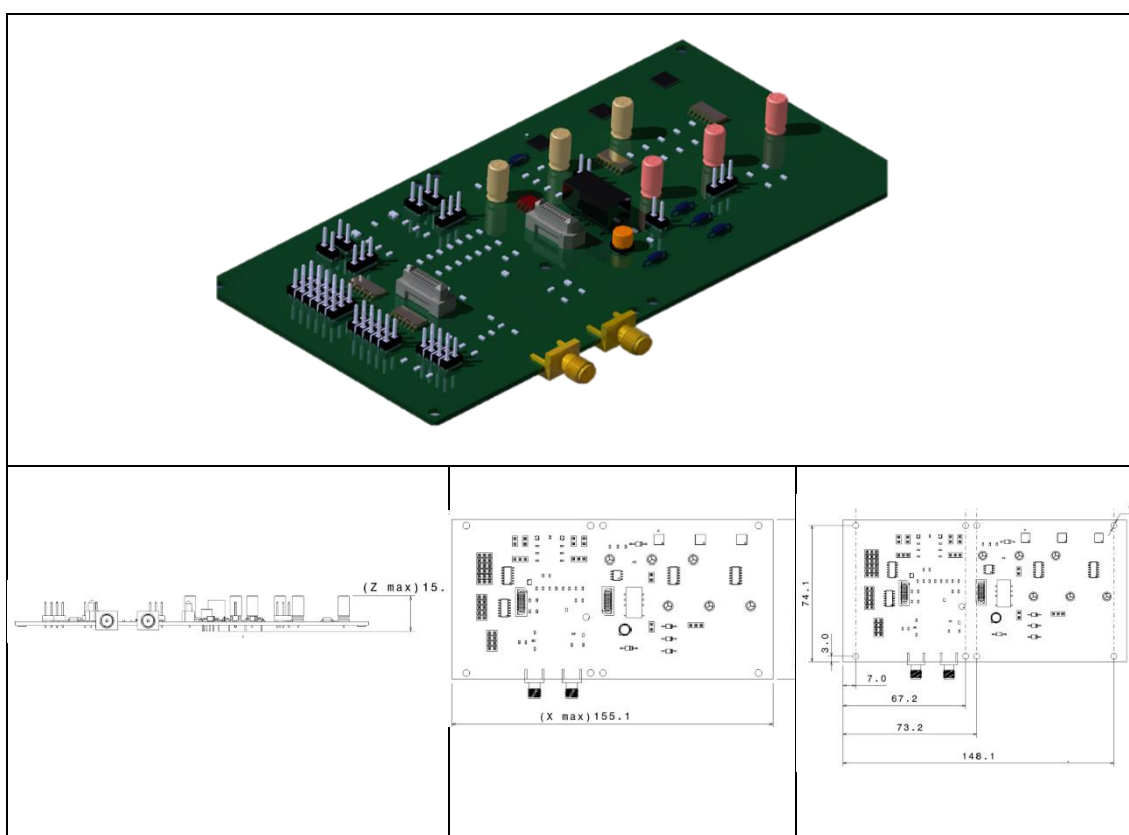


Ilustración 10: Rx Core Dimensiones máximas

3.3.2. Restricciones Impuestas

Este apartado detalla qué es lo que realmente ha dirigido el diseño de la caja. La primera documentación que recibimos fue un documento de requisitos donde quedaban claramente especificadas las restricciones que este diseño tenía a nivel de geometría, propiedades mecánicas y propiedades físicas. Con toda esta información se nos solicitó que preparáramos una presentación inicial con unas guías sobre lo que nosotros proponíamos como solución a este diseño. Una vez preparada esta presentación y el presupuesto para la realización del proyecto licitamos junto a otras empresas por su adjudicación y lo conseguimos. A continuación se adjunta una tabla donde se especifican las restricciones y los valores límite que se debían respetar para estar dentro de la línea de diseño exigida.

Tabla 1: Requisitos de diseño

MASA MAX.	0.9 kg
MATERIALES	St.Steel Al. 5083
DIM. MAX.	X=196mm Y=106mm Z=64mm
GEOMETRIA DE LOS PCB	Según especificaciones
INTERFAZ CON EL FUSELAJE	Según especificaciones
RIGIDEZ GLOBAL	>100Hz
RESISTENCIA A IMPACTO	-30G Impacto

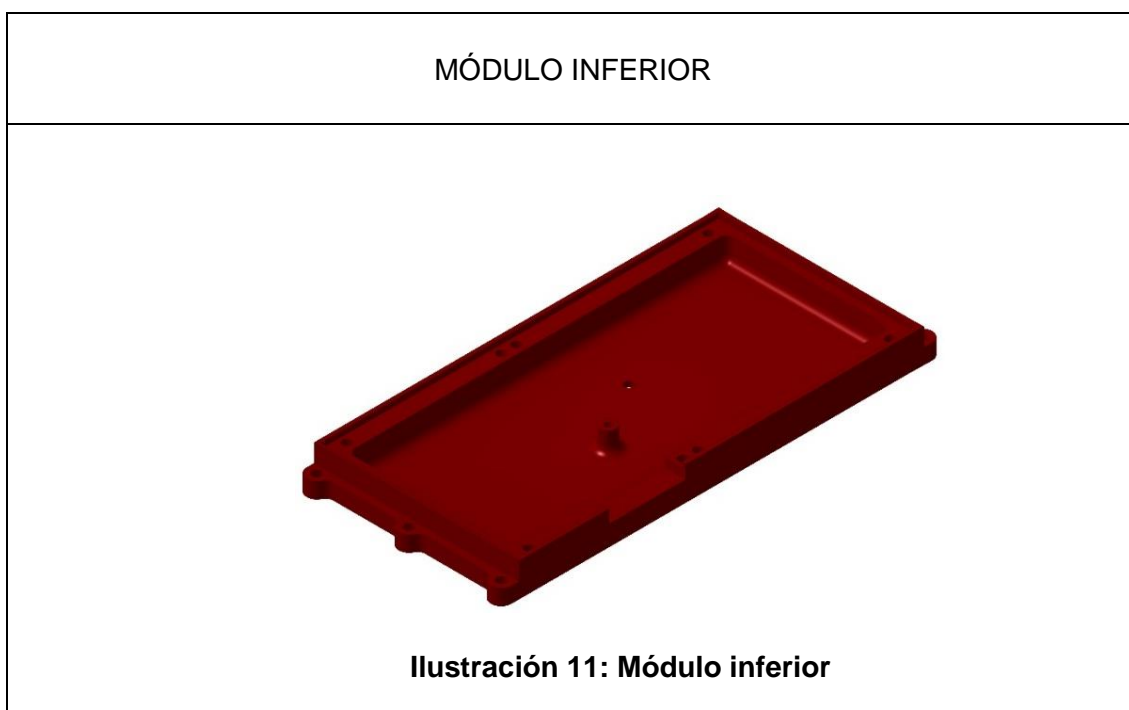
3.4. Modelado 3D

3.4.1. Descripción de las partes

Pasaremos en este punto a detallar la fase de diseño de la caja de alojamiento según las restricciones detalladas anteriormente. También cabe resaltar que se han tenido en cuenta una serie de buenas prácticas en la fase de creación que deben simplificar y abaratar al máximo el proceso de fabricación además de prever posibles problemas durante la manipulación y montaje de la caja. Un ejemplo de esto es la idea de fabricar una caja modular, que esté compuesta por diferentes partes que puedan ser manipuladas de manera independiente y que faciliten el montaje del conjunto.

3.4.1.1. Módulo inferior

Comenzaremos por la descripción valiéndonos de imágenes de la primera parte que se diseñó, el módulo inferior, que da soporte a la placa Rx Core:



La geometría de la caja responde al tamaño mínimo posible para alojar la placa. El soporte se realiza mediante un borde en todo el perímetro de 8 milímetros, este tamaño se ha definido teniendo en cuenta el diámetro de los tornillos (M3) que atraviesan la placa en sus puntos de interfaz con el resto de la caja, ya que se considera buena práctica tener al menos 1.5 mm de material a su alrededor para ofrecer un área suficiente en caso de concentración de tensiones.

Se ha realizado un vaciado interior para aligerar el peso de la caja y dar lugar a los pines que sobresalen de la placa por su parte inferior como se puede ver en la **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia..** Además se ha dejado un soporte central que coincide con el agujero del interfaz en el centro de la placa para disminuir la distancia entre apoyos.

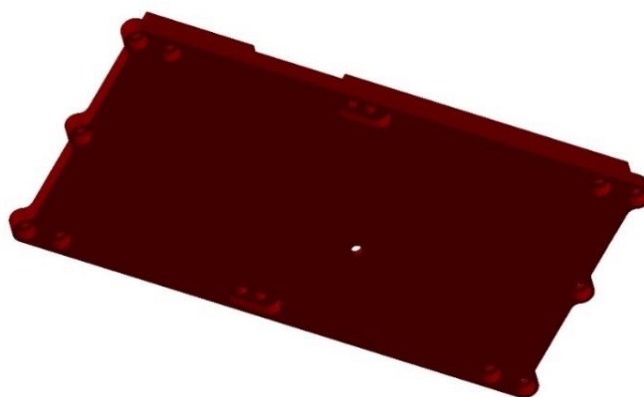


Ilustración 12: Módulo inferior vista 2

En la *¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.* se puede observar que se han realizado abocardados para alojar la cabeza de los tornillos dentro del soporte y de esta manera tener una superficie de apoyo para la caja totalmente plana. También se ha realizado un agujero pasante en la base para que en el caso de que se produzca acumulación de agua por condensación haya una vía de evacuación.

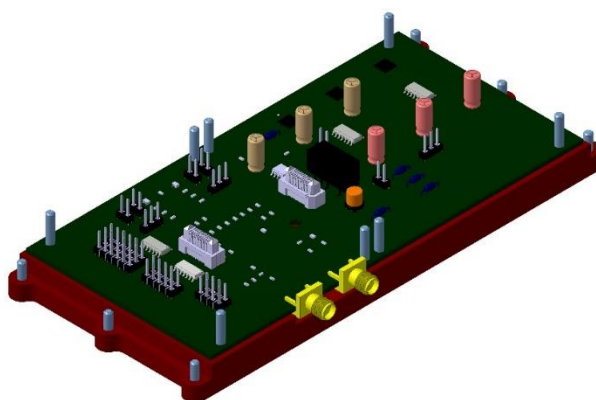


Ilustración 13: Rx Core ensamblaje 2

En la ilustración 15 se puede observar el ensamblaje de la placa y la caja. Las cabezas de los tornillos quedan totalmente embebidas en el cuerpo de la caja ofreciendo una superficie de apoyo plana. Los conectores de la placa quedan en un lateral y se ha

diseñado la caja para darles acceso de manera sencilla y sin necesidad de desmontar ningún componente.

Desde el punto de vista de la fabricación la caja se podría mecanizar mediante CNC en dos pasos sin presentar ninguna geometría complicada que pudiera encarecer el proceso. El lector puede observar que la mayoría de las esquinas poseen un pequeño radio, la finalidad de este es evitar la concentración de tensiones propias de las aristas vivas, si bien dejar este tipo de esquinas redondeadas puede encarecer el proceso de mecanizado.

3.4.1.2. Módulo intermedio

Tal como hemos hecho con la parte inferior de la caja pasaremos ahora a detallar el diseño del módulo intermedio que da soporte a la placa RF Core y que puede ser explicado de manera independiente debido a la configuración modular del conjunto. Utilizaremos imágenes y detallaremos los puntos más destacables desde el punto de vista del diseño.

MÓDULO INTERMEDIO

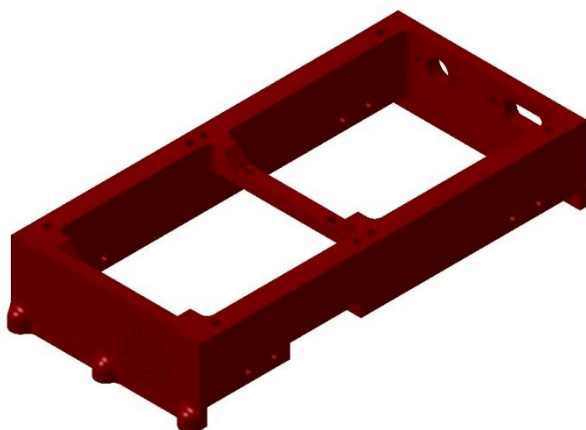


Ilustración 14: Módulo intermedio

Tal como se puede ver en las imágenes las dimensiones máximas de la caja quedan restringidas por la placa Rx Core y su soporte, definidas anteriormente, si bien la geometría interna responde al alojamiento de la placa RF Core y sus conectores.

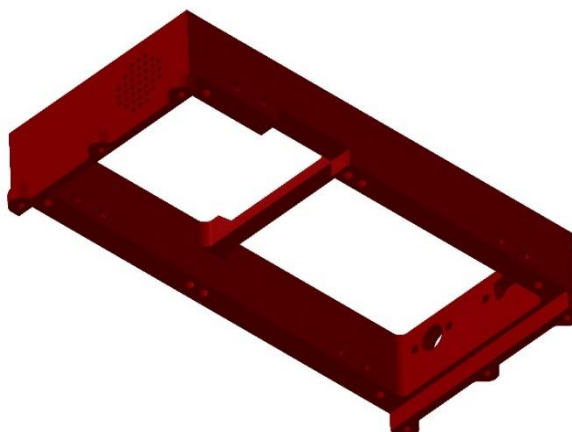


Ilustración 15: Módulo intermedio vista inferior

Este módulo se une al módulo inferior mediante 6 tornillos M3x8mm que se alojan en el módulo intermedio gracias a los salientes que están remarcados mediante la marca 4 en la *¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.*

También sirven de unión entre ambos módulos 8 tornillos M3x20mm que se roscan en el módulo intermedio mediante los agujeros roscados señalados con la marca 5 de la *¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.*

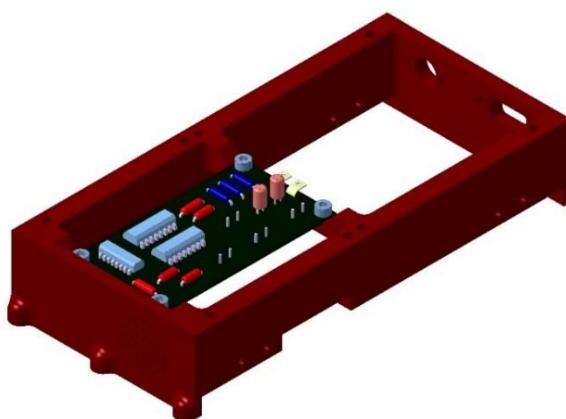


Ilustración 16: RF Core ensamblaje

El soporte de la placa Rx Core se realiza mediante dos superficies rectangulares que poseen 4 agujeros roscados M3x6mm que coinciden con los agujeros de interfaz de la placa.

Para comprender la funcionalidad de todos los elementos de la caja habría que explicar al lector que se conocen los conectores que servirán de alimentación a las placas por lo que se han realizado cavidades en la parte frontal teniendo en cuenta sus dimensiones y geometría, estas cavidades están señaladas mediante la marca 1 en la ***¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.***

También se han creado unos agujeros de ventilación en la parte opuesta de la caja que serán de vital importancia para generar un flujo de aire que recorra la caja de un extremo a otro y refrigerar ambas placas. Estos agujeros están señalados mediante la marca 2 en la ***¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.***

Desde el punto de vista de la fabricación la caja presentaría mayor dificultad que la caja anterior ya que se deben realizar operaciones de mecanizado en sus seis caras lo que incrementa el tiempo de mecanizado considerablemente. Como en el caso anterior la mayoría de las esquinas poseen un pequeño radio, la finalidad de este es evitar la concentración de tensiones propias de las aristas vivas, si bien dejar este tipo de esquinas redondeadas puede encarecer el proceso de mecanizado.

3.4.1.3. Tapa

Pasaremos ahora a detallar la parte superior de la caja, que actúa de cierre del conjunto y de soporte para el ventilador cuya función es refrigerar el equipo. Como en los casos anteriores nos valdremos de imágenes para presentar el diseño.

TAPA

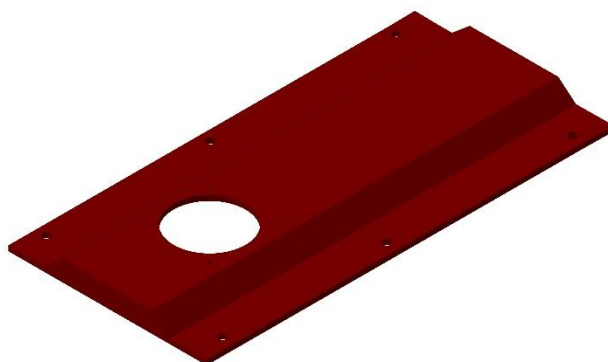


Ilustración 17: Tapa

La parte superior de la caja sirve de cierre a todo el conjunto y da soporte a un ventilador que refrigerará principalmente la placa Rx además de generar un flujo de aire que disminuirá la temperatura en el interior. La caja posee un vaciado circular para permitir el paso del aire introducido por el ventilador.

Idealmente partir de una superficie plana simplifica la fabricación y reduce la masa del conjunto pero los condensadores de la placa Rx Core sobresalen 5mm de la parte superior del módulo intermedio por lo que había que crear un espacio hueco en la tapa para darles alojamiento.

La tapa se une al conjunto mediante 6 tornillos M3x10mm.

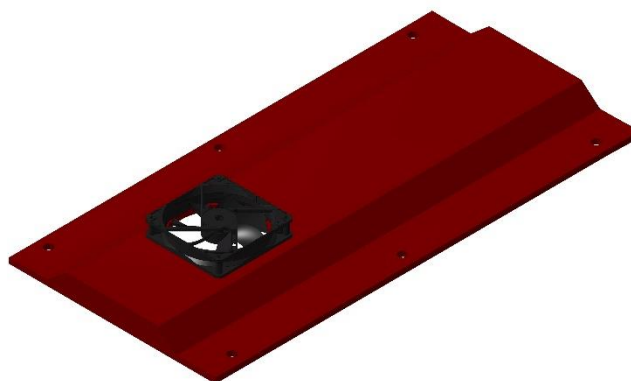


Ilustración 18: Unión tapa y ventilador

3.4.1.4. Fijaciones

Tal como hemos hecho en los casos anteriores pasaremos ahora a detallar el diseño de las fijaciones que actuarán de interfaz entre la caja y el UAV. Nos valdremos de imágenes para acompañar las explicaciones.

FIJACIONES

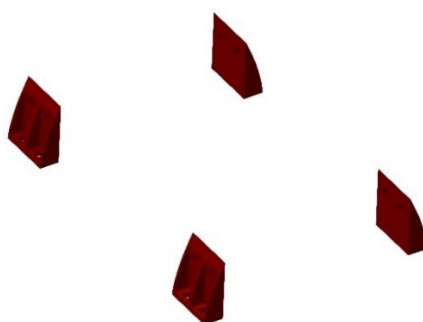


Ilustración 19: Fijaciones

La unión de la caja al UAV se realizará mediante cuatro elementos que proporcionan un anclaje paralelo al plano de apoyo de la caja. Las fijaciones se unen al módulo intermedio mediante 8 tornillos M3, de la misma manera la unión con el UAV se realizará mediante 8 tornillos M3. Desde el punto de vista del diseño cada una de las

fijaciones presenta tres refuerzos verticales que confieren una mayor rigidez frente a los esfuerzos horizontales en la dirección Y, de color morado en la ilustración inferior. Los esfuerzos en la dirección del eje X son soportados por la parte vertical de la fijación, de color azul en la ilustración, mientras que los esfuerzos verticales se reparten en el área alrededor de los tornillos del interfaz, de color amarillo. A continuación se incluye una imagen explicativa de lo expuesto.

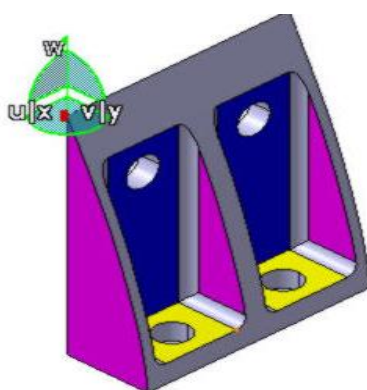


Ilustración 20: Secciones resistentes de la fijación

Una vez expuestas cada una de las partes que conforman la caja es interesante que el lector tenga una visión global del conjunto, para ello vamos a detallar a continuación la secuencia de ensamblaje de cada uno de los componentes. La concepción modular de la caja permite el montaje y desmontaje de sus elementos de manera independiente, además el acceso a la caja dentro del UAV es muy limitado y solo se puede manipular desde la parte superior, los laterales de la caja no tienen posibilidad de acceso. Pasamos por tanto a detallar la secuencia de integración.

Unión módulo inferior y RF core

(x9) Tornillos ISO 4762 M3x20mm

(x9) Arandelas ISO 7092 M3x6mm

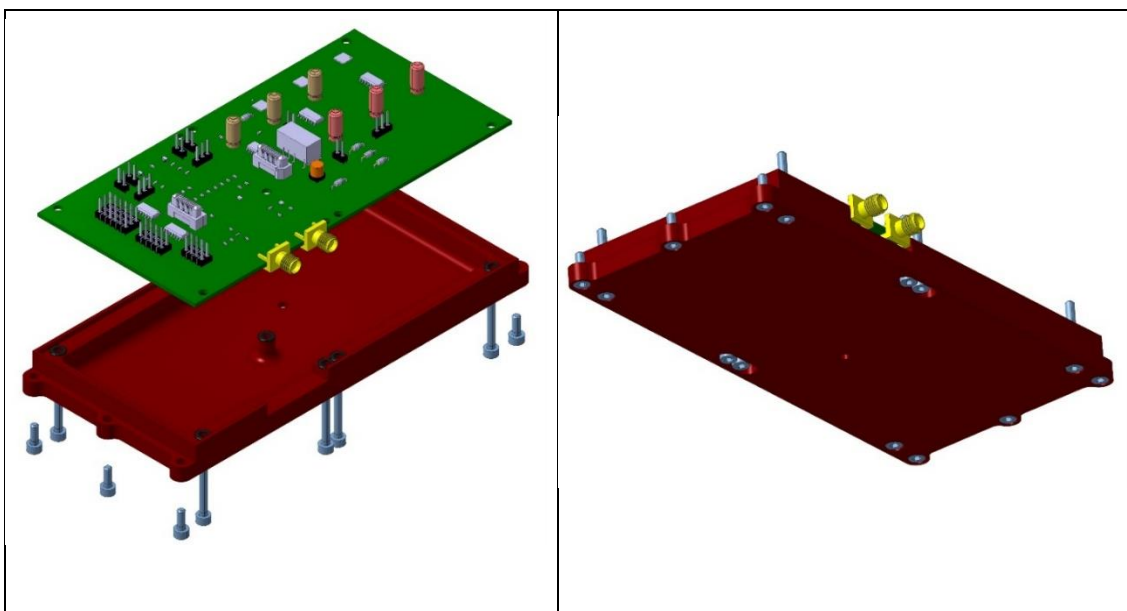


Ilustración 21: Unión módulo inferior y RF Core 1

Unión módulo inferior y módulo intermedio

(x8) Tornillos ISO 4762 M3x20mm

(x6) Tornillos ISO 4762 M3x8mm

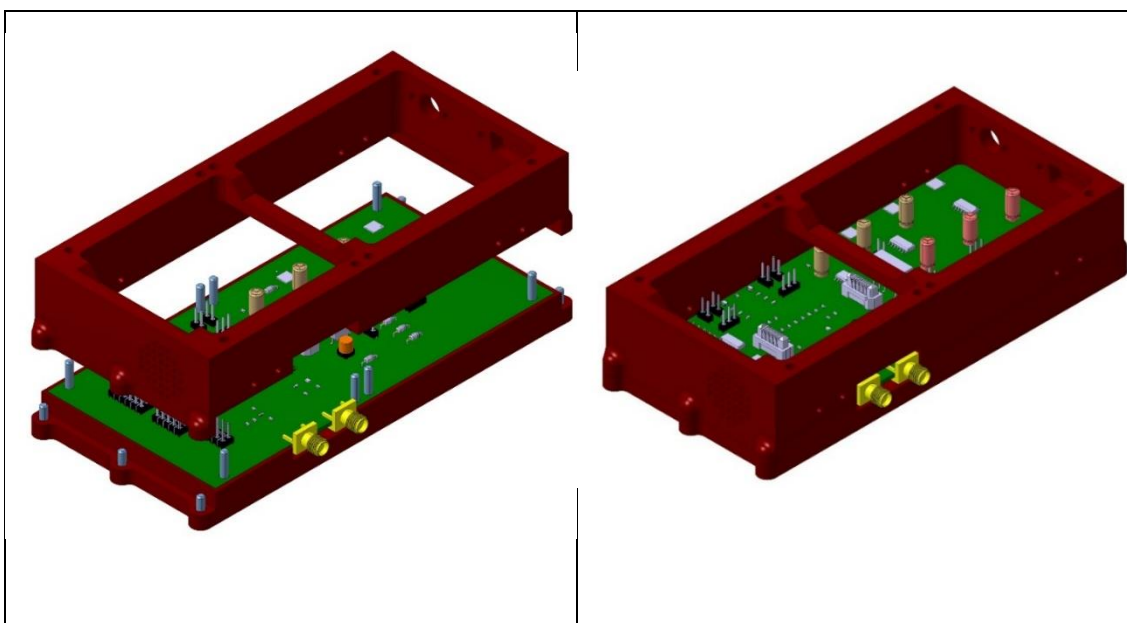


Ilustración 22: Unión módulo inferior y módulo intermedio 1

Unión Rx Core y módulo intermedio

(x4) Tornillos ISO 4762 M3x8mm

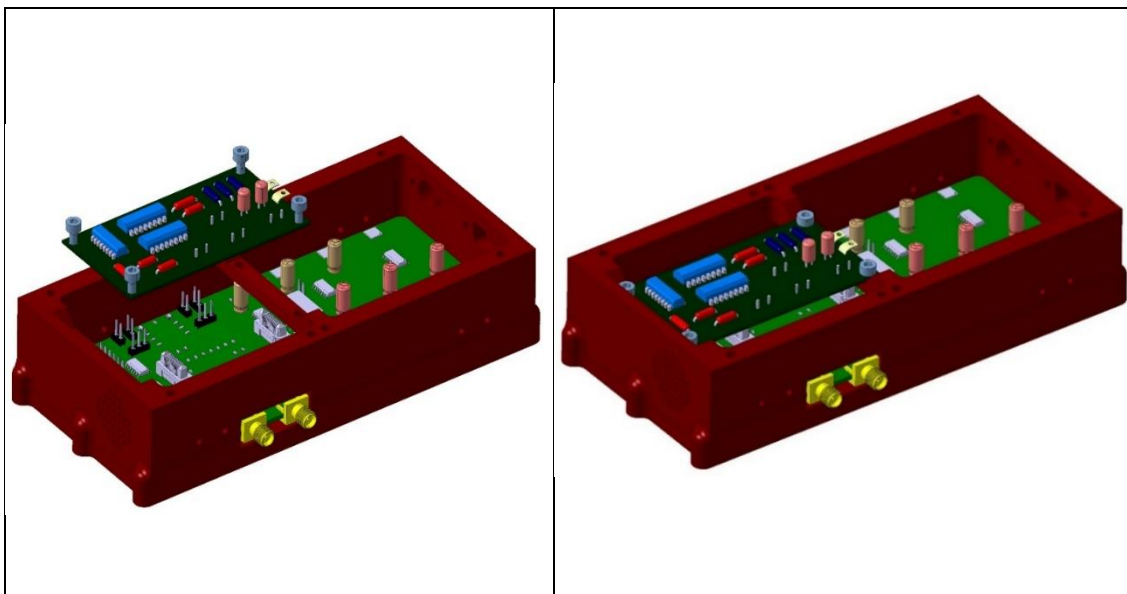


Ilustración 23: Unión Rx Core y módulo intermedio1

Unión tapa y módulo intermedio

(x6) Tornillos ISO 4762 M3x10mm

(x6) Arandelas ISO 7089 M3x7mm

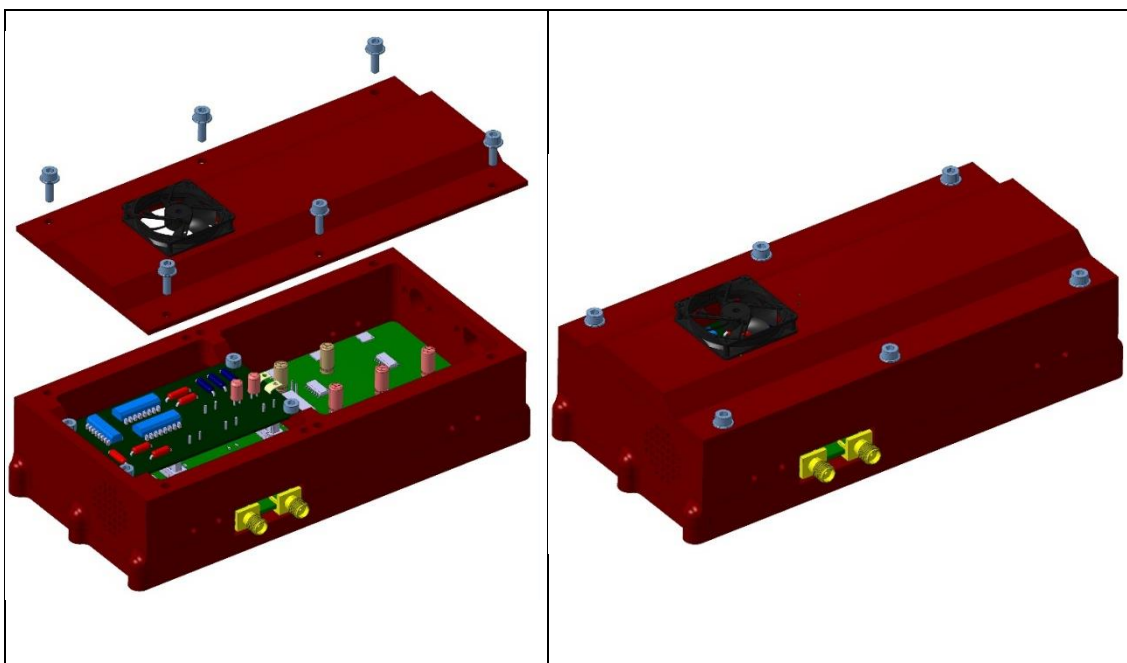


Ilustración 24. Unión tapa y módulo intermedio

Unión de las fijaciones al conjunto

(x8) Tornillos ISO 4762 M3x12mm

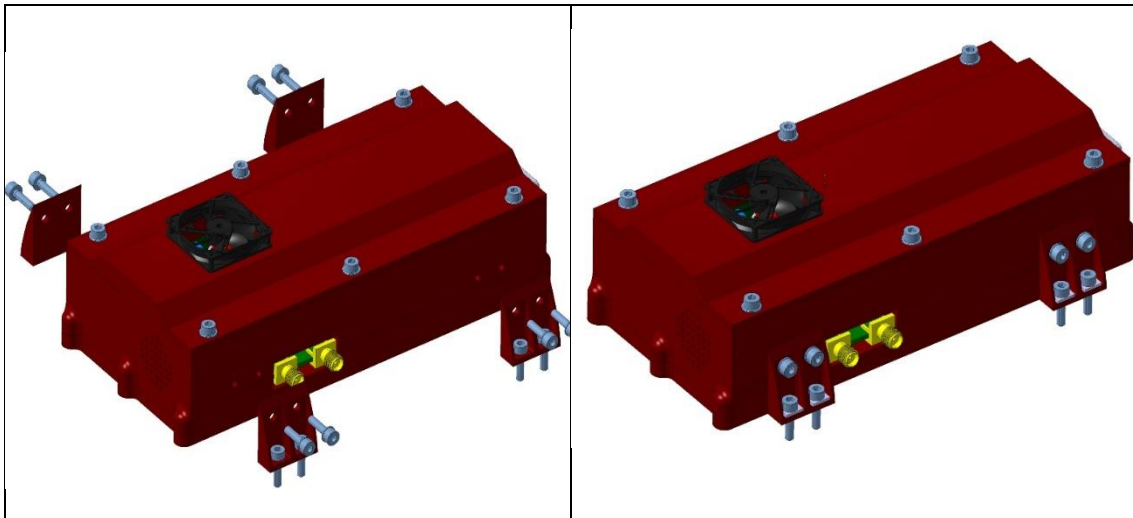


Ilustración 25: Unión de las fijaciones al conjunto 1

3.4.2. Listado de materiales

A continuación se detallará una lista con todos los componentes que conforman la caja y cuál es su aportación en términos de masa al conjunto.

Tabla 2: Listado de materiales

NOMBRE	MATERIAL	CANTIDAD	MASA (g)
Módulo inferior	Al 5083 H11	1	150.32
Módulo intermedio	Al 5083 H11	1	223.76
Tapa	Al 5083 H11	1	72.21
Fijaciones	Al 5083 H11	4	15.52
Ventilador	ABS	1	11.00
Rx Core	No uniforme	1	164.94
Rf Core	No uniforme	1	35.68
Conector 8STAT 205T0.1	Bronce	1	5.84
Conector JSMA 9 Pin	Bronce	1	15.54
ISO 4762 M3x8 Tornillo de cabeza hexagonal	Clase st. steel	12.9 10	9.10
ISO 4762 M3x10 Tornillo de cabeza hexagonal	Clase st. steel	12.9 6	6.10
ISO 4762 M3x12 Tornillo de cabeza hexagonal	Clase st. steel	12.9 16	17.8
ISO 4762 M3x20 Tornillo de cabeza hexagonal	Clase st. steel	12.9 8	12.32
ISO 7089 3x7 Arandela plana	Clase st. steel	12.9 6	0.69
ISO 7092 3x6 Arandela plana	Clase st. steel	12.9 17	1.28
TOTAL			792.13

CAPÍTULO 4.

APLICACIÓN DEL MEF

4. Aplicación del MEF

4.1. Cálculo de tornillos

Las uniones atornilladas son el medio por el que los componentes quedan unidos entre sí y la caja queda fijada al UAV.

Para el cálculo de los valores de pretensado así como de la resistencia de los tornillos frente a los diferentes modos de fallo se va a seguir el estándar ECSS-E-HB-32-23A de la agencia espacial europea para diseño de uniones atornilladas.

4.1.1. Par de apriete y pretensado

El pretensado garantiza la integridad de las uniones atornilladas, se ha demostrado que una unión óptima posee el valor de pretensado más alto posible. Muchas veces el problema radica en cómo conseguir el valor requerido con precisión.

A continuación calcularemos cómo obtener el pretensado deseado en los tornillos mediante el par de apriete aplicado durante el montaje.

Estos valores de pretensado se utilizarán en el modelo de elementos finitos para realizar el análisis estático, pero donde mayor impacto tendrá el pretensado será en el análisis de respuesta en frecuencia donde una vez obtenidos los valores de aceleración más críticos se observará si el pretensado debe ser reducido por causa de fallos en los mismos tornillos o en las zonas alrededor de la cabeza de los tornillos.

El estándar es una guía para el cálculo del margen de seguridad para cada modo de fallo relevante

A continuación referenciaremos las ecuaciones extraídas del estándar para realizar los cálculos

4.1.1.1. Ecuaciones de referencia

Coefficiente de utilización (γ)

Es el valor máximo de pretensión dividido por el límite elástico del material del tornillo. El valor recomendado por el estándar para comenzar el proceso de diseño es 0.65

$$\gamma = \sigma_v / \sigma_y$$

σ_v = Valor nominal del pretensado

σ_y = Límite elástico del material del tornillo

Pretensado, valor nominal (F_v)

Valor nominal, en servicio el pretensado varía entorno a este valor debido a efectos como la fricción, inexactitudes aplicando el par, variaciones térmicas etc.

$$F_v = \gamma \sigma_y A_s$$

A_s = Área tensionada (más adelante se explicará la obtención de los parámetros derivados de la geometría del tornillo)

Par de apriete (M_{app})

Se obtiene de la relación física con el pretensado a través de la geometría de la rosca. La ecuación siguiente se puede utilizar para roscas Métricas o Unificadas (donde $\theta = 30^\circ$) y cabezas estándar (donde $\lambda = 180^\circ$)

$$M_{app} = F_v \cdot \beta + M_p$$

$$\beta = 0,001(0,16 \cdot p + 0,58 \cdot \mu_{th} \cdot d_2 + (\mu_{uh} \cdot d_{uh}/2))$$

p = Paso de rosca

μ_{th} = Coeficiente de fricción en el interfaz de la rosca

μ_{uh} = Coeficiente de fricción del material bajo la cabeza del tornillo o bajo la tuerca

d_{uh} = Diámetro efectivo bajo la cabeza o bajo la tuerca donde las fuerzas de fricción actúan.

d_2 = Diámetro de paso de la rosca de un tornillo (diámetro que introduce las cargas torsionales en el tornillo)

M_p = Par prevaeciente debido a dispositivos de bloqueo (helicoils autoblocantes y tuercas autoblocantes) en nuestro caso este valor es 0

Pretensado máximo ($F_{v,max}$)

Valor utilizado para calcular el par de apriete máximo. Esta ecuación tiene en cuenta las incertidumbres derivadas de los coeficientes de fricción del tornillo y la exactitud de la llave dinamométrica.

$$F_{v,max} = \frac{(1 + \varepsilon)M_{app,max}}{\frac{1}{2}d_2 \left(\tan\phi + \frac{\mu_{th,nom}}{\cos\theta/2} \right) + \frac{1}{2}d_{uh} \mu_{uh,nom}} + F_{\Delta T} + M_p$$

ϕ = Ángulo del cono de compresión

θ = Mitad del ángulo de las ranuras roscadas

ε = Incertidumbre

$F_{\Delta T}$ = Incremento de la carga axial en un tornillo debido a efectos termoelásticos

Fuerzas inducidas por fluctuaciones térmicas ($F_{\Delta T}$)

Ecuación que relaciona los cambios en la precarga durante las fluctuaciones de temperatura teniendo en cuenta la diferencia en los coeficientes de dilatación térmica del material del tornillo y el material de la fijación.

$$F_{\Delta T} = (\alpha_c - \alpha_b)\Delta T E_b A_{SM}(1 - \Phi)$$

α_b = Coeficiente de dilatación térmica del tornillo

α_c = Coeficiente de dilatación térmica de las partes empotradas de una unión

ΔT = Incremento de temperatura

E_b = Módulo de young del material del tornillo

A_{SM} = Área efectiva de la sección de un tornillo para cálculos de rigidez

Φ = Factor de fuerza

Cumplimiento del tornillo

Ecuación que evalúa la deformación del tornillo a tracción y la relaciona con la carga aplicada, tiene en cuenta las diferencias en el diámetro del vástago a lo largo del tornillo, o lo que es lo mismo evalúa la rigidez de cada segmento ya que esta está relacionada con las variaciones en el diámetro

$$\delta_b = \frac{1}{E_b} \left[\frac{L_{h, sub}}{A_{nom}} + \frac{L_{eng, sub}}{A_3} + \left(\frac{L_{sha, 1}}{A_{sha, 1}} + \frac{L_{sha, 2}}{A_{sha, 2}} + \dots + \frac{L_{sha, i}}{A_{sha, i}} \right) \right] + \frac{L_{n, sub}}{E_n A_{nom}}$$

A_{nom} = Área nominal de la sección del tornillo

A_3 = Área menor del tornillos

E_b = Módulo de elástico del tornillo

E_n = Módulo elástico de la tuerca

$L_{h, sub}$, $L_{eng, sub}$, $L_{sha, 1}$, $L_{sha, 2}$, $L_{n, sub}$, $A_{sha, 1}$, $A_{sha, 2}$; se pueden extraer de la figura o la tabla

Cumplimiento del material de la unión

Cálculo equivalente al anterior pero aplicado al material de la unión donde el estado de cargas tridimensional de la junta complica los cálculos. Podríamos obtenerlo de la siguiente ecuación:

$$\delta_c = \frac{1}{E_c} \int_{z=0}^{z=L_c} \frac{dz}{A(z)}$$

Y dentro de esta tendríamos el subcaso de conos de compresión totalmente desarrollados ($D_{avil} > D_{lim}$):

$$\delta c = \frac{2 \ln \left[\frac{(D_{uh, brg} + d)(D_{lim} - d)}{(D_{uh, brg} - d)(D_{lim} + d)} \right]}{w E c \pi d \tan(\phi)}$$

$D_{uh, brg}$ = Diámetro del apoyo bajo la cabeza del tornillo (diámetro de la arandela bajo el tornillo, se considera esta infinitamente rígida); figura

D_{lim} = Diámetro máximo del cono de compresión ;figura

Margen de seguridad

-Margen de seguridad en el pretensado

La tensión generada en el tornillo durante el apriete se compone por una tensión de tracción y una tensión cortante derivada de la aplicación del par. Estas dos tensiones se combinan mediante la teoría de la energía de deformación de acuerdo a la ecuación de Von Misses:

$$\sigma_{v,m} = \sqrt{\sigma_{v \max}^2 + 3\tau_{\max}^2}$$

$\sigma_{v,max}$ = tensión axial máxima

τ_{max} = Tensión cortante máxima debido a la torsión permanente en el tornillo

Por lo tanto el margen de seguridad para el límite elástico será:

$$MoS_{ti,y} = \frac{\sigma_y}{\sigma_{v,m}} - 1$$

Y para la rotura:

$$MoS_{ti,ult} = \frac{\sigma_{ult}}{\sigma_{v,m}} - 1$$

-Margen de seguridad en servicio

Evalúa la tensión axial en el tornillo debido a fuerzas externas.

Utiliza los valores extraídos de fuerzas en los nodos (de los elementos que simulan los tornillos) del análisis MEF del modelo

$$MoS_{tot,y} = \frac{As \sigma_y}{F_{v,max} + \Phi FA Sfy} - 1$$

$$MoS_{tot,ult} = \frac{As \sigma_{ult}}{F_{v,max} + \Phi FA Sfult} - 1$$

F_A = Fuerza axial externa

4.1.1.2. Cálculos analíticos

4.1.1.2.1. Datos de entrada

TORNILLOS Dimensiones según norma											
Tipo	Norma	clase	d dia	L nom	b ref	D cabeza	K cabeza prof.	P paso	α	φ	λ
M3x8	ISO 4762	12.9	3	8	18	5.5	3	0.5	30	1.658	180
M3x10	ISO 4762	12.9	3	10	18	5.5	3	0.5	30	1.658	180
M3x12	ISO 4762	12.9	3	12	18	5.5	3	0.5	30	1.658	180
M3x20	ISO 4762	12.9	3	20	18	5.5	3	0.5	30	1.658	180

ARANDELAS Dimensiones según norma					
Tipo	Norma	clase	d1 int	d2 ext	s esp
M3	ISO 7089	12.9	3.2	6	0.5
M3	ISO 7092	12.9	3.2	7	0.5

MATERIALES Propiedades				
Tipo	E Mpa	Ftu Mpa	Fty Mpa	Texp K ⁻¹
Clase 12.9	212000	1200	1080	0,0000111
Al 5083	70320	317	228	0,0000234

FRICCIÓN Propiedades		
Tipo	Seco	Lubricado
Acero-Acero	0.115	0.1
Acero-Aluminio	0.19	0.115
Aluminio-Aluminio	0.21	

4.1.1.2.2. Unión módulo inferior y módulo intermedio

(x8) Tornillos ISO 4762 M3x20mm

GEOMETRÍA							
Incertidumbre	γ	Dh	Lc	Davail	Material Unión	Tornillo	Arandela
0,25	0,65	3,5	11	40	Al5083	M3x20	M3

TEMPERATURAS TRABAJO		FRICCIÓN	
Temp. Min	Temp. Max	Tipo	Lubricación
-20	50	Aluminio-acero	Seco

Par de apriete

Material	Fty	d	p	α	λ
class_129	1080	3	0,5	30	180

PRECARGA TORNILLO					PAR DE APRIETE		
d2	d3	ds	As	Fv	fric_thread	fric_head	M_app [N*m]
2,67524	2,386565	2,5309025	5,030842382	3531,651	0,19	0,19	4,349692242

Precarga máxima

E_Tornillo	L_b
212000	20

CUMPLIMIENTO DEL TORNILLO							
Lh,sub	Anom	Leng,sub	A3	Lsha	Asha	Ln,sub	cump_tornillo
1,2	7,06858347	6,6	4,473386428	11	7,06858347	1,2	1,59E-05

Diam.arand.	E_material
6	70320

CUMPLIMIENTO DEL MATERIAL DE LA UNIÓN								
Duh,brg	x	y	tan(phi)	w	Dlim	a	b	cump_mat
5,75	0,958333333	6,6666667	0,62871674	2	19,5817683	1,38	-0,04082	1,19E-05

Dil. tornillo	Dil. Térmica material
0,0000111	0,0000234

CARGA TÉRMICA INDUCIDA		
delta_t	Asm	F_deltaT
30	4,47338643	2,00E+02

Margen de seguridad pretensado			
τ_{max} (cortante)	$\sigma_{v,max}$ (tensión axial)	$\sigma_{v,m}$ (Von Misses)	$MoS = \left(\frac{\sigma_{elast}}{\sigma_{v,m}} \right)$

Precarga máxima
6389,804682

Margen de seguridad pretensado
0,162041341

4.1.1.2.3. Unión tapa y módulo intermedio

(x6) Tornillos ISO 4762 M3x10mm**(x6) Arandelas ISO 7089 M3x7mm**

GEOMETRÍA							
Incertidumbre	γ	Dh	Lc	Davail	Material Unión	Tornillo	Arandela
0,25	0,65	5,5	2	4,3	Al5083	M3x10	M3

TEMPERATURAS TRABAJO		FRICCIÓN	
Temp. Min	Temp. Max	Tipo	Lubricación
-20	50	Aluminio-acero	Seco

Par de apriete

Material	Fty	d	p	α	λ
class_129	1080	3	0,5	30	180

PRECARGA TORNILLO					PAR DE APRIETE		
d2	d3	ds	As	Fv	fric_thread	fric_head	M_app [N*m]
2,67524	2,386565	2,5309025	5,030842382	3531,651	0,19	0,19	4,349692242

Precarga máxima

E_Tornillo	L_b
212000	10

CUMPLIMIENTO DEL TORNILLO							
Lh,sub	Anom	Leng,sub	A3	Lsha	Asha	Ln,sub	cump_tornillo
1,2	7,06858347	6,6	4,473386428	2	7,06858347	1,2	9,9E-05

Diam.arand.	E_material
7	70320

CUMPLIMIENTO DEL MATERIAL DE LA UNIÓN									
Duh,brg	x	y	tan(phi)	w	Dlim	a	b	cump_mat	
5,75	0,71875	0,5375	0,23426509	2	6,6870604	-1,07	2,147432883	4,89E-06	

Dil. tornillo	Dil. Térmica material
0,0000111	0,0000234

CARGA TÉRMICA INDUCIDA		
delta_t	Asm	F_deltaT
30	4,47338643	2,34E+02

Margen de seguridad pretensado			
τ_{max} (cortante)	$\sigma_{v,max}$ (tensión axial)	$\sigma_{v,m}$ (Von Misses)	$MoS = \left(\frac{\sigma_{elast}}{\sigma_{v,m}} \right)$
4,5445	942,79690	942,82976	

Precarga máxima
6423,69

Margen de seguridad pretensado
0,145487806

4.1.1.2.4. Unión de las fijaciones al conjunto

(x8) Tornillos ISO 4762 M3x12mm

GEOMETRÍA							
Incertidumbre	γ	Dh	Lc	Davail	Material Unión	Tornillo	Arandela
0,25	0,65	3,5	2	9	Al5083	M3x12	M3

TEMPERATURAS TRABAJO		FRICCIÓN	
Temp. Min	Temp. Max	Tipo	Lubricación
-20	50	Aluminio-acero	Seco

Par de apriete

Material	Fty	d	p	α	λ
class_129	1080	3	0,5	30	180

PRECARGA TORNILLO					PAR DE APRIETE		
d2	d3	ds	As	Fv	fric_thread	fric_head	M_app [N*m]
2,67524	2,386565	2,5309025	5,030842382	3531,651	0,19	0,19	4,014185363

Precarga máxima

E_Tornillo	L_b
212000	12

Lh,sub	Anom	Leng,sub	A3	Lsha	Asha	Ln,sub	cump_tornillo
1,2	7,06858347	6,6	4,473386428	2	7,06858347	1,2	9,90E-06

Diam.arand.	E_material
6	70320

Duh,brg	x	y	tan(phi)	w	Dlim	a	cump_mat
4,75	0,791666667		1,5	0,394379777	2	6,327519106	1,04E+00
							1,20E-05

Dil. tornillo	Dil. Térmica material
0,0000111	0,0000234

CARGA TÉRMICA INDUCIDA		
delta_t	Asm	F_deltaT
30	4,47338643	1,58E+02

Margen de seguridad pretensado			$MoS = \left(\frac{\sigma_{elast}}{\sigma_{v.m.}} \right)$
τ_{max} (cortante)	$\sigma_{v,max}$ (tensión axial)	$\sigma_{v,m}$ (Von Misses)	
4,70294	950.811233	950,84612	

Precarga máxima
6562,846465

Margen de seguridad pretensado
0,135830469

4.1.1.2.5. Unión caja-UAV (tornillos interfaz)

(x8) Tornillos ISO 4762 M3x12mm

GEOMETRÍA							
Incertidumbre	γ	Dh	Lc	Davail	Material Unión	Tornillo	Arandela
0,25	0,65	3,5	2	9	Al5083	M3x12	M3

TEMPERATURAS TRABAJO		FRICCIÓN	
Temp. Min	Temp. Max	Tipo	Lubricación
-20	50	Aluminio-acero	Seco

Par de apriete

Material	Fty	d	p	α	λ
class_129	1080	3	0,5	30	180

PRECARGA TORNILLO					PAR DE APIETE		
d2	d3	ds	As	Fv	fric_thread	fric_head	M_app [N*m]
2,67524	2,386565	2,5309025	5,030842382	3531,651	0,19	0,19	4,014185363

Precarga máxima

E_Tornillo	L_b
212000	12

CUMPLIMIENTO DEL TORNILLO							
Lh,sub	Anom	Leng,sub	A3	Lsha	Asha	Ln,sub	cump_tornillo
1,2	7,06858347	6,6	4,473386428	2	7,06858347	1,2	9,90E-06

Diam.arand.	E_material
6	70320

CUMPLIMIENTO DEL MATERIAL DE LA UNIÓN							
Duh,brg	x	y	tan(phi)	w	Dlim	a	cump_mat
4,75	0,791666667	1,5	0,394379777	2	6,327519106	1,04E+00	1,20E-05

Dil. tornillo	Dil. Térmica material
0,0000111	0,0000234

CARGA TÉRMICA INDUCIDA		
delta_t	Asm	F_deltaT
30	4,47338643	1,58E+02

Precarga máxima
6562,846465

Margen de seguridad pretensado		
τ_{max} (cortante)	$\sigma_{v,max}$ (tensión axial)	$\sigma_{v,m}$ (Von Mises)
4,7029484	950.811233	950,846125

$$MoS = \left(\frac{\sigma_{elast}}{\sigma_{v.m}} \right)$$

Margen de seguridad pretensado
0,135830469

4.1.1.3. Modelado de tornillos mediante MEF

La representación mediante FEM de un tornillo debe capturar la rigidez a flexión y cortante del tornillo y la rigidez del material de la unión en el tornillo (interacción de la parte unida). La rigidez de una unión atornillada no solo depende de la geometría y material del tornillo, también es función de las propiedades de los elementos estructurales unidos.

Las componentes de rigidez de una unión atornillada a considerar serían:

- Rigidez translacional combinada de placa y tornillo (rigidez del bulón)
- Rigidez rotacional combinada de placa y tornillo (rigidez del bulón)
- Rigidez a cortante y flexión del vástago del tornillo.

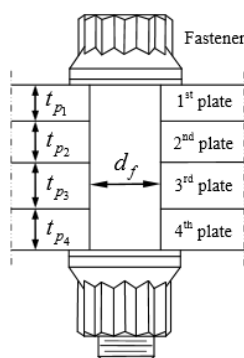


Ilustración 26: Unión atornillada

La rigidez translacional combinada de placa y tornillo es:

$$S_{bti} = \frac{t_{pi}}{\frac{1}{E_{cpi}} + \frac{1}{E_{cf}}}$$

Donde E_{cpi} - módulo de compresión del material de la placa i

E_{cf} - módulo de compresión del material del tornillo

t_{pi} - espesor de la placa i

La rigidez rotacional combinada de placa y tornillo es:

$$S_{bti} = \frac{1}{12} \cdot \frac{t_{pi}^3}{\frac{1}{E_{cpi}} + \frac{1}{E_{cf}}}$$

La rigidez del bulón se modela mediante elementos elásticos. La rigidez a flexión y cortante del tornillo se representatn mediante un elemento barra.

El esquema utilizado en nuestro modelo para simular las uniones se muestra a continuación:

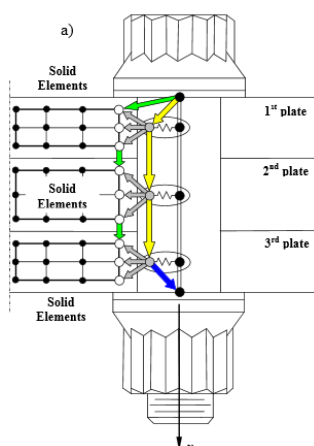



Ilustración 27: Modelo de una unión atornillada que conecta 3 placas mediante elementos sólidos

Modelado del vástago del tornillo




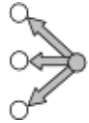
El vástago se modela mediante un elemento barra o viga (CBAR o CBEAM en MSC Nastran). Hay que definir área de la sección, momentos de inercia y constante torsional.

Componente	Descripción	G.D.L para elementos rígidos en las direcciones del eje del tornillo			
		1	2	3	
	CBAR	Elemento para modelar el vástago del tornillo			

Modelado de la interacción entre el eje del tornillo y las placas de la unión

La interacción entre el tornillo y las placas resulta en una deformación (del bulón) de todos los componentes de la unión en sus superficies de contacto. Para modelar la rigidez combinada (rigidez del bulón) se procede así:

Se crea un nodo en el plano intermedio de la placa (de color gris en la figura 32) que coincide con el nodo del vástago del tornillo (de color negro en la figura 32), estos nodos coincidentes se unen mediante un elemento "muelle" CBUSH dónde definiremos la rigidez combinada descrita anteriormente (translacional en 3 direcciones y rotacional en 3 direcciones). El nodo anterior se une a los nodos de los elementos sólidos de la placa mediante un elemento virtual rígido RBE2 que transmitirá las cargas.

Componente		Descripción	G.D.L para elementos rígidos en las direcciones del eje del tornillo		
			1	2	3
	Nodo	Nodo del vástago del tornillo			
	Nodo	Nodo en el plano intermedio de la placa			
	CBUSH	Elemento que conecta el nodo intermedio con el nodo coincidente del vástago del tornillo	2,3,5,6	1,3,4,6	1,2,4,5
	RBE2	Elemento rígido que conecta el nodo intermedio con los elementos sólidos que representan la placa	2,3	1,3	1,2

Una correcta idealización del sistema placa-tornillo nos permitirá obtener la distribución de tensiones entre los elementos estructurales unidos y extraer las fuerzas que actúan sobre el tornillo tras someterlo al estado de cargas, esta información se extrae del archivo F06 generado por MSC Nastran como veremos a continuación y servirá para compararla con los valores de pretensado calculados previamente y ver si los márgenes de seguridad de la unión atornillada siguen siendo positivos.

A continuación pondremos un ejemplo simplificado con una sección de uno de los soportes de nuestra caja. Con este ejemplo visualizaremos el funcionamiento de lo expuesto y obtendremos las fuerzas en el nodo que representa el tornillo

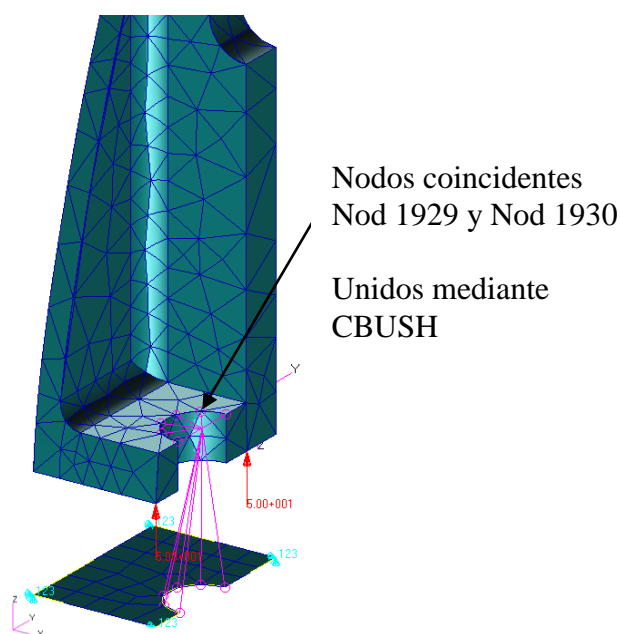


Ilustración 28: Estado de cargas en apoyo

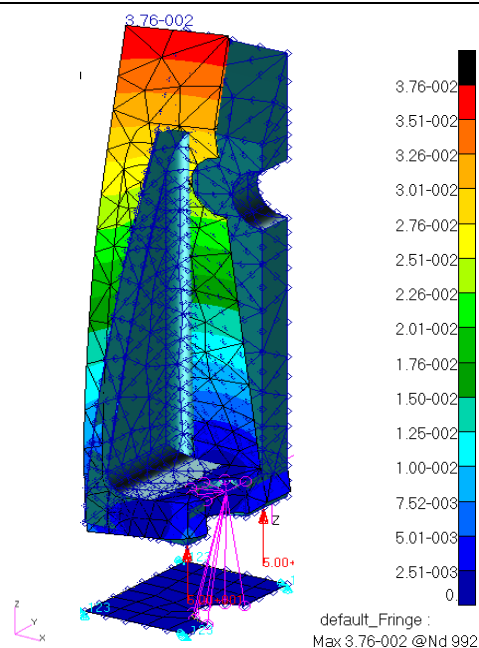


Ilustración 29: Deformada tras aplicación de la carga

En la imagen observamos la sección de uno de los apoyos de nuestra caja. La placa inferior se encuentra empotrada (traslaciones en x,y,z restringidas). El apoyo se encuentra cargado con una fuerza de 100N en la dirección (+z), de esta manera el tornillo se encontrará trabajando a tracción que normalmente se representa como una fuerza positiva en el elemento.

Los Nodos 1929 y 1930 se conectan mediante un elemento barra (RBAR) al que se le aplican propiedades de “muelle” (CBUSH) para definir la rigidez de traslación y rotación.

El análisis de Nastran reporta un desplazamiento positivo de los nodos 1929 y 1930 y la fuerzas sobre el elemento tal como se muestra a continuación:

FORCES IN BUSH ELEMENTS (CBUSH)						
ELEMENT-ID	FORCE-X	FORCE-Y	FORCE-Z	MOMENT-X	MOMENT-Y	MOMENT-Z
1011	-8.742343E-06	2.515748E-11	1.000000E+02	-5.599940E+00	-3.576200E-05	-4.892972E-07

Este valor de fuerza se utilizará para calcular el pretensado máximo y el par de apriete al que podrá estar sometido cada tornillo.

Tras el análisis senoidal todos los valores de fuerza en los tornillos están por debajo de del límite obtenido con los cálculos analíticos ofreciendo márgenes de seguridad por encima de lo especificado, por lo tanto podemos concluir que todos los tornillos del modelo resistirán el estado de cargas.

4.2. Análisis de los modos propios de vibración

4.2.1. Introducción

Esta solución también conocida como análisis modal, calcula las frecuencias y modos propios de vibración de la estructura. Las ecuaciones representativas de un problema dinámico con múltiples grados de libertad provienen de la segunda ley de Newton y son:

$$[M] \{\ddot{u}\} + [B] \{\dot{u}\} + [K] \{u\} = \{P\}$$

En el análisis modal de una estructura no intervienen fuerzas exteriores ($\{P\} = 0$), y se desprecia el amortiguamiento ($[B] = 0$). Este supuesto es válido en estructuras aeroespaciales en las que el coeficiente de amortiguamiento es reducido.

Estas condiciones dan lugar a la ecuación representativa de un problema de modos propios de vibración:

$$[M] \{\ddot{u}\} + [K] \{u\} = 0$$

ó

$$[M] \{\ddot{u}\} = -[K] \{u\}$$

Siendo $[M]$ la matriz de masa (igual que en el análisis estático) y $[K]$ la matriz de rigidez de la estructura (representa las propiedades de inercia de la estructura) podemos definir este problema como un comportamiento dinámico donde las fuerzas de inercia compensan las fuerzas elásticas.

Hay que tener en cuenta que el número de grados de libertad es igual al número de coordenadas necesarias para describir la forma deformada de la estructura en cualquier momento.

Si asumimos que el movimiento de la estructura es armónico $\{u\} = \{\phi\} \sin(\omega t)$ se obtiene:

$$([K] - \omega^2 [M]) \{\phi\} = 0$$

Lo que reduce el problema a uno de autovalores, haciendo la equivalencia $\omega^2 = \lambda$ el problema que reducido a

$$|[K] - \lambda [M]| = 0$$

Si la estructura tiene N grados de libertad dinámicos (grados de libertad con masa) hay N número de ω que son solución del problema de autovalores. Estos valores de ω son las frecuencias naturales de la estructura.

Para problemas dinámicos es útil hacer una transformación de coordenadas:

$$\{u\} = [\phi_1, \phi_2, \dots, \phi_n] \begin{pmatrix} e_1 \\ e_2 \\ \vdots \\ e_n \end{pmatrix}$$

$$\{u\} = [\phi] \{e\}$$

Se transforman desplazamientos físicos $\{u\}$ a desplazamientos modales $\{e\}$, mediante la matriz de autovectores $[\phi]$. Las ecuaciones generales del problema dinámico resultan:

$$[M] [\phi] \{\ddot{e}\} + [B] [\phi] \{\dot{e}\} + [K] [\phi] \{e\} = \{P\}$$

$$[\phi]^T [M] [\phi] \{\ddot{e}\} + [\phi]^T [B] [\phi] \{\dot{e}\} + [\phi]^T [K] [\phi] \{e\} = [\phi]^T \{P\}$$

$$[M]_{hh} \{\ddot{e}\} + [B]_{hh} \{\dot{e}\} + [K]_{hh} \{e\} = \{P\}_h$$

La transformación de desplazamientos físicos $\{u\}$ a desplazamientos modales $\{e\}$, es un simple cambio de coordenadas. Por ejemplo para una viga bi-apoyada de masa uniformemente distribuida, los modos propios de flexión tienen la siguiente formulación:

$$\phi_y^n(x) = \sin \frac{n\pi x}{l}$$

Este ejemplo tiene infinitos modos propios, para los sucesivos valores de n . Esta claro que cualquier distribución de desplazamientos de la viga $u_y(x)$ producida por cargas exteriores, se puede representar como suma ponderada de los diferentes modos.

$$u_y(x) = e_1 \phi_y^1(x) + e_2 \phi_y^2(x) + \dots + e_n \phi_y^n(x) + \dots$$

Los desplazamientos modales son en definitiva los factores por los que hay que multiplicar los autovectores, para que al sumar todas las contribuciones se obtengan los desplazamientos físicos de la estructura. Se pueden definir como la cantidad en que se desplaza cada modo propio. En un modelo FEM el número de autovalores (y autovectores) es finito, e igual al número de DOFs de la estructura.

De lo anterior se deduce que una menor rigidez estructural implica una menor frecuencia de vibración. Es decir, aumentar las longitudes de la estructura, disminuyendo su rigidez disminuye las frecuencias de vibración. Agregar masas a una estructura (masas no estructurales) también implica frecuencias de vibración menores.

Las razones para realizar un análisis de los modos de vibración de una estructura pueden variar, por ejemplo si la estructura contiene sistemas rotatorios puede ser necesario conocer si la frecuencia de la masa rotativa coincide con alguna de las frecuencias naturales de la estructura

Acceder a posibles amplificaciones dinámicas de cargas o preparar análisis dinámicos posteriores (análisis de respuesta en frecuencia etc..) pueden ser otras de las razones.

4.2.2. Resumen

El análisis estructural realizado a la caja de alojamiento se ha realizado mediante el método de elementos finitos. El pre-procesado se ha realizado mediante MSC PATRAN 2012, esto incluye mallado, definición de cargas y condiciones de contorno, y asignación de propiedades de los materiales (el diseño se ha realizado mediante el software de CAD CATIA V5). Los cálculos se han realizado mediante MSC NASTRAN 2012. Finalmente MSC PATRAN 2012 se ha usado para el post procesado.

4.2.3. Unidades

Todas las unidades se encuentran relacionadas de manera coherente, las tres unidades básicas se listan a continuación:

Tabla 3: Unidades básicas usadas en el análisis

Cantidad	Unidades
Longitud	m
Masa	N
Tiempo	s

4.2.4. Visión del mallado y topología de los elementos

La geometría ha sido totalmente mallada con elementos TET10 (tetraedro con 10 nodos), en las siguientes imágenes se muestra la malla del modelo por partes.

Tabla 4: Características del modelo, módulo inferior

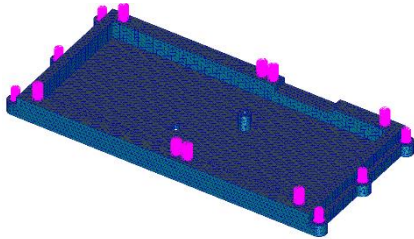
MÓDULO INFERIOR		
	NODOS	93448
	ELEMENTOS	53190
	MPCs	14

Tabla 5: Características del modelo, módulo intermedio

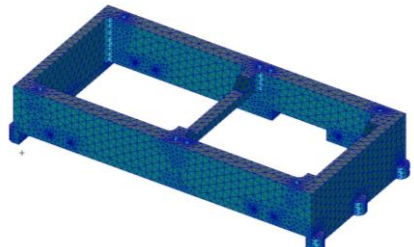
MÓDULO INTERMEDIO		
	NODOS	61331
	ELEMENTOS	37670
	MPCs	0

Tabla 6: Características del modelo, Tapa

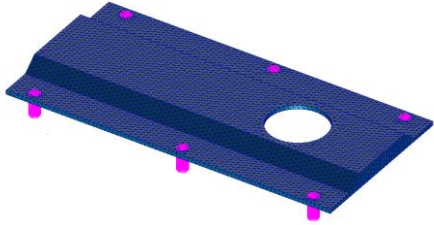
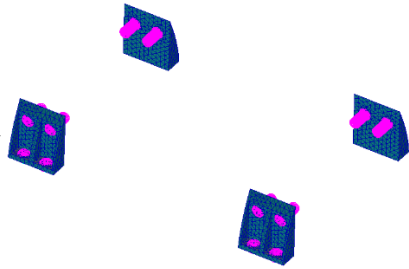
TAPA		
	NODOS	49549
	ELEMENTOS	24996
	MPCs	6

Tabla 7: Características del modelo, Parte Intermedia

PARTE INTERMEDIA		
	NODOS	18183
	ELEMENTOS	8083
	MPCs	16

4.2.5. Elementos y Propiedades de los Elementos

El material de la fabricación es aluminio 5083 H116, las propiedades del material se indican en la tabla 12.

Tabla 8: Propiedades del material

Material	Módulo de Young (Pa)	Densidad (kg/m ³)	Coef. De Poisson
Al 5083 H116	7.1E+10	2650	0.33

El módulo de compresión se considera un 2% mayor que el módulo elástico.

Las resistencias estructurales se muestran a continuación (Tabla 13).

Material	Límite elástico (Pa)	Tensión de rotura (Pa)
Al 5083 H116	2.28E+8	3.17E+8

4.2.6. Resultados

Se ha realizado el análisis modal de la caja obteniendo un valor de 146.93 Hz para el primer modo de vibración, este valor está ligeramente por encima de los 100 Hz exigidos.

A continuación se muestra una tabla con los 15 primeros modos de vibración del modelo y el valor del MEMF (modal effective mass fraction). El MEMF proporciona un método numérico de juzgar la importancia de cada modo. Es una estimación de la participación de cada modo en términos de la carga que provocará a la estructura una vez excitada.

Tabla 9: Modos de vibración

Modo	Freq. (Hz)	MEMF Dirección X (%)	MEMF Dirección Y (%)	MEMF Dirección Z (%)
1	146.93	0.002	96.325	0.000
2	230.52	0.000	0.004	0.005
3	242.87	0.456	0.000	26.222
4	253.17	0.046	0.001	5.748
5	273.35	73.785	0.059	0.595
6	273.71	5.064	0.577	0.103
7	298.33	9.862	0.001	2.095
8	313.19	0.078	0.295	0.009
9	316.80	3.860	0.000	0.020
10	341.73	0.194	0.000	2.527
11	374.68	0.001	0.009	0.047
12	379.51	0.006	0.000	3.810
13	412.90	0.719	0.000	14.300
14	426.13	3.016	0.003	3.861
15	427.50	0.001	0.001	0.207
16	457.09	0.010	0.286	0.767
17	465.43	0.048	0.014	16.698

Modo	Freq. (Hz)	MEMF Dirección X (%)	MEMF Dirección Y (%)	MEMF Dirección Z (%)
18	500.48	0.001	0.064	0.172
19	504.42	0.284	0.002	4.679
20	541.86	0.512	0.000	5.852
SUM		97.9	97.6	87.7

Se han considerado el número de modos que capturan la mayoría de la respuesta dinámica de la estructura, las directrices típicas indican entre un 87-98% del total del MEMF en cada una de las direcciones principales X, Y, Z (T1, T2, T3 en NASTRAN).

A continuación se muestran los modos de vibración con mayor MEMF:

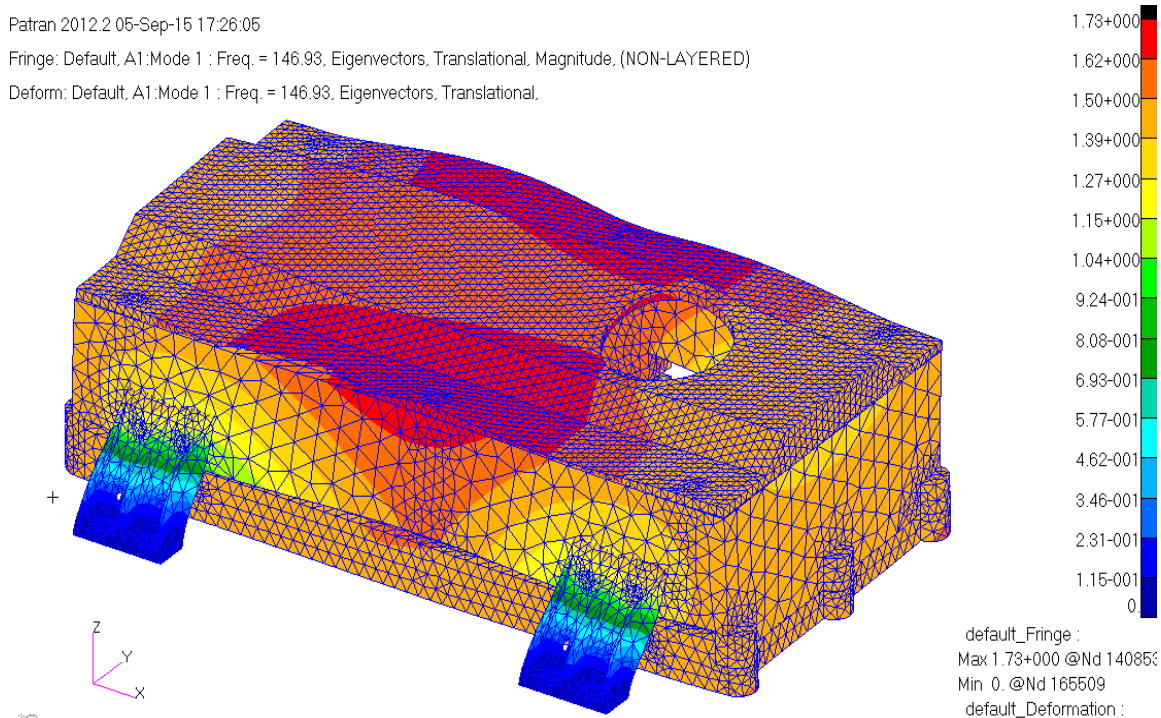


Ilustración 30: Forma y frecuencia del primer modo

Patran 2012.2 05-Sep-15 17:28:56

Fringe: Default, A1:Mode 3 : Freq. = 242.87, Eigenvectors, Translational, Magnitude, (NON-LAYERED)

Deform: Default, A1:Mode 3 : Freq. = 242.87, Eigenvectors, Translational.

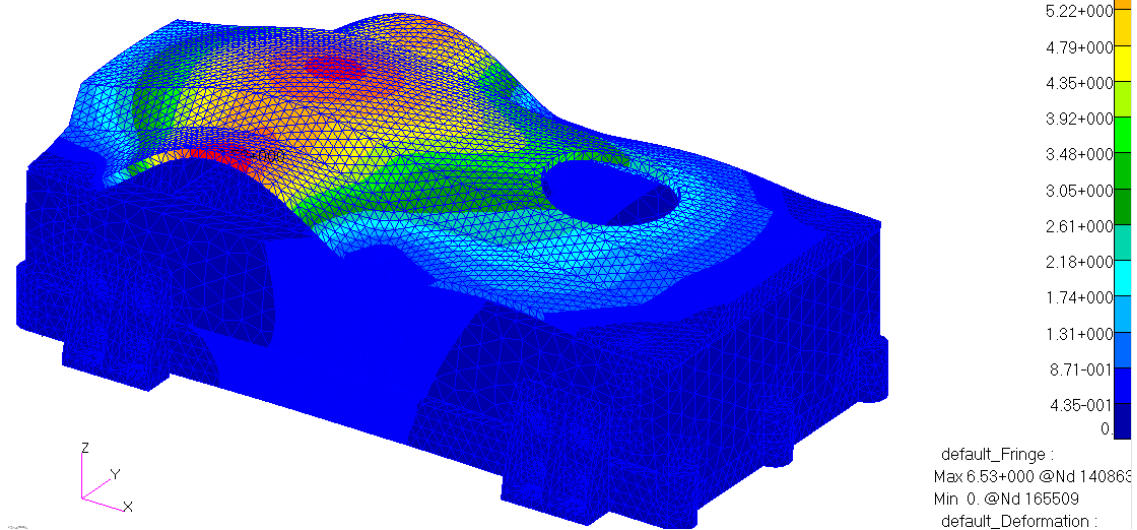


Ilustración 31: Forma y frecuencia del tercer modo

Patran 2012.2 05-Sep-15 17:30:32

Fringe: Default, A1:Mode 5 : Freq. = 273.35, Eigenvectors, Translational, Magnitude, (NON-LAYERED)

Deform: Default, A1:Mode 5 : Freq. = 273.35, Eigenvectors, Translational.

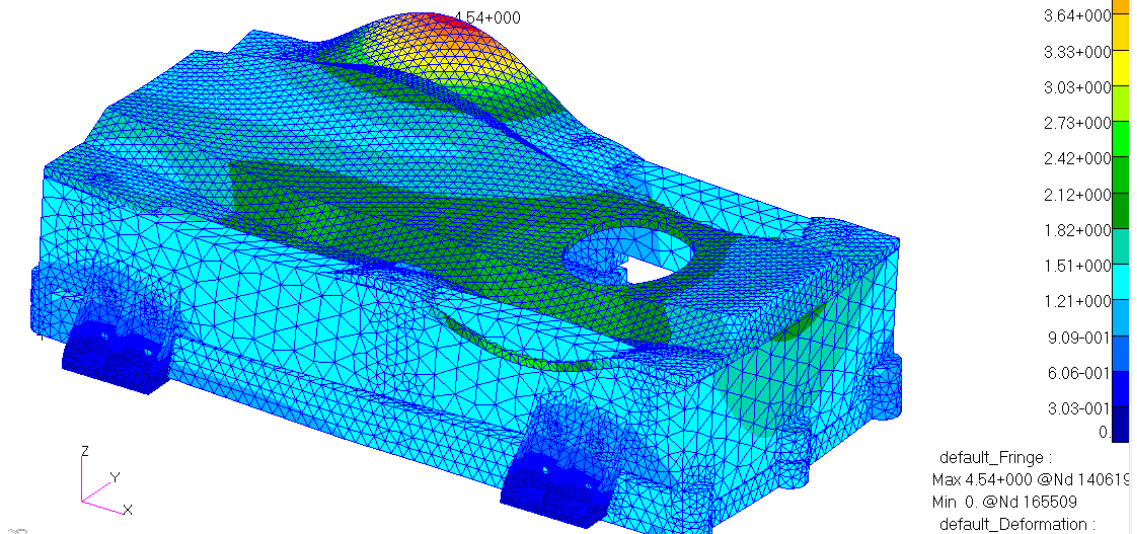


Ilustración 32: Forma y frecuencia del quinto modo

Patran 2012.2 05-Sep-15 17:31:48

Fringe: Default, A1:Mode 13 : Freq. = 412.9, Eigenvectors, Translational, Magnitude, (NON-LAYERED)

Deform: Default, A1:Mode 13 : Freq. = 412.9, Eigenvectors, Translational.

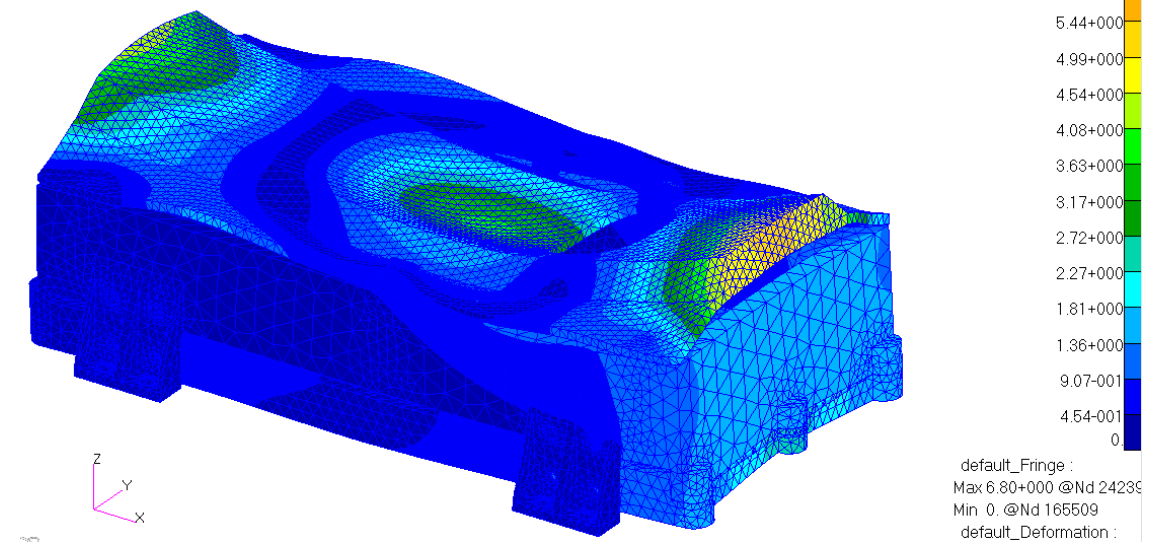


Ilustración 33: Forma y frecuencia del treceavo modo

Patran 2012.2 05-Sep-15 17:33:05

Fringe: Default, A1:Mode 17 : Freq. = 465.43, Eigenvectors, Translational, Magnitude, (NON-LAYERED)

Deform: Default, A1:Mode 17 : Freq. = 465.43, Eigenvectors, Translational.

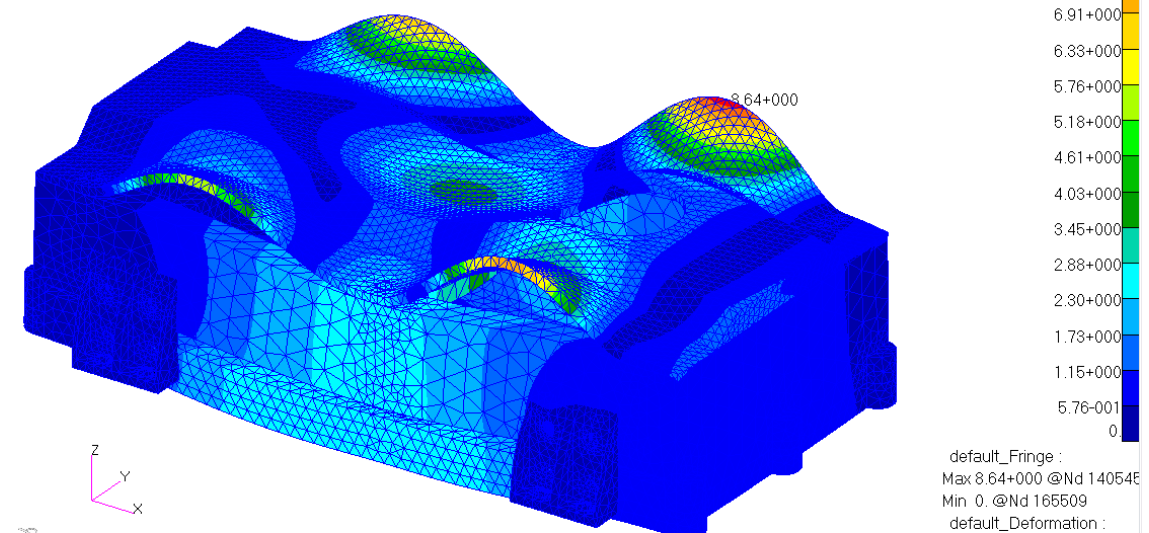


Ilustración 34: Forma y frecuencia del decimoséptimo modo

4.2.7. Conclusiones

Las frecuencias más bajas y con valores altos de MEMF se encuentran en nodos asociados a la tapa del modelo.

Hay que puntualizar que para facilitar el análisis no consideré modelar el contacto entre partes (se puede ver claramente en la forma deformada de los modos de vibración). Es posible que haberlo hecho hubiera aumentado la frecuencia de los primeros modos al restringir el desplazamiento en $-z$ de los nodos de la tapa.

Como apuntaba al principio hemos conseguido llegar a la frecuencia de 100Hz exigida para el primer modo de vibración, observando la forma deformada de la estructura podríamos plantear dos posibles soluciones para rigidizar algo más la parte superior:

- La primera sería aumentar el número de uniones de la tapa pasando de 6 a 10 tornillos restringiendo así los grados de libertad de los nodos asociados al tornillo y limitando el desplazamiento de sus adyacentes.
- Otra posible solución aunque menos deseable podría ser modificar la geometría de la tapa aumentando la inercia alrededor del eje Y de la sección de la tapa aunque esto podría suponer un aumento de masa que implique no alcanzar la restricción de masa exigida.

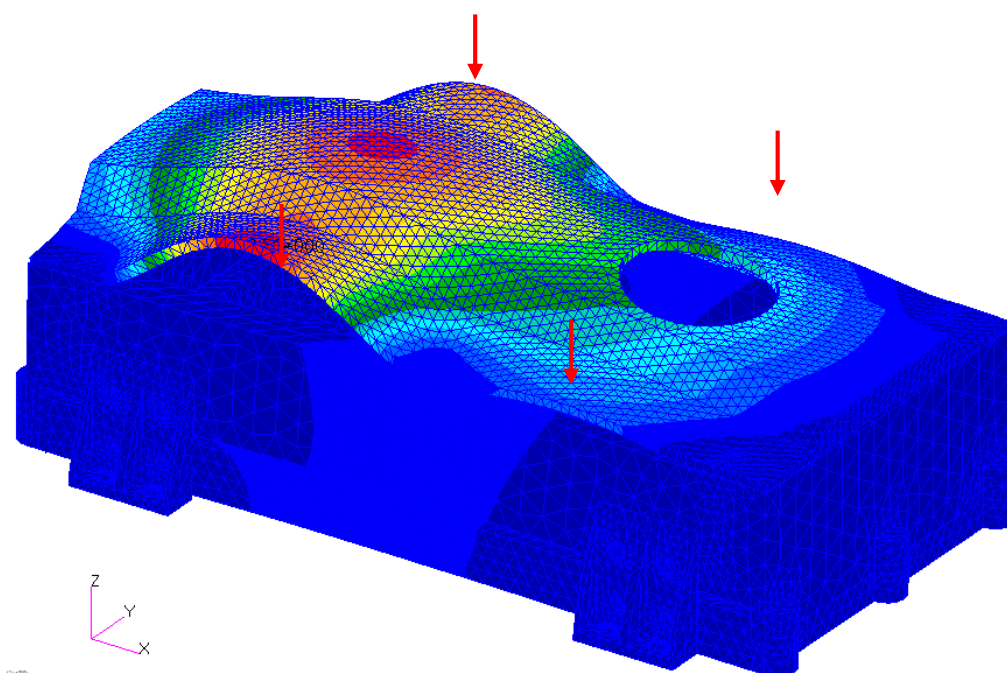


Ilustración 35: Solución 1 uniones atornilladas

4.3. Análisis de la respuesta en frecuencia de la estructura

4.3.1. Introducción

El análisis de respuesta en frecuencia es un análisis dinámico (las cargas varían en función del tiempo) en el que obtenemos las características de la respuesta de un sistema cuando se le somete a inputs de tipo senoidal. La frecuencia del input varía y los resultados de la respuesta del sistema se representan en función de la frecuencia.

En nuestro caso se introduce una aceleración a la estructura que varía de forma senoidal, (y tiene un valor de amplitud para cada frecuencia) que simula la vibración que transmite el UAV al equipo a través de la base del mismo.

En su caso más simple tendrá una amplitud asociada una frecuencia específica. La respuesta del sistema ocurrirá a la misma frecuencia que la carga. La respuesta se puede ver desfasada en el tiempo debido a la amortiguación del sistema, el desfase en la respuesta implica que el pico de la carga y el pico de la respuesta no ocurrirán al mismo tiempo, un ejemplo de desplazamiento de la fase se puede ver en la figura 43.

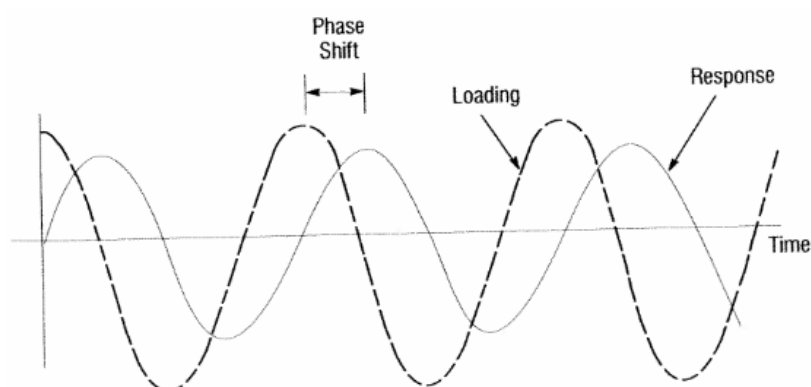


Ilustración 36: Desplazamiento de la fase carga-respuesta

Las respuestas del sistema serán por tanto números complejos definidos en magnitud y fase (respecto a la carga aplicada) o como componentes real e imaginaria, que son vectores de la respuesta en el plano real/imaginario. Estas cantidades se representan gráficamente en la figura 44.

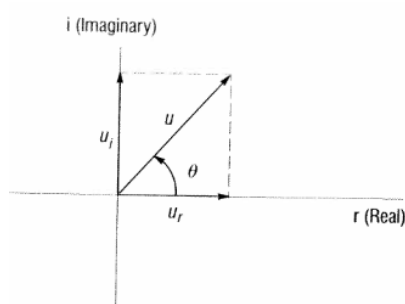


Ilustración 37: Plano complejo

Donde u = magnitud = $\sqrt{u_r^2 + u_i^2}$

θ = ángulo de fase = $\tan^{-1}(u_i/u_r)$

u_r = componente real = $u \cos \theta$

u_i = componente imaginaria = $u \sin \theta$

Esta naturaleza senoidal de cargas y respuestas facilita el uso de formulación de ecuaciones con números complejos mediante las relaciones de Euler.

$$e^{i\alpha} = \cos\alpha + i \sin\alpha$$

$$e^{i\omega t} = \cos(\omega t) + i \sin(\omega t)$$

Para resolver este tipo de problemas existen dos posibles formulaciones:

-Método directo: Nastran utiliza las ecuaciones de desplazamiento en los nodos.

-Método modal: Utiliza los modos de la estructura para extraer las ecuaciones de movimiento. La solución para una frecuencia de vibración en particular se obtiene mediante la suma de las respuestas modales individuales.

Es interesante analizar un sistema de un grado de libertad:

Excitación mediante aceleración de la base en un sistema de un GDL

Cuando las cargas dinámicas son producidas por movimiento de los soportes los esfuerzos sobre la estructura se pueden expresar como la masa de la estructura multiplicada por la aceleración de la base, $f(t) = -m\ddot{z}(t)$

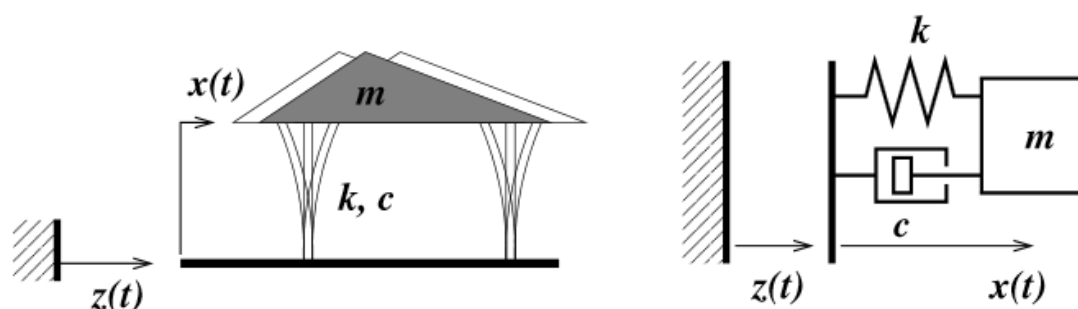


Ilustración 38: Oscilador de un GDL sujeto a movimientos de la base, $z(t)$

$$m(\ddot{x}(t) + \ddot{z}(t)) + c\dot{x}(t) + kx(t) = 0$$

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = -m\ddot{z}(t)$$

$$\ddot{x}(t) + 2\zeta\omega_n\dot{x}(t) + \omega_n^2x(t) = -\ddot{z}(t)$$

Si asumimos que $\omega_n^2 = \frac{k}{m}$; $\zeta = \frac{c}{2m}$ observamos que la última ecuación es independiente de la masa. Sistemas con diferentes masas pero con la misma frecuencia natural y coeficiente de amortiguamiento tienen el mismo comportamiento y responden igual a la vibración forzada en la base.

Si los desplazamientos de la base son senoidales $z(t) = Z \cos \omega t$, las aceleraciones serán $\ddot{z}(t) = -Z\omega^2 \cos \omega t$, y $f(t) = mZ\omega^2 \cos \omega t$. Utilizando la formulación compleja podemos encontrar la respuesta estacionaria como función de la frecuencia del movimiento de la base ω .

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = mZ\omega^2 \cos \omega t = mZ(\omega)\omega^2 e^{i\omega t} + mZ(\omega)\omega^2 e^{-i\omega t}$$

La respuesta estacionaria puede ser expresada como la suma de complejos independientes, $x(t) = X(\omega) e^{i\omega t} + X(\omega) e^{-i\omega t}$

Asumiendo una excitación constante e ignorando la parte transitoria la respuesta será de tipo armónico. Considerando el "exponente positivo" parte de la excitación $mZ(\omega)\omega^2 e^{i\omega t}$, la parte del "exponente positivo" de la respuesta estacionaria tendrá la forma $X e^{i\omega t}$. Sustituyendo estas expresiones en la ecuación diferencial anterior, agrupando términos y factorizando el exponencial $e^{i\omega t}$, la función de la respuesta en frecuencia es:

$$\begin{aligned} \frac{X(\omega)}{Z(\omega)} &= \frac{m\omega^2}{(k - m\omega^2) + i(c\omega)} \\ &= \frac{\Omega^2}{(1 - \Omega^2) + i(2\zeta\Omega)} \end{aligned}$$

Donde $\Omega = \omega/\omega_n$ (la frecuencia de excitación sobre la frecuencia natural)

$$\left| \frac{X(\omega)}{Z(\omega)} \right| = \frac{\Omega^2}{\sqrt{(1 - \Omega^2)^2 + (2\zeta\Omega)^2}}$$

Ver Ilustración 39

Finalmente consideremos el movimiento de la masa respecto a un punto fijo. Esto se conoce como movimiento total y es la suma del movimiento de la base más el movimiento relativo a la base, $z(t) + x(t)$

$$\left| \frac{X + Z}{Z} \right| = \frac{\sqrt{1 + (2\zeta\Omega)^2}}{\sqrt{(1 - \Omega^2)^2 + (2\zeta\Omega)^2}} = Tr(\Omega, \zeta)$$

Esta función se conoce como relación de transmisibilidad y determina la relación entre la amplitud total del desplazamiento $X+Z$ y el desplazamiento de la base Z .

Ver Ilustración 40

Para sistemas con un periodo natural elevado (bajas frecuencias naturales) comparado con el periodo (frecuencia) del movimiento de la base, (p.ej $\Omega > \sqrt{2}$), la relación de transmisibilidad es inferior a 1 especialmente para valores bajos del coeficiente de amortiguamiento ζ . En estos sistemas el movimiento de la masa es inferior al movimiento

de los soportes y podemos decir que la masa está aislada del movimiento de los soportes.

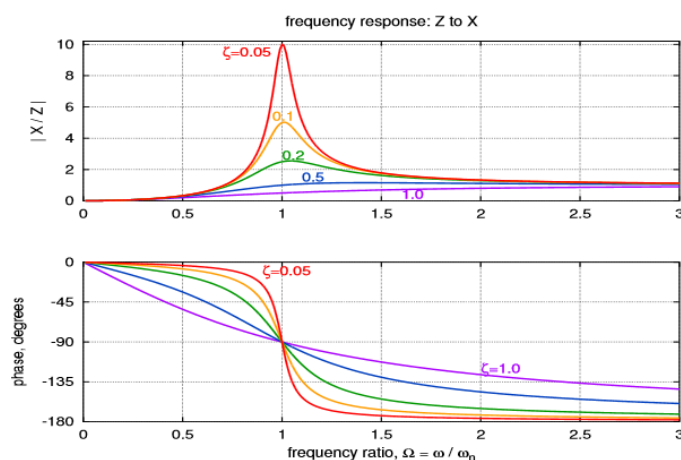


Ilustración 39: Factor de amplificación dinámica para excitación de la base, X/Z

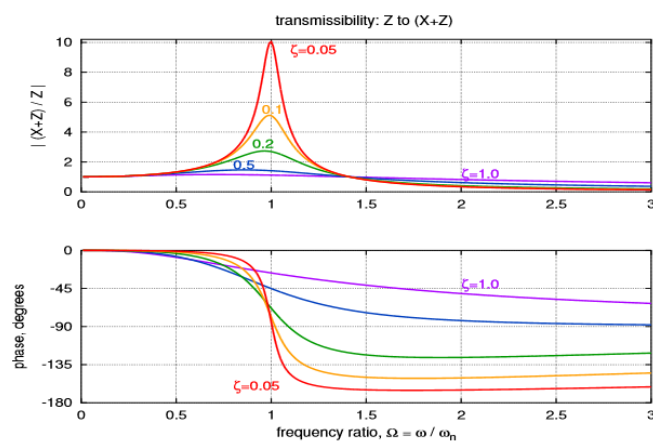


Ilustración 40: Relación de transmisibilidad $(X+Z)/Z = Tr(\Omega, \zeta)$

Método de la masa gorda (Large Mass Method)

Este método se utiliza para problemas de vibración forzada como el que ocupa este proyecto, es decir problemas en los que se define en un punto o interface de la estructura una aceleración forzada de carácter senoidal $a(f)$. La idea es añadir al MEF una masa enorme M_{gorda} , (aprox 1×10^6 la masa del modelo) a la que se aplica una carga senoidal $F(f) = a(f) \times M_{gorda}$. Dicha masa se une rígidamente a la estructura en los puntos de apoyo de ésta.

Dado que la estructura tiene una masa muy reducida, sus vibraciones no producen efecto relevante en la masa gorda, es decir, la aceleración que soporta dicha masa y los nodos de apoyo de la estructura es $a(f)$.

El método es pues una forma simple de introducir una vibración forzada (aceleración forzada) como carga a una estructura. Hay que tener en cuenta:

- La condición de contorno en la masa gorda se impone en todos los grados de libertad excepto en el que se introduce la vibración forzada, en nuestro caso, si se

realiza un análisis de aceleración forzada según Z, la condición de contorno es 12456 (el único grado de libertad no restringido es Z)

- El elemento rígido de unión de la masa gorda a la estructura, tiene como nodo independiente el de la masa y dependientes todos los nodos de apoyo.

4.3.2. Estructura general de un problema de vibración forzada

En este tipo de análisis las cargas que actúan sobre la estructura tienen un espectro de variación en función de la frecuencia, es decir cada frecuencia tiene asignada una función senoidal de amplitud la aceleración medida. En nuestro caso tenemos el espectro obtenido experimentalmente para un UAV EXDRONE con motor mono cilíndrico de dos tiempos. En la *figura 48* se muestra la información captada en el espacio de carga del UAV durante un vuelo completo, proporciona datos relevantes para el rango de frecuencias comprendido entre 0-2000 Hz.

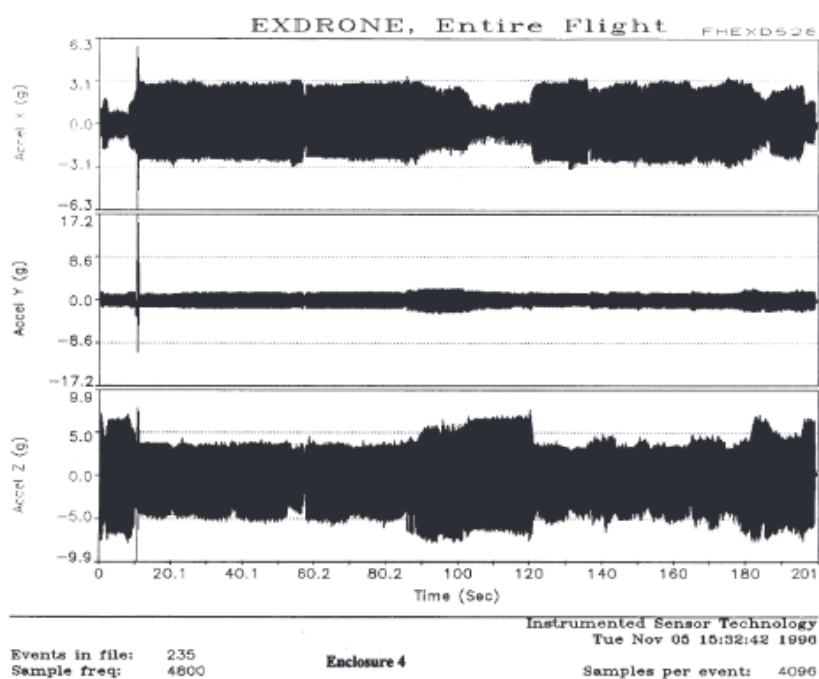


Ilustración 41: Captación de datos en espacio temporal, vuelo completo

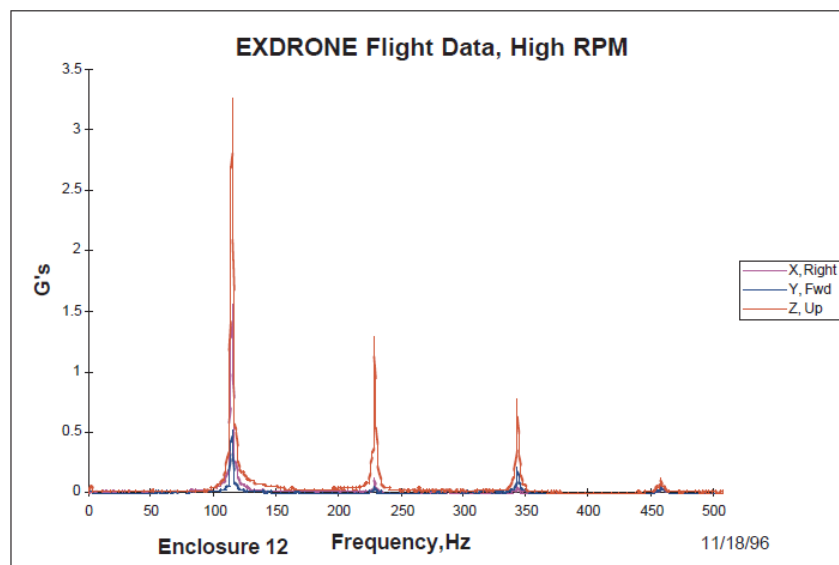


Ilustración 42: Espectro de aceleración-frecuencia en X Y Z en condiciones de vuelo a altas rpm

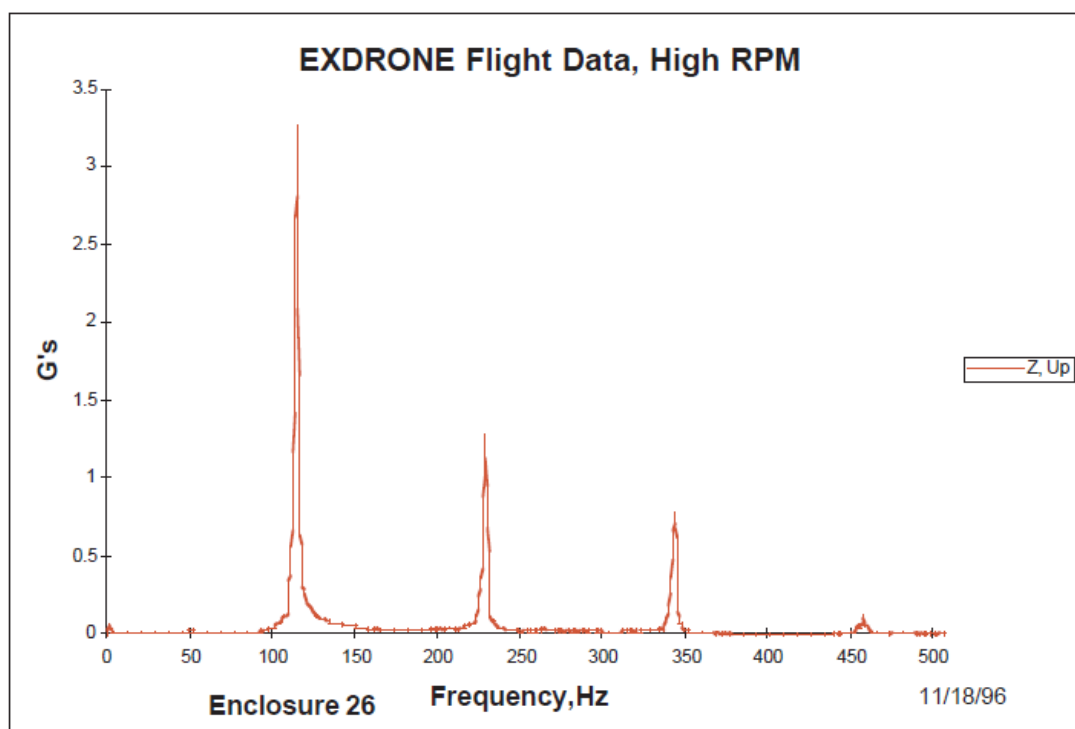


Ilustración 43: Espectro de aceleración-frecuencia en Z en condiciones de vuelo a altas rpm

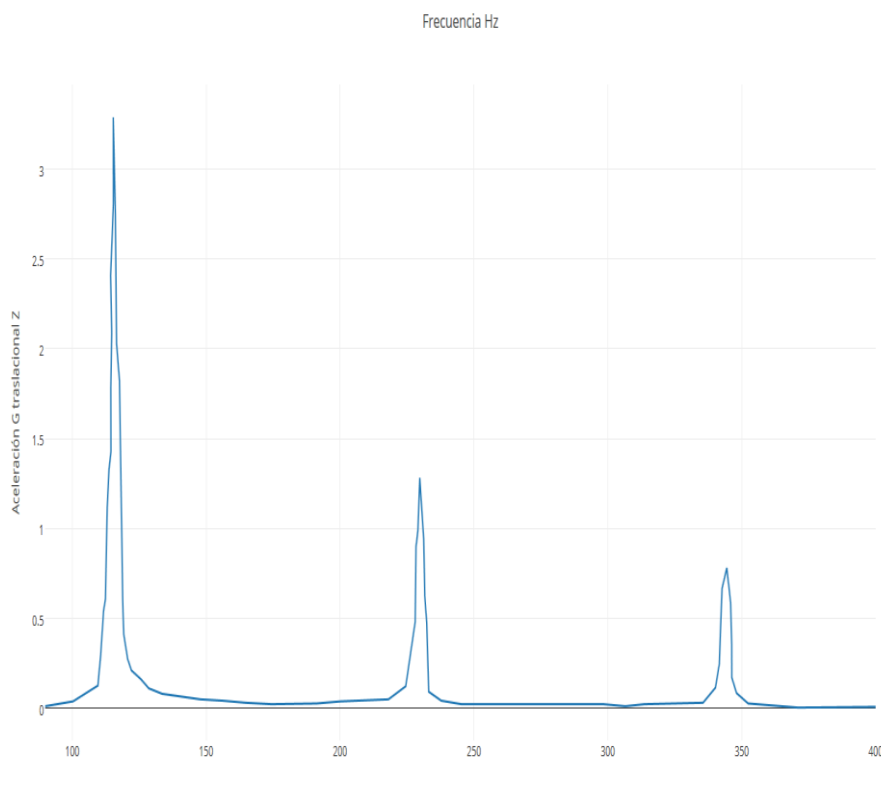
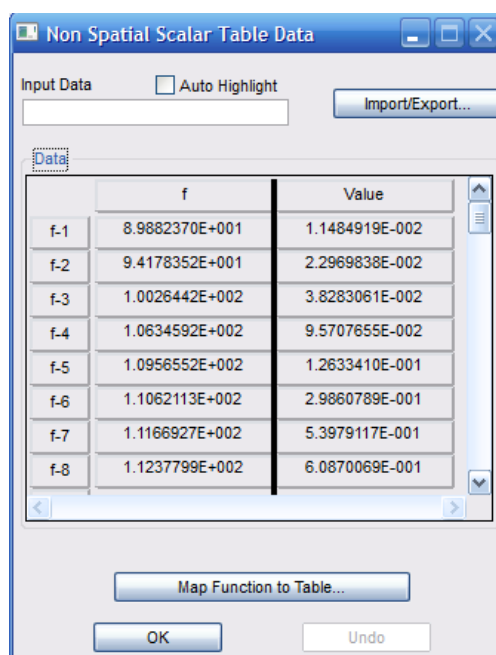


Ilustración 44: Extracción del intervalo del espectro de interés para nuestro análisis

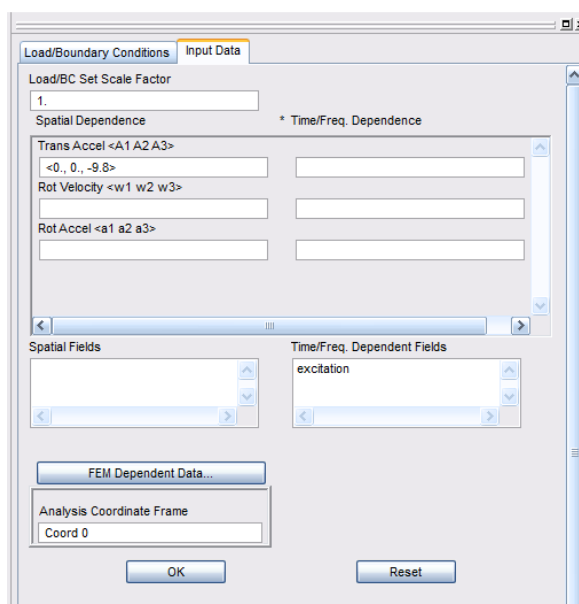
La gráfica muestra los valores de aceleración en el suelo del fuselaje en condiciones de vuelo a altas rpm. Se ha escogido el espectro correspondiente al eje Z por ser el más desfavorable de los tres. El eje Z está sometido a mayor vibración al encontrarse en el plano del movimiento vertical del cilindro además de encontrarse en el plano de rotación del cigüeñal. De esta gráfica hemos extraído los puntos correspondientes al segmento que abarca el rango de frecuencias para los que obtuvimos los modos de vibración con mayor MEMF. Se puede observar claramente un pico de aceleración de 3.3g a 115Hz. Estos valores pueden variar en función de la masa de la carga útil y su rigidez. Para obtener los resultados espectrales más representativos del área de carga del UAV el equipo de medición se sometió a un análisis de vibración para determinar su respuesta mecánica con la misma configuración que tendría en el UAV, se realizaron análisis senoidales a 1g y se utilizaron los resultados para eliminar y extrapolar esta influencia del resultado en el análisis espectral.

Poseemos por tanto la información necesaria para preparar el caso, los pasos a seguir serían los siguientes:

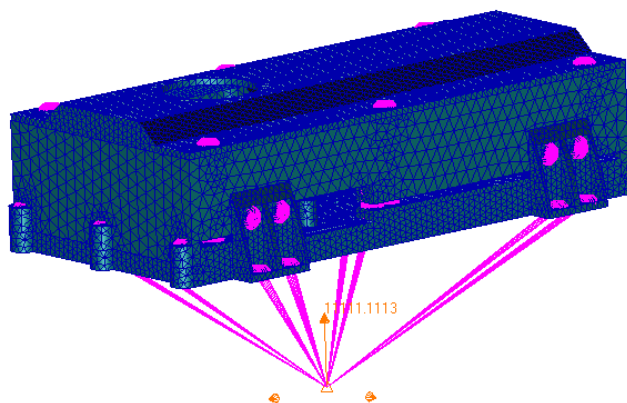
1. Crear el espectro de variación en NASTRAN a través del comando de definición "non spatial field". Los valores de aceleración se introducen en mm/s^2 para ser coherente con el sistema de unidades utilizado.



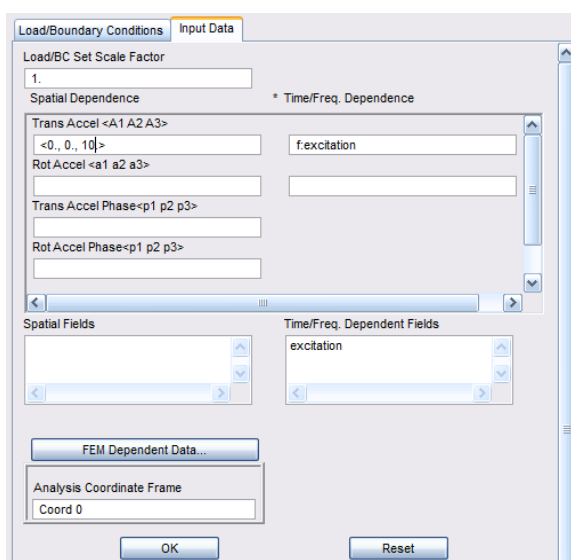
2. Se define una carga inercial sobre el modelo de 1G ($9,8\text{m/s}^2$) en la dirección de (-Z)



3. Creamos una masa puntual (M_{Gorda}) que coincide con el eje z que pasa por el centro de gravedad del modelo. Se restringen todos los grados de libertad de ese nodo excepto el Z, finalmente se une la masa a los soportes del modelo mediante elementos rígidos tipo RBE2.



4. Finalmente aplicamos el espectro de aceleración a la masa puntual.



4.3.3. Resumen

El análisis estructural realizado a la caja de alojamiento se ha realizado mediante el método de elementos finitos. El pre-procesado se ha realizado mediante MSC PATRAN 2012, esto incluye mallado, definición de cargas y condiciones de contorno, y asignación de propiedades de los materiales (el diseño se ha realizado mediante el software de CAD CATIA V5). Los cálculos se han realizado mediante MSC NASTRAN 2012. Finalmente MSC PATRAN 2012 se ha usado para el post procesado.

Se ha utilizado la formulación modal para resolver el problema. El valor del coeficiente de amortiguamiento modal utilizado corresponde a un valor del coeficiente de amortiguamiento viscoso ζ del 1% ($Q=40$) comúnmente utilizado en estructuras aeronáuticas.

4.3.4. Unidades

Todas las unidades se encuentran relacionadas de manera coherente, las tres unidades básicas se listan a continuación:

Tabla 10: Unidades básicas usadas en el análisis

Cantidad	Unidades
Longitud	mm
Masa	N
Tiempo	s

4.3.5. Visión del mallado y topología de los elementos

La geometría ha sido totalmente mallada con elementos TET10 (tetraedro con 10 nodos), en las siguientes imágenes se muestra la malla del modelo por partes.

Tabla 11: Características del modelo, módulo inferior

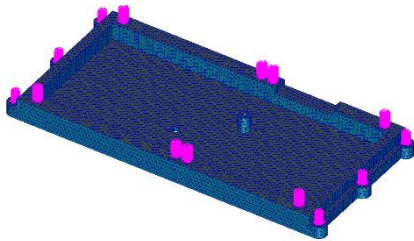
MÓDULO INFERIOR		
	NODOS	93448
	ELEMENTOS	53190
	MPCs	14

Tabla 12: Características del modelo, módulo intermedio

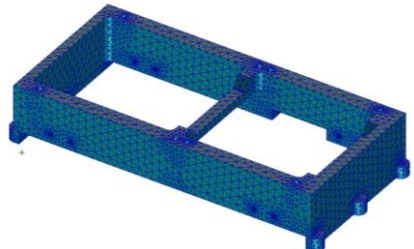
MÓDULO INTERMEDIO		
	NODOS	61331
	ELEMENTOS	37670
	MPCs	0

Tabla 13: Características del modelo, Tapa

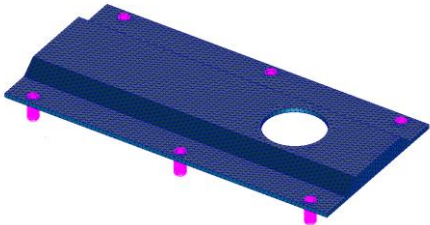
TAPA		
	NODOS	49549
	ELEMENTOS	24996
	MPCs	6

Tabla 14: Características del modelo, Parte Intermedia

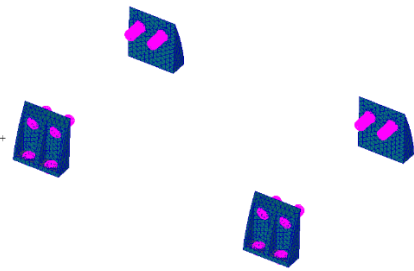
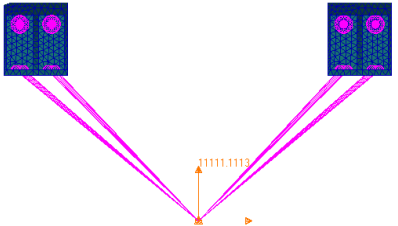
PARTE INTERMEDIA		
	NODOS	18183
	ELEMENTOS	8083
	MPCs	16

Tabla 15: Características del modelo, Masa puntual

MASA PUNTUAL		
	NODOS	1
	ELEMENTOS	1
	MPCs	4

4.3.6. Elementos y Propiedades de los Elementos

El material de la fabricación es aluminio 5083 H116, las propiedades del material se indican en la tabla 12.

Tabla 16: Propiedades del material

Material	Modulo de Young (Pa)	Densidad (kg/m3)	Coef. De Poisson
Al 5083 H116	7.1E+10	2650	0.33

El módulo de compresión se considera un 2% mayor que el módulo elástico.

Las resistencias estructurales se muestran a continuación (Tabla 13).

Material	Límite elástico (Pa)	Tensión de rotura (Pa)
Al 5083 H116	2.28E+8	3.17E+8

4.3.7. Resultados

Se ha realizado el estudio de la respuesta en frecuencia de la estructura en la dirección vertical por considerarse esta la más crítica. En general una estructura responde dinámicamente según sus modos de frecuencia propia más baja, por ello un análisis de respuesta en frecuencia utilizando los modos fundamentales (los de frecuencia propia menor) es suficientemente exacto. Los valores de aceleración, desplazamiento y tensión se expondrán a continuación para los casos más críticos de la estructura, en principio se considerarán las frecuencias cercanas a las frecuencias propias de la estructura que mayor MEF poseen. También se analizarán las frecuencias que mayor excitación producen en la estructura observando sobre todo los valores máximos de tensión y forma deformada.

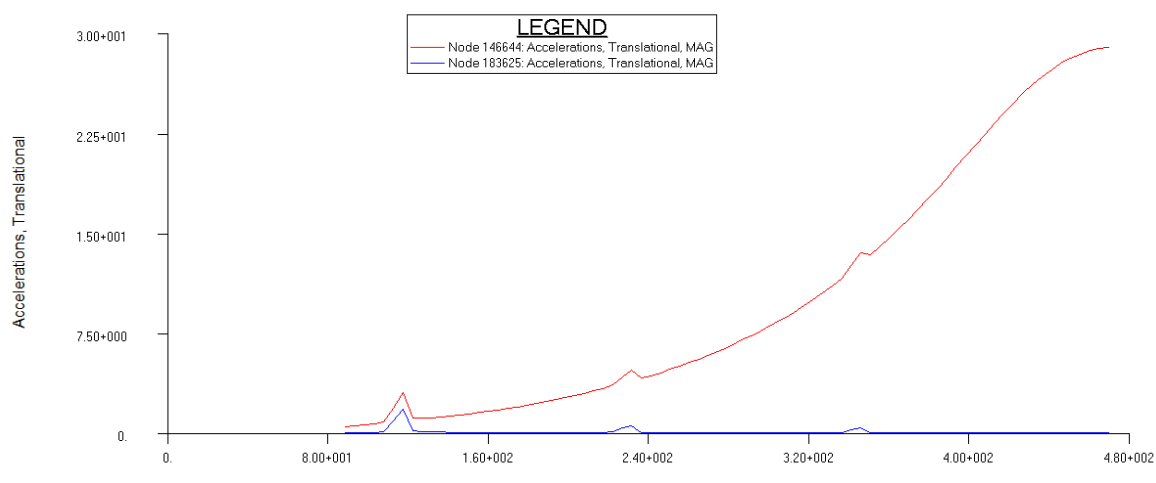


Ilustración 45: Gráfico respuesta estructura aceleración/frecuencia MAGNITUD

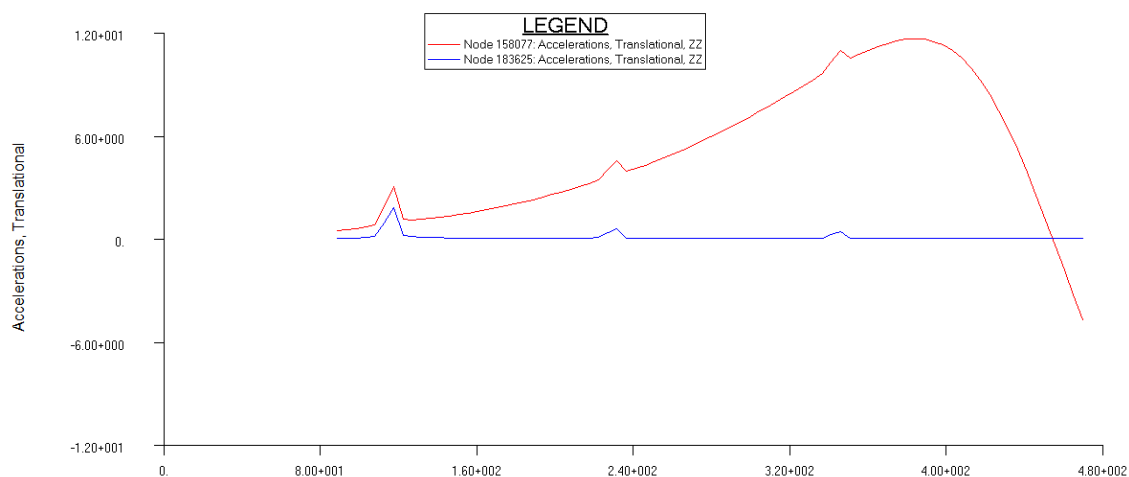


Ilustración 46: Gráfico respuesta aceleración/frecuencia COMPONENTE Z

La línea roja corresponde a la respuesta de un nodo situado en la tapa del equipo, la línea azul corresponde al nodo de la masa puntual (aceleración que ha excitado la estructura).

Observamos tres picos de aceleración coincidentes con los picos de la excitación y un máximo de 30G a 470Hz, figura 49.

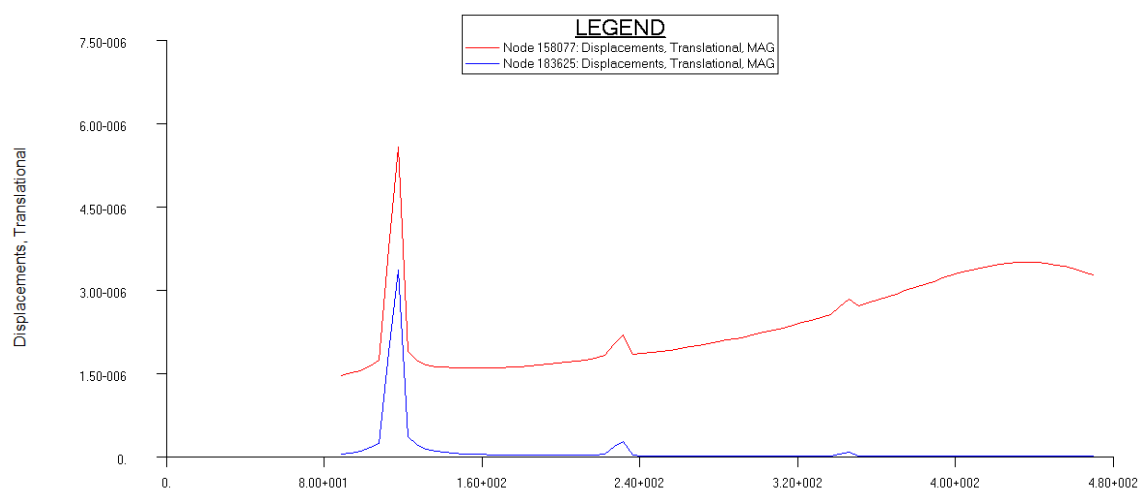


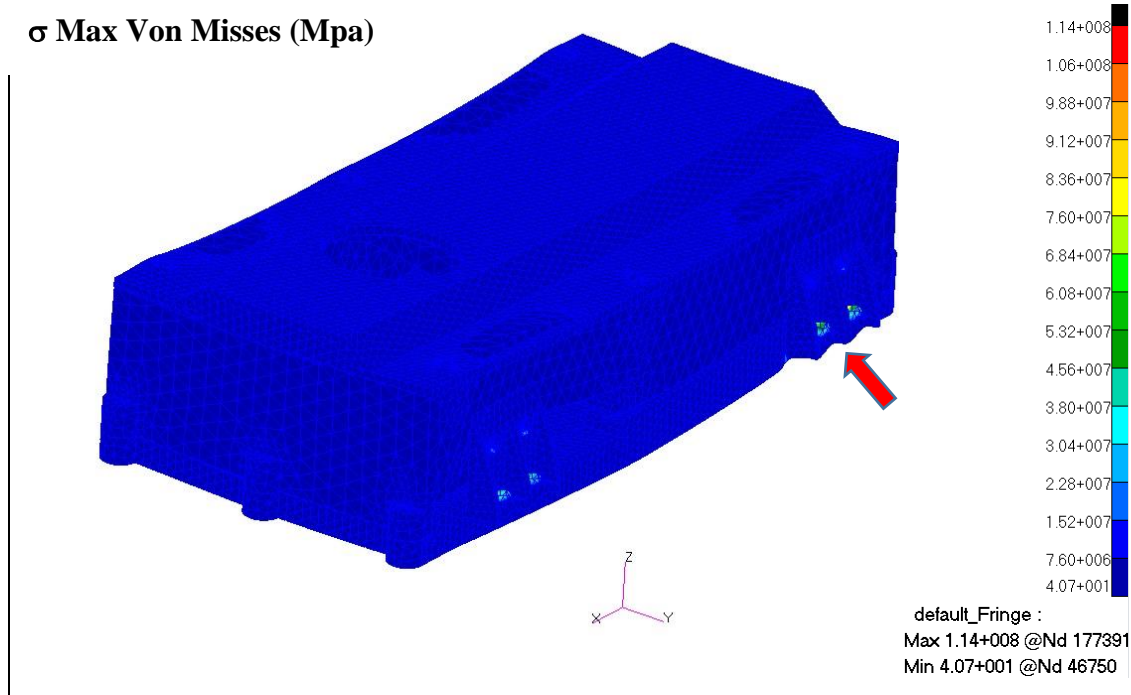
Ilustración 47: Gráfico desplazamiento/frecuencia MAGNITUD

De nuevo la línea roja corresponde a la respuesta de un nodo situado en la tapa del equipo, la línea azul corresponde al nodo de la masa puntual (excitación), observamos un pico en los desplazamientos en el rango de los 115Hz y dos picos cuyas frecuencias

coinciden con los picos de aceleración vistos en la *figura 49* esta correlación entre máximos de aceleración y deformación da coherencia a los resultados obtenidos.

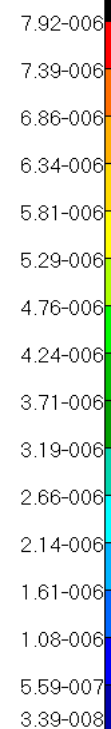
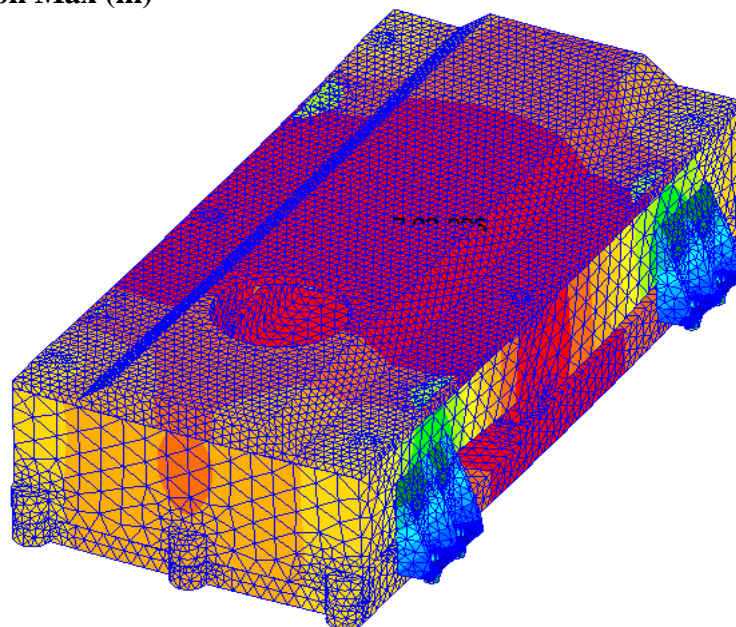
A continuación estudiamos los casos más desfavorables:

Modo	Freq. (Hz)	MEMF Dirección Z (%)	Aceleración (G)	σ Max Von Mises (Mpa)	Deformación Max. (mm)
> 1	115Hz		4.3	114 Mpa	0.008



Modo	Freq. (Hz)	MEMF Dirección Z (%)	Aceleración (G)	σ Max Von Misses (Mpa)	Deformación n Max. (mm)
------	------------	----------------------------	--------------------	-------------------------------------	----------------------------

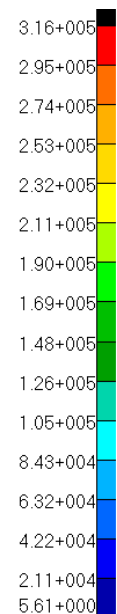
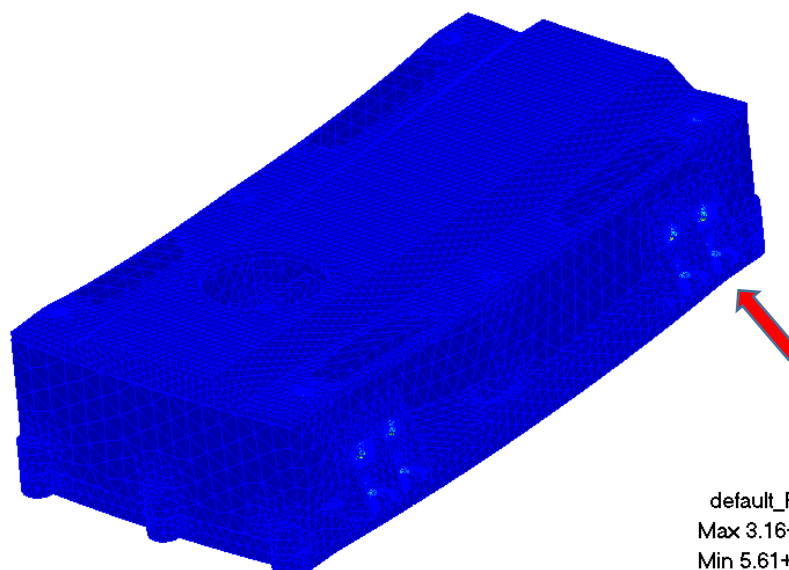
Deformación Max (m)



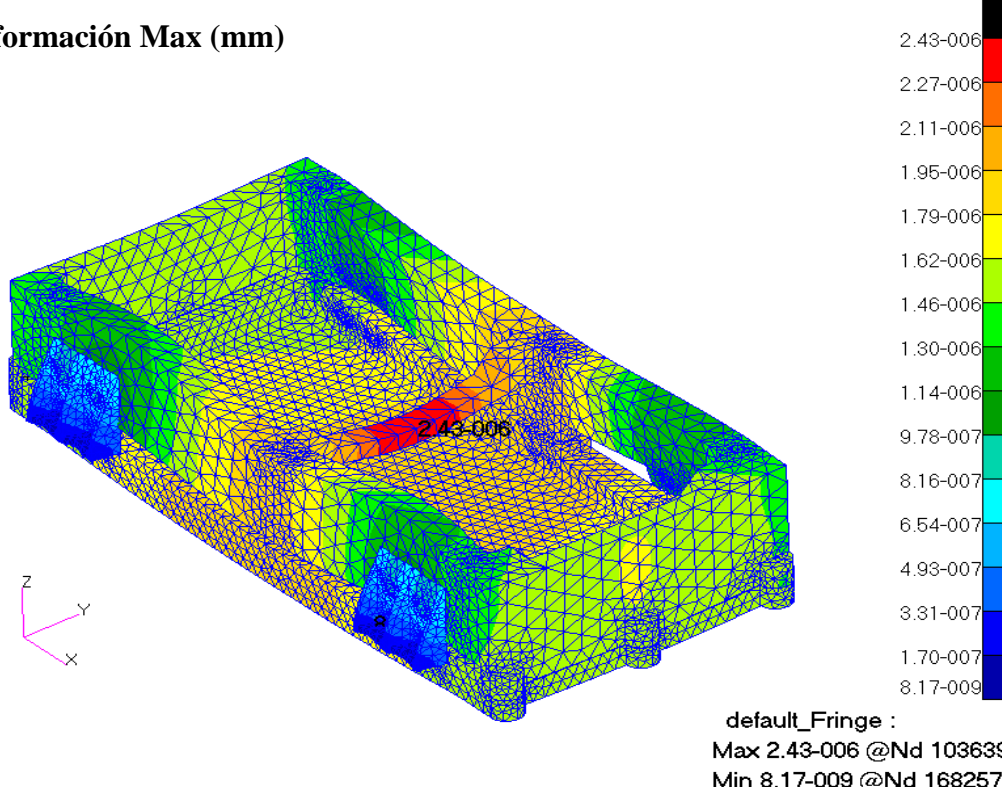
default_Fringe :
Max 7.92-006 @Nd 143521
Min 3.39-008 @Nd 168257

4	242.87	26.22	6.3	31	0.002
---	--------	-------	-----	----	-------

σ Max Von Misses (Mpa)

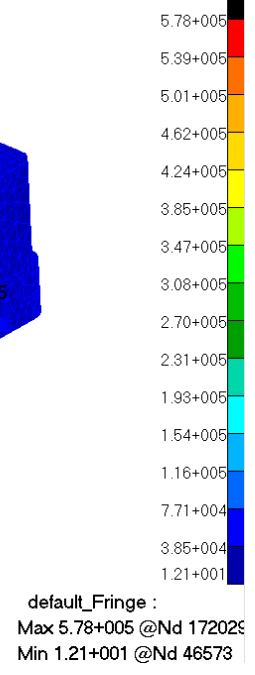
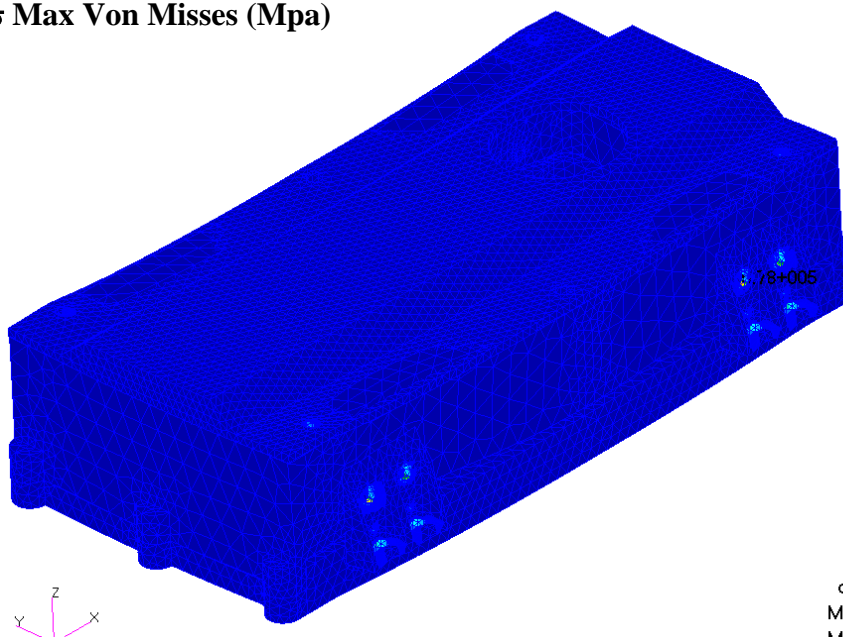


default_Fringe :
Max 3.16+005 @Nd 172025
Min 5.61+000 @Nd 46573

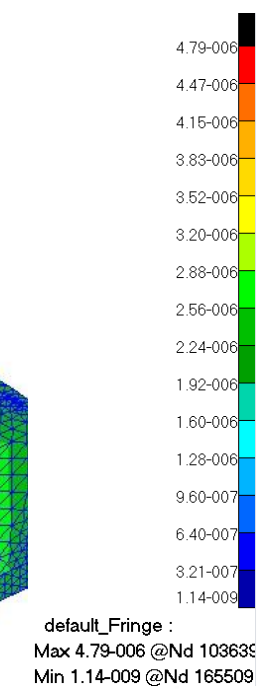
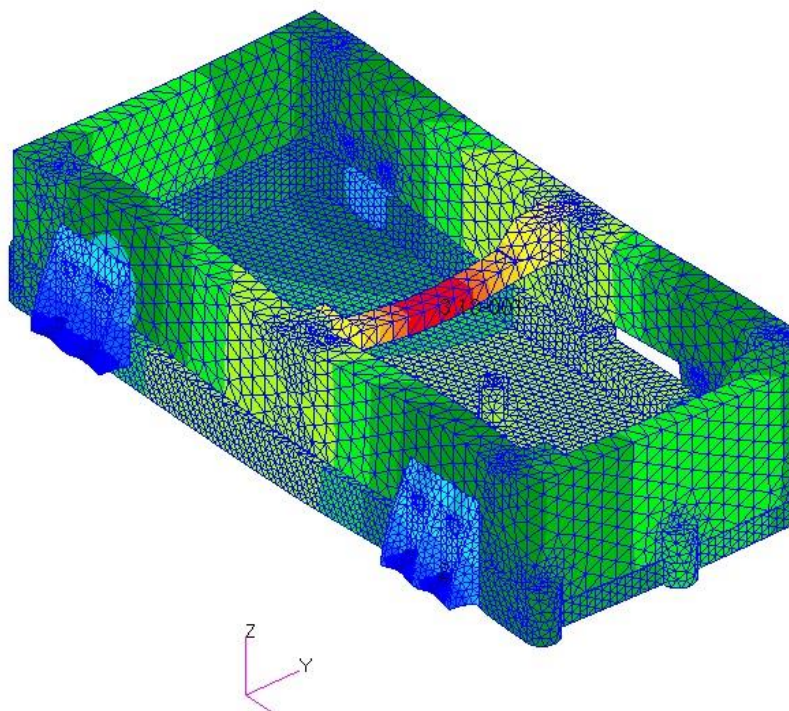
Modo	Freq. (Hz)	MEMF Dirección Z (%)	Aceleración (G)	σ Max Von Misses (Mpa)	Deformación Max. (mm)
<p>Deformación Max (mm)</p>  <p>default_Fringe : Max 2.43-006 @Nd 103635 Min 8.17-009 @Nd 168257</p>					
13	412.90	14.300	20.5	57.8	0.81

Modo	Freq. (Hz)	MEMF Dirección Z (%)	Aceleración (G)	σ Max Von Misses (Mpa)	Deformación n Max. (mm)
------	------------	----------------------------	--------------------	-------------------------------------	----------------------------

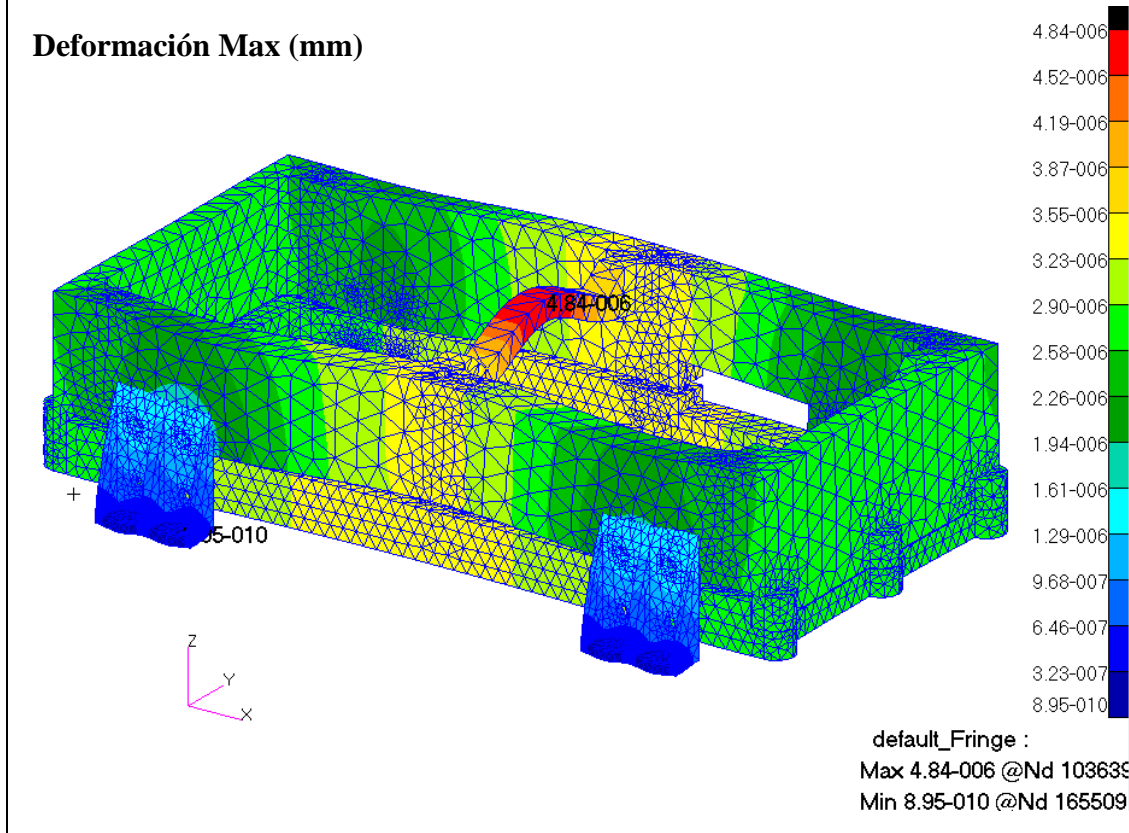
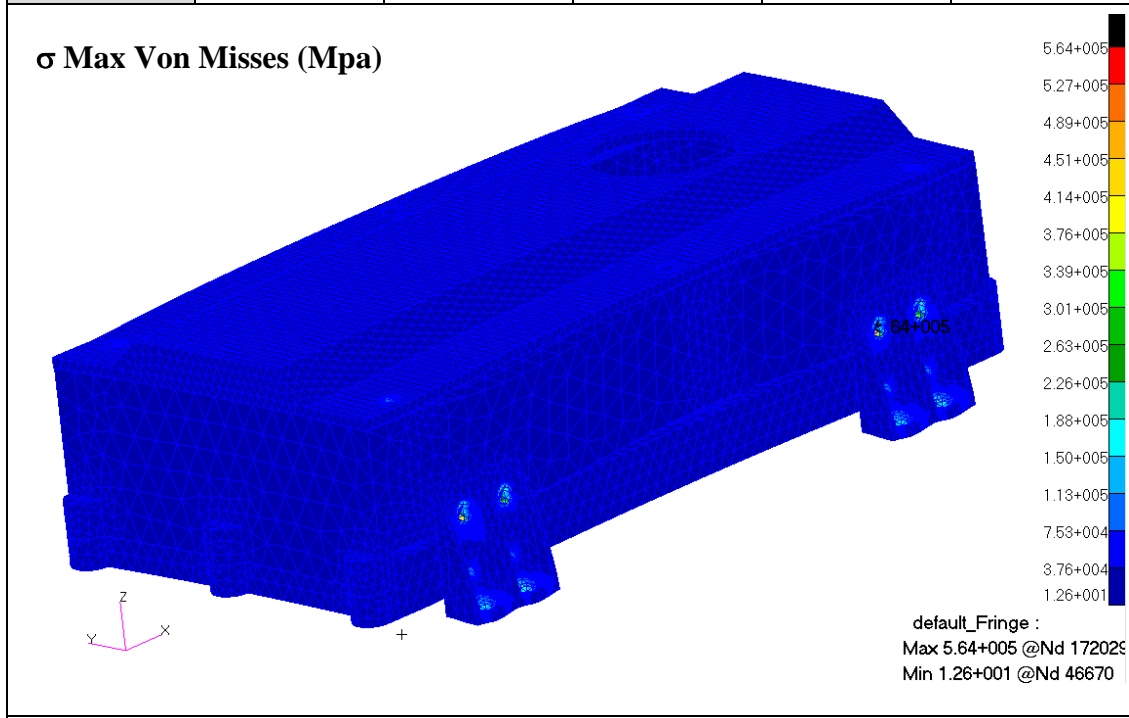
σ Max Von Misses (Mpa)



Deformación Max (mm)



Modo	Freq. (Hz)	MEMF Dirección Z (%)	Aceleración (G)	σ Max Von Mises (Mpa)	Deformación n Max. (mm)
17	465.43	17.69	27.5	56.4	0.005



4.3.8. Conclusiones

Observamos que en ningún caso en el modelo se observan valores de tensión (Von Mises) superiores al límite elástico para el espectro de vibración impuesto. Tampoco se han observado desplazamientos considerables en ningún punto de la estructura habiendo analizado las frecuencias en las que la estructura entra en resonancia con la fuente de excitación. Podemos concluir que el modelo es suficientemente rígido y estructuralmente resistente.

Los valores máximos de tensión se han dado en los nodos correspondientes a los agujeros de los tornillos del interfaz, la modelización de esta unión no se ajusta totalmente a la realidad, la naturaleza infinitamente rígida del elemento virtual que conecta estos nodos con la masa grande y la pequeña área en la que los esfuerzos se concentran pueden haber incrementado estos valores. Sin embargo para obtener el comportamiento global de la estructura lo hemos considerado suficiente.

Hemos podido extraer cierta información observando la forma deformada de la estructura, la parte que sufre mayores deformaciones es el soporte transversal que da apoyo a la placa electrónica, se rigidizar esta parte aumento el momento de inercia de la sección alrededor del eje x aunque los desplazamientos no suponen en un problema para la integridad de las placas electrónicas.

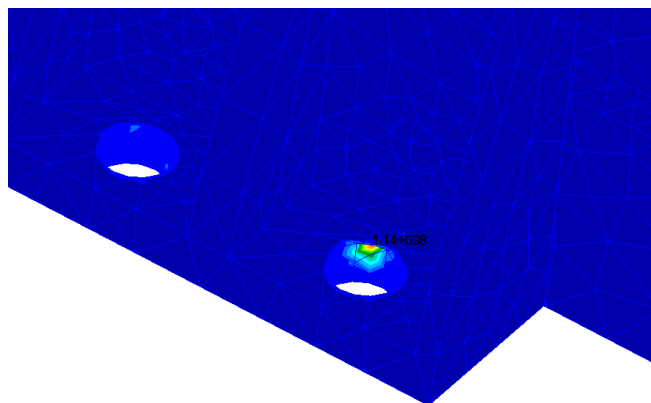


Ilustración 48: Valores máximos de tensión, local

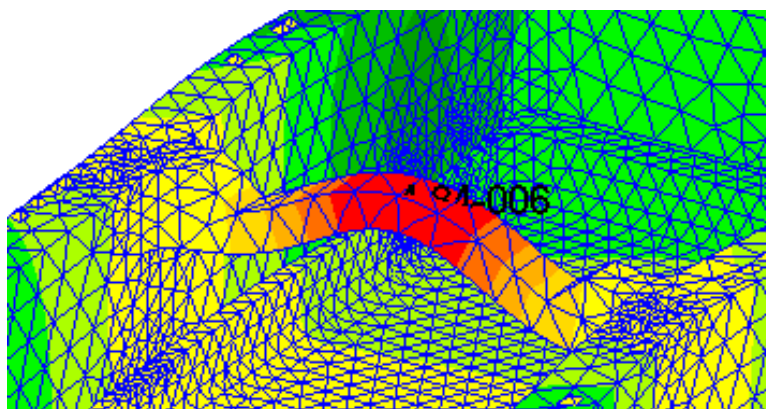


Ilustración 49: Parte de la estructura con mayores deformaciones

4.4. Análisis estático -30G shock

4.4.1. Introducción

Esta es la última solución necesaria para evaluar el cumplimiento de las restricciones impuestas. Se trata de simular la condición de aterrizaje del UAV donde se recogieron valores de aceleración de 30G negativos en la dirección de Z (vertical). Para analizar este caso se recurrirá a un análisis estático (el tiempo no es una variable en este tipo de análisis).

Las condiciones de contorno son sencillas de modelar en este análisis:

- Restricciones: Se considera toda la superficie de la base del modelo empotrada, con todos los grados de libertad traslacionales restringidos tanto en las patas como en la base de la caja.
- Cargas: Se introduce una carga inercial de -30G sobre todo el modelo

4.4.2. Resumen

El análisis estructural realizado a la caja de alojamiento se ha realizado mediante el método de elementos finitos. El pre-procesado se ha realizado mediante MSC PATRAN 2012, esto incluye mallado, definición de cargas y condiciones de contorno, y asignación de propiedades de los materiales (el diseño se ha realizado mediante el software de CAD CATIA V5). Los cálculos se han realizado mediante MSC NASTRAN 2012. Finalmente MSC PATRAN 2012 se ha usado para el post procesado.

Unidades

Todas las unidades se encuentran relacionadas de manera coherente, las tres unidades básicas se listan a continuación:

Tabla 17: Unidades básicas usadas en el análisis

Cantidad	Unidades
Longitud	m
Masa	Kg
Tiempo	s

4.4.3. Visión del mallado y topología de los elementos

La geometría ha sido totalmente mallada con elementos TET10 (tetraedro con 10 nodos), en las siguientes imágenes se muestra la malla del modelo por partes.

Tabla 18: Características del modelo, módulo inferior

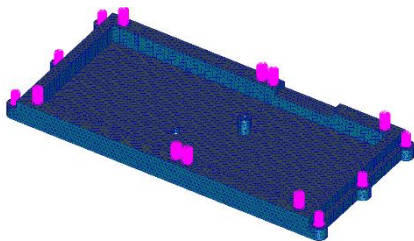
MÓDULO INFERIOR		
	NODOS	93448
	ELEMENTOS	53190
	MPCs	14

Tabla 19: Características del modelo, módulo intermedio

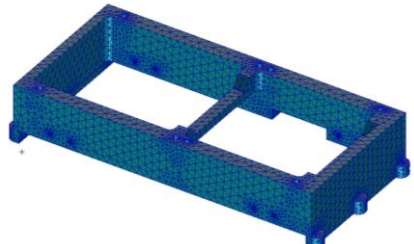
MÓDULO INTERMEDIO		
	NODOS	61331
	ELEMENTOS	37670
	MPCs	0

Tabla 20: Características del modelo, Tapa

TAPA		
	NODOS	49549
	ELEMENTOS	24996

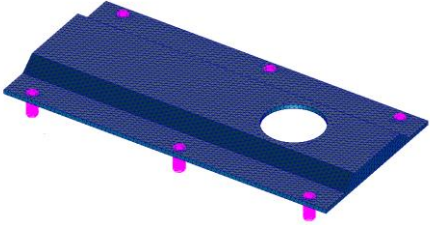
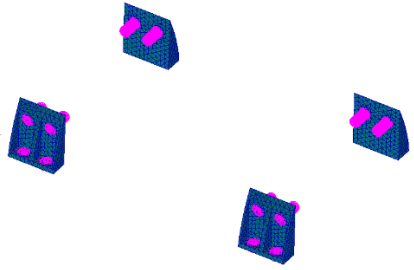
	MPCs	6
---	------	---

Tabla 21: Características del modelo, Parte Intermedia

PARTE INTERMEDIA		
	NODOS	18183
	ELEMENTOS	8083
	MPCs	16

4.4.4. Elementos y Propiedades de los Elementos

El material de la fabricación es aluminio 5083 H116, las propiedades del material se indican en la tabla 12.

Tabla 22: Propiedades del material

Material	Módulo de Young (Pa)	Densidad (kg/m ³)	Coef. De Poisson
Al 5083 H116	7.1E+10	2650	0.33

El módulo de compresión se considera un 2% mayor que el módulo elástico.

Las resistencias estructurales se muestran a continuación (Tabla 13).

Material	Límite elástico (Pa)	Tensión de rotura (Pa)
Al 5083 H116	2.28E+8	3.17E8

4.4.5. Resultados

Se ha realizado el análisis estático con una carga de -30G sobre la estructura obteniendo los valores buscados de desplazamiento y tensión sobre la caja. Los valores máximos de tensión están cerca de los 4.74 MPa en los nodos alrededor de la unión de la tapa de la caja, este valor está lejos del límite elástico del material por lo que no supone se considera una carga crítica para el modelo. A continuación se muestra la imagen deformada de la estructura y las franjas de color que cuantifican la tensión.

Hay que puntualizar que para facilitar el análisis no consideré modelar el contacto entre partes (se puede ver claramente en la forma deformada de la tapa). Es posible que haberlo hecho hubiera limitado el desplazamiento en $-z$ de los nodos de la tapa y por tanto los valores de tensión recogidos en las uniones.

La deformación máxima se da en un nodo asociado a la tapa con un valor de 0.16mm si bien es posible que modelando el contacto entre partes obtuviéramos un valor inferior.

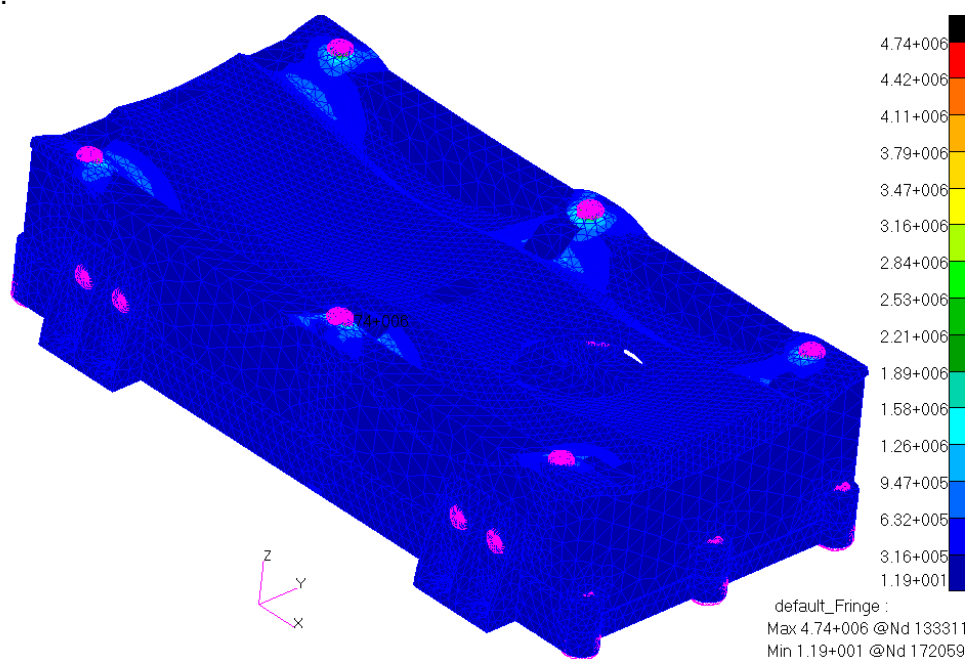


Ilustración 50: Tensión de Von Misses -30G

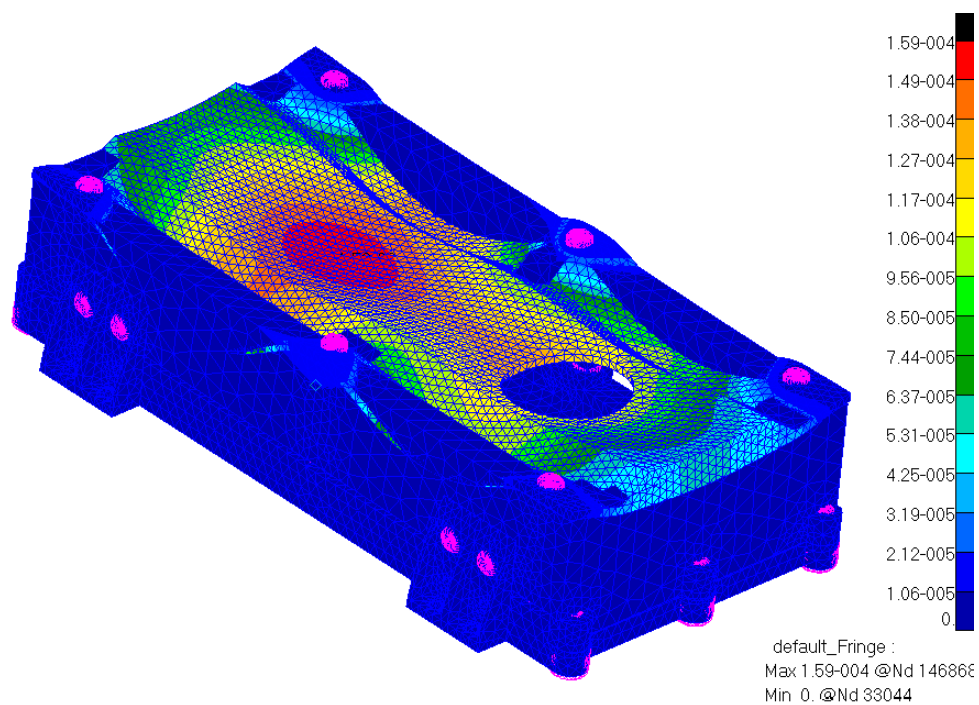


Ilustración 51: Desplazamiento, -30G

4.4.6. Conclusiones

Podemos decir que incluso sin modelar contactos entre partes, los desplazamientos y valores de tensión están lejos de ser críticos para la integridad del modelo

5. Conclusiones y Futuras Líneas de Trabajo

5.1. Conclusiones

A la hora de describir las conclusiones podríamos diferenciar entre dos partes principales que coinciden con la estructura del proyecto, la parte de diseño y la parte de análisis estructural que si bien se diferencia en cuanto a la secuenciación de actividades no se pueden entender de forma separada.

En la fase de diseño se completaron satisfactoriamente todos los requisitos impuestos por el cliente:

- Limitaciones de espacio e interfaz con el fuselaje: Se ha podido crear un receptáculo que encaja perfectamente en el limitado espacio definido por las especificaciones del área de carga del UAV, además se ha realizado un concepto modular que permite desmontar y acceder a todas las partes de la caja de manera independiente y siempre teniendo en cuenta que el acceso al equipo solo se podía realizar desde la parte superior de la caja.
De igual manera ha habido que diseñar un interfaz que se acoplara a la posición de los agujeros que establecieron en el UAV para anclar la caja.
- Acoplamiento de las PCB: Las limitaciones de tamaño dificultaron la creación de los apoyos y puntos de interfaz de las placas electrónicas aunque finalmente se consiguió un diseño donde estas se encuentran perfectamente ancladas y protegidas.
- Limitaciones de masa: El límite de masa de 900 gramos ha tenido mucha importancia en el proceso de diseño, el modelo mostrado en las imágenes del proyecto es el resultado de muchas modificaciones y cambios que se hicieron tras el primer diseño conceptual.

Podemos por tanto concluir que se ha realizado un diseño que cumple todos los requisitos impuestos y mejora en algunos casos los límites establecidos, como en el caso de la masa máxima, tenemos por tanto un modelo listo para ser evaluado mecánicamente.

El análisis mecánico se ha realizado principalmente para dos estados de carga, y para el cumplimiento de los requisitos impuestos por el cliente:

- Rigidez: Se estableció un valor mínimo de 100Hz para el primer modo de vibración del modelo y tras el análisis de modos propios se observa que el diseño superaba este requisito sin problemas obteniendo un valor de 140Hz, además hemos obtenido los modos más críticos que han sido útiles en el posterior análisis de respuesta en frecuencia.
- Vibraciones: Ha sido el principal factor de inducción de esfuerzos en el modelo, basándonos en el espectro de carga obtenido en el área de carga de un EXDRONE hemos introducido esta vibración de carácter senoidal como excitación en la base de nuestro modelo obteniendo en el caso más desfavorable

valores de tensión muy inferiores al límite elástico del material, podemos concluir que el modelo ha superado este estado de cargas sin problemas.

- Impacto: Tras someter el modelo a los esfuerzos derivados de un aterrizaje (análisis estático a -30G) hemos comprobado que los valores de tensión máximos no suponen ningún problema estructural si bien se han obtenido los mayores valores de desplazamiento 0,9 mm en la tapa del modelo, podemos concluir que el modelo ha superado con éxito este test.

Podemos afirmar por tanto que el diseño es perfectamente válido, cumple todos los requisitos impuestos y ha superado los estados de carga más desfavorables.

Derivado de todos estos análisis se ha podido observar que existen partes que son susceptibles de mejora, como puede ser la tapa del modelo que presentaba los mayores desplazamientos en el análisis estático y tiene bastante participación en los modos de vibración con mayor MEF o el soporte transversal de la placa superior que presentaba los mayores valores de desplazamiento en el análisis de vibración Z.

5.2. Futuras líneas de trabajo

Una muy interesante continuación de este proyecto sería la realización de un estudio de vibración de un prototipo de nuestro modelo en un vibrador magnético. Solo así sería posible obtener datos reales de aceleraciones y desplazamientos en las diferentes partes del modelo, podríamos también comprobar la correlación entre los resultados del análisis mediante MEF y los valores reales. Sería realmente el paso lógico antes de la fabricación definitiva del modelo.



Ilustración 52: Vibrador

También se podrían ampliar los casos de estudio, actualmente no se ha considerado la vibración random que constituye también un caso de estudio crítico para este tipo de componentes. Además se ha estudiado solamente el caso de vibración senoidal más desfavorable, en la dirección del eje Z, si bien para tener un estudio completo se deberían analizar las otras direcciones principales.

6. Bibliografía

- Robert D. Cook (1995) "Finite element modelling for stress analysis" *University of Wisconsin-Madison*
- Carlos A. Felippa (2004) "Introduction to finite element methods" *Department of Aerospace Engineering Sciences and Center for Aerospace Structures University of Colorado*
- Alicia Richart Ramón (2014). "Marco y perspectiva del sector espacial español" en papeles *FAES Fundación para el Análisis y los Estudios Sociales* <http://www.fundacionfaes.org/file_upload/news/pdfs/20141021141954.pdf>
- Alexander Rutman, Chris Boshers, Larry Pearce, John Parady (2007) "Fastener modelin for joining parts modeled by shell and solid elements" *Americas Virtual Product Development Conference October 11-12, 2007*
- Vibration environment of the EXDRONE unmanned aerial vehicle <<http://www.uadrones.net/military/research/acrobat/961129.pdf>>
- Frequency response analysis *Department of mechanical engineering, Rochester university* <<http://www.me.rochester.edu/courses/ME443/NASTRAN/Chpt5FrequencyResponse.pdf>>
- Francisca Martínez Hergueta (2011) "Sensores de fibra óptica como instrumentos de monitorización de estructuras en condiciones de servicio" *Universidad Carlos III de Madrid*
- ECSS-E-HB-32-23A (2010) "Space engineering, Threaded fasteners handbook" *ESA-ESTEC requirements and standards division*
- S. Graham Kelly (2000) "Fundamentals of mechanical vibrations, second edition" *McGraw-Hill Higher education*
- Jeff Bolognese (2008) "Modal mass participation" *Goddard Space Flight Center* <https://femci.gsfc.nasa.gov/modal_wtc/mmp.html>
- Henri P.Gavin (2014) "Vibrations of single degree of freedom systems" *Department of Civil and Environmental Engineering, Duke University*

7. Anexos

7.1.1. ECSS-E-HB-32-23^a Threaded fasteners handbook

ECSS-E-HB-32-23A
16 April 2010



Space engineering

Threaded fasteners handbook

ECSS Secretariat
ESA-ESTEC
Requirements & Standards Division
Noordwijk, The Netherlands



ECSS-E-HB-32-23A
16 April 2010

Foreword

This Handbook is one document of the series of ECSS Documents intended to be used as supporting material for ECSS Standards in space projects and applications. ECSS is a cooperative effort of the European Space Agency, national space agencies and European industry associations for the purpose of developing and maintaining common standards.

This handbook has been prepared by the ECSS-E-HB-32-23 Working Group, reviewed by the ECSS Executive Secretariat and approved by the ECSS Technical Authority.

Disclaimer

ECSS does not provide any warranty whatsoever, whether expressed, implied, or statutory, including, but not limited to, any warranty of merchantability or fitness for a particular purpose or any warranty that the contents of the item are error-free. In no respect shall ECSS incur any liability for any damages, including, but not limited to, direct, indirect, special, or consequential damages arising out of, resulting from, or in any way connected to the use of this document, whether or not based upon warranty, business agreement, tort, or otherwise; whether or not injury was sustained by persons or property or otherwise; and whether or not loss was sustained from, or arose out of, the results of, the item, or any services that may be provided by ECSS.

Published by: ESA Requirements and Standards Division
ESTEC, P.O. Box 299,
2200 AG Noordwijk
The Netherlands
Copyright: 2010© by the European Space Agency for the members of ECSS



Introduction

- **ABSTRACT**

The aim of the present handbook is to assist the structural design engineers by presenting them in a single document with all the information relevant to the use of threaded fasteners in jointed spacecraft components.
- **BACKGROUND**

Threaded fastener joints represent critical areas within structures and it is evident that a standardised methodology is needed for their design.

Thus, the aims of this document are:

 - to bring together into one document a reliable and systematic design procedure to aid the designer and improve the efficiency of the design process, and
 - to provide an approved and reliable design procedure that will reduce the possibility of design errors and subsequent structural failure.

This document addresses these aims with particular reference to Space Structures and related hardware. This constraint is reflected in the range of joint geometries covered and structural applications, and also the range of fastener types and materials for which data is presented.
- **PURPOSE OF THIS ISSUE**

ESA PSS-03-208 "Guidelines for threaded fasteners", on which this document is based, provided a number of methodologies for analysis of threaded fastener joints in spacecraft structures. This document is an update of the PSS taking into account more recent developments in the field. It is intended to standardise the analysis approach and corresponding documentation for threaded fastener joints developed in ECSS projects. Therefore, this document presents a "Margin of Safety" for each mode of failure that should be considered. All relevant margins of safety should be shown in verification documentation.
- **GUIDELINE LIMITATION AND IDENTIFIED PROBLEM AREA**

This handbook does not provide theory for the following types of analysis:

 - Compliance of cantilevered flange joints with non-circular flanges
 - Friction grip of eccentric shear loaded joints
 - No failure criteria are provided for fastener bending, which sometimes should be considered (see Subsection .9.3.2)
- **GUIDELINES FOR THE USE OF TERMS AND DEFINITIONS**

Due to the extensive used of threaded fasteners in a multitude of countries and industries, there is a wide variety of terminology in use today. For the purposes of making a clear and coherent handbook it was necessary to adopt a single consistent set of terminology. The terminology that was chosen is presented in .3.2. To avoid confusion, it is recommended to refer to this section frequently when reading the document.

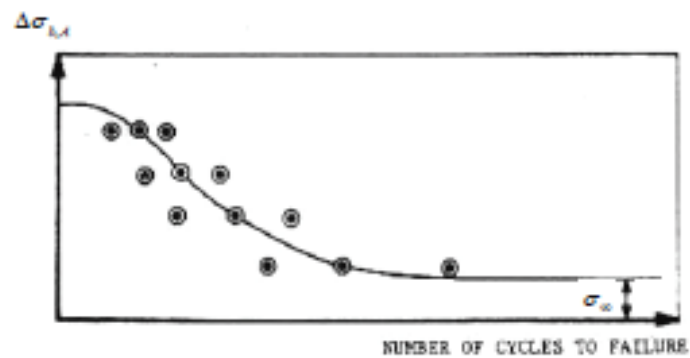


Figure 7-29 – Typical S-N Curve (For a Given Mean Stress)

7.14 Worked Examples

7.14.1 Preload in a Concentric Axially Loaded Joint

7.14.1.1 Overview

The geometry of this example problem is shown in Figure 7-30.

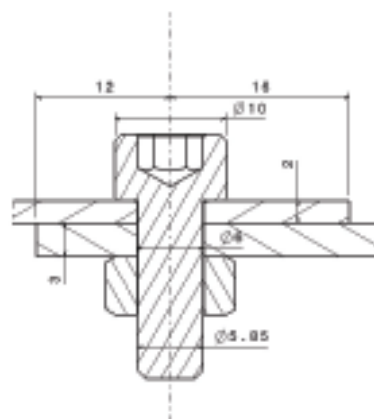


Figure 7-30 - Example problem of concentric axially loaded joint



7.14.1.2 Initial Data

The fastener to be used for this joint is a LN 29949 M6 x 14 with an anchor nut LN 29693. This fastener has the following material properties:

Table 7-5: Preload in a Concentric Axially Loaded Joint, fastener material properties

Material	A-286 steel
Yield allowable	950 MPa
Ultimate allowable	1100 MPa
Shear yield allowable	548 MPa
Shear ultimate allowable	635 MPa
Young's modulus (E)	201 GPa
Thermal expansion coefficient (α_s)	1.68e-5 K-1

The following thread parameters can be calculated using the standard relations for metric threads:

Table 7-6: Preload in a Concentric Axially Loaded Joint, Thread parameters

Thread pitch (p)	1mm (standard)
Fastener nominal diameter (d)	6mm (M6 fastener)
Pitch diameter (d_p)	5.35048mm
Minor diameter (d_m)	4.77313mm
Stress diameter (d_s)	5.062mm
Cross-section area at minor diameter (A_m)	17.894mm ²
Stress area (A_s)	20.12mm ²

The upper flange is 2mm thick with an edge distance of 16mm. The lower flange is 3mm thick with an edge distance of 12mm. The diameter of the holes through the flanges is 6.5mm.

The flanges have the following material properties:

**Table 7-7: Preload in a Concentric Axially Loaded Joint, flange material properties**

Material	Al 7075 T 7351
Young's modulus (E)	71 GPa
Thermal expansion coefficient (α)	2.2e-5 K-1
Shear ultimate allowable	262 MPa
$\sigma_{br,y,2.0}$	613 MPa
$\sigma_{br,ult,2.0}$	882 MPa
$\sigma_{br,y,1.5}$	524 MPa
$\sigma_{br,ult,1.5}$	689 MPa

The joint is assembled at a reference temperature of 21°C. The maximum operating temperature is 50°C and the minimum operating temperature is 4°C.

The joint is subjected to an external axial load of 1000N.

The strength of this structure will be verified only by analysis. Thus, the safety factors for yield and ultimate loads should be read from .Table 5-4. These values are then multiplied by the joint fitting factor of 1.15. Thus, the safety factors to be applied to the design justification are:

$$sf_y = 1.25 \times 1.15 = 1.4375$$

$$sf_{sa} = 2 \times 1.15 = 2.3$$

7.14.1.3 .Calculation of the Nominal Preload

For the preload ratio, the default value of 0.65 is chosen. With this starting point the preload stress is calculated,

$$\sigma_y = 0.65 \sigma_y = 617.5 \text{ MPa}$$

With this, the nominal preload can be calculated,

$$F_y = \sigma_y A_s = 617.5e^6 \times 20.12e^{-6} = 12,424 \text{ N}$$

7.14.1.4 .Calculation of the Force Ratio

First the compliance of the fastener has to be determined (see Section .7.5). The joint is nut-tightened and has a cylindrical fastener head. Therefore the appropriate substitution lengths from .Table 7-1 are as follows:

$$L_{sub} = 0.4 d$$

$$L_{eng,sub} = 0.4 d$$

$$L_{nut} = 0.4 d$$

Using these substitution lengths the fastener's compliance can be calculated using equation [7.5.5],



$$\delta_b = \frac{1}{E_b} \left[\frac{L_{h,sub}}{A_{nom}} + \frac{L_{eng,sub}}{A_b} + \frac{L_{n,sub}}{A_{nom}} + \sum \frac{L_i}{A_i} \right]$$

where the modulus of elasticity of the nut is equal to that of the fastener.

It is assumed that the entire shank length is threaded, which leads to,

$$\sum \frac{L_i}{A_i} = \frac{5}{17.89} \text{ [mm}^{-1}\text{]}$$

Therefore, the fastener compliance is evaluated as,

$$\delta_b = \frac{1}{201000} \left[\frac{0.4 \times 6}{28.27} + \frac{0.4 \times 6}{17.89} + \frac{0.4 \times 6}{28.27} + \frac{5}{17.89} \right] = 2.902 \times 10^{-6} \text{ mm/N}$$

Now, the compliance of the clamped parts is calculated. The available diameter for compression cone is determined from the minimum edge distance,

$D_{avail} = 24 \text{ mm}$ (minimal edge distance of 12mm occurs in upper flange)

The length of the compression zone is the full length through the clamped parts,

$L_c = 5 \text{ mm}$

The underhead bearing diameter is equal the diameter of the fastener head

$$D_{sh,beg} = 10 \text{ mm}$$

The non-dimensional compression cone parameters x and y are evaluated as,

$$x = \frac{L_c}{D_{sh,beg}} = \frac{5}{10} = 0.5$$

$$y = \frac{D_{avail}}{D_{sh,beg}} = \frac{24}{10} = 2.4$$

Thus, \tan of the compression cone half angle is calculated from Equation [7.6.6],

$$\begin{aligned} \tan(\phi) &= 0.362 + 0.032 \ln(x/2) + 0.153 \ln(y) \\ &= 0.362 + 0.032 \ln(0.5/2) + 0.153 \ln(2.4) \\ &= 0.4516 \end{aligned}$$

The criteria in Paragraph 7.6.3.4 are used to determine that the compression cone is fully developed since $D_{avail} > D_{lim}$. Therefore, Equation [7.6.10] is used to calculate the compliance of the clamped parts,



$$\begin{aligned}\delta_o &= \frac{2 \ln \left[\frac{(D_{wh,brg} + d)(D_{im} - d)}{(D_{wh,brg} - d)(D_{im} + d)} \right]}{w E_c \pi d \tan(\phi)} \\ &= \frac{2 \ln \left[\frac{(10 + 6)(12.258 - 6)}{(10 - 6)(12.258 + 6)} \right]}{1 \times 71e^3 \times \pi \times 6 \times 0.4516} \\ &= \frac{2 \ln(1.3710)}{604384} \\ &= 1.044e^{-6}\end{aligned}$$

The (basic) force ratio is now calculated using Equation [7.4.2],

$$\Phi = \frac{\delta_o}{\delta_o + \delta_b} = \frac{1.044e^{-6}}{1.044e^{-6} + 2.902e^{-6}} = 0.265$$

The geometry of the joint is simple, so the loading plane factor, n , can be assumed 0.5 with adequate accuracy. Thus, the force ratio of the joint with loading plane adjustment is given by,

$$\Phi_n = n \Phi = 0.5 \times 0.26 = 0.132$$

7.14.1.5 .Calculation of the preload loss due to embedding

The preload loss due to embedding is assumed to be 5% of the maximum preload. Therefore, $F_z = 0.05 \times 12426 = 621N$.

7.14.1.6 .Calculation of the thermal induced loads

This calculation is performed with Equations [6.3.22] and [6.3.23],

$$\begin{aligned}F_{\Delta T^+} &= (\alpha_o - \alpha_b) \Delta T_{max} E_b A_{tm} (1 - \Phi) \\ &= (2.20e^{-5} - 1.68e^{-5}) \times (50 - 21) \times 201e^9 \times 21.287e^{-6} \times (1 - 0.26) \\ &= 474.5 N\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}F_{\Delta T^-} &= (\alpha_o - \alpha_b) \Delta T_{min} E_b A_{tm} (1 - \Phi) \\ &= (2.20e^{-5} - 1.68e^{-5}) \times (4 - 21) \times 201e^9 \times 21.287e^{-6} \times (1 - 0.26) \\ &= -278.2 N\end{aligned}$$

7.14.1.7 .Calculation of the maximum and minimum preload

The following values of the underhead and thread friction coefficients are read from Appendix B for the specific fastener and nut combination:



$$\mu_{th,max} = 0.296$$

$$\mu_{th,min} = 0.179$$

$$\mu_{th,max} = 0.176$$

$$\mu_{th,min} = 0.086$$

The following maximum and minimum prevailing torques are read from Table 6-2:

$$M_{p,max} = 2.0 \text{ Nm}$$

$$M_{p,min} = 0.4 \text{ Nm}$$

The effective diameter of the application of the underhead torque is determined using Equation (4.4.5),

$$d_{uh} = 0.5(D_h + D) = 0.5(10 + 6.5) = 8.25 \text{ mm}$$

The tan of the thread helix angle is determined using the relation in Equation (6.3.9),

$$\tan \varphi = \frac{p}{\pi d_2} = \frac{1}{\pi \times 5.35048} = 0.0595$$

The thread tooth angle is 60° therefore,

$$\cos \frac{\alpha}{2} = \cos 30^\circ = 0.8660$$

Now a trial value of the maximum applied torque is set to 13.65 Nm. Assuming a torque wrench scatter of 5%, this leads to a maximum applied torque of 14.3 Nm and a minimum applied torque of 13.0 Nm. The applied torque is specified as part of the manufacturing process so it should be rounded to an accuracy of 0.1 Nm.

Now the maximum and minimum in-service preloads are calculated using Equations (6.3.14) and (6.3.15),

$$\begin{aligned} F_{V,max} &= \frac{(M_{app,max} - M_{p,min})}{\frac{1}{2} d_2 \left(\tan \varphi + \frac{\mu_{th,min}}{\cos \frac{\alpha}{2}} \right) + \frac{1}{2} d_{uh} \mu_{th,min}} + F_{st} \\ &= \frac{(14.3 - 0.4)}{\frac{1}{2} \times \frac{5.350}{1000} \times \left(0.0595 + \frac{0.086}{0.8660} \right) + \frac{1}{2} \times \frac{8.25}{1000} \times 0.176} + 474.5 \\ &= \frac{13.9 \times 1000}{0.4248 + 0.726} + 474.5 = 12553 \text{ N} \end{aligned}$$



$$\begin{aligned}
 F_{V,\min} &= \frac{(M_{\text{app},\min} - M_{F,\max})}{\frac{1}{2}d_2 \left(\tan \varphi + \frac{\mu_{\text{th},\max}}{\cos \frac{\alpha}{2}} \right) + \frac{1}{2}d_{\text{th}} \mu_{\text{th},\max}} + F_{\text{AT}} - F_Z \\
 &= \frac{(13.0 - 2.0)}{\frac{1}{2} \times \frac{5.350}{1000} \times \left(0.0595 + \frac{0.176}{0.8660} \right) + \frac{1}{2} \times \frac{8.25}{1000} \times 0.296} - 278.2 - 621 \\
 &= \frac{11.0 \times 1000}{0.7028 + 1.221} - 278.2 - 621 = 4819 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Finally, the margin of safety on the tightening process should be determined. The load in the fastener is composed of a tensile stress due to the preload and a torsional stress due to the applied torque. First the torsional stress is calculated.

The polar section modulus is calculated with equation [6.5.5], which considers the case of total plastic deformation (ultimate),

$$W_p = \frac{\pi d_b^3}{12} = \frac{\pi \times 5.062^3}{12} = 33.95 \text{ mm}^3$$

The minimum moment absorbed by friction under the fastener head is determined with Equation [5.6.3],

$$M_{\text{th},\min} = \frac{d_{\text{th}}}{2} (F_{V,\max} - F_{\text{AT}}) \mu_{\text{th},\min} = \frac{8.25}{2} \times (12424 - 474.5) \times 0.179 = 8.823 \text{ Nm}$$

The maximum shear stress due to torsion is then calculated with Equation [6.5.2],

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\text{app},\max} - M_{\text{th},\min}}{W_p} = \frac{14.3 - 8.8}{33.95 \times 10^{-9}} = 162.0 \text{ MPa}$$

The maximum tensile stress is calculated with Equation [6.5.6],

$$\sigma_{V,\max} = \frac{F_{V,\max} - F_{\text{AT}}}{A_b} = \frac{12424 - 474.5}{20.12 \times 10^{-6}} = 593.9 \text{ MPa}$$

Now the von Mises equivalent stress can be calculated using Equation [6.5.1],

$$\sigma_{v,m} = \sqrt{\sigma_{V,\max}^2 + 3\tau_{\max}^2} = \sqrt{593.9^2 + 3 \times 162.0^2} = 656.3 \text{ MPa}$$

The ultimate margin of safety on tightening is then calculated with Equation [6.5.8],

$$MoS_{\text{nut}} = \frac{\sigma_{\text{ult}}}{\sigma_{v,m}} - 1 = \frac{110}{656.3} - 1 = 0.676$$

The next step in the analysis process should be to check the shear pull-out of thread. Because the nut is made of the same material than the fastener (the nut is like the fastener made of A-286 steel), the shear pull out of thread should not be critical. Nevertheless, the following example shows a calculation of the nut's pull-out strength.



7.14.2 Thread Shear Pull-Out Example

The thread of joints that use normed nuts of the same material grade as the fastener (or higher) will always be at least as strong as the fastener itself. However, an example of thread pull-out for such a joint is documented here to show the analysis process.

First, the effective length of the engaged thread is calculated with Equation [7.10.3]. The effective engaged thread length l_{eT} of the LN 29693 anchor nut is 5 mm (although the fastener should protrude beyond the length of the nut).

$$L_{eng,eT} = L_{eng} - 0.8p = 5 - 0.8 \times 1 = 4.2 \text{ mm}$$

Now, the failure surface areas of the threads are calculated with Equations [7.10.2] and [7.10.8]. The pitch diameter of the female thread, D_2 , is equal to that of the fastener, d_1 .

$$\begin{aligned} A_{th,m} &= \pi d \left(\frac{L_{eng,eT}}{p} \right) \left[\frac{p}{2} + (d - D_2) \tan(\theta) \right] \\ &= \pi \times 6 \left(\frac{4.2}{1} \right) \left[\frac{1}{2} + (6 - 5.35) \tan(30) \right] \\ &= 69.29 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_{th,f} &= \pi D_1 \left(\frac{L_{eng,eT}}{p} \right) \left[\frac{p}{2} + (d_2 - D_1) \tan(\theta) \right] \\ &= \pi \times 4.92 \left(\frac{4.2}{1} \right) \left[\frac{1}{2} + (5.35 - 4.92) \tan(30) \right] \\ &= 48.57 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

The female-to-male thread strength ratio is calculated with Equation [7.10.7].

$$R_y = \frac{\sigma_{ult,m} A_{th,m}}{\sigma_{ult,f} A_{th,f}} = 1 \times \frac{69.29}{48.57} = 1.427$$

Now, the empirical coefficients c_1 and c_2 are calculated using Equations [7.10.4] to [7.10.6]. The joint uses an anchor nut, and therefore the wrench size, s_w , is not defined. Therefore, in order to evaluate the constant c_1 , the outer diameter of the anchor nut should be used, which is 7.5 mm.

$$\begin{aligned} c_1 &= 3.8 \left(\frac{s_w}{d} \right) - \left(\frac{s_w}{d} \right)^2 = 2.61 = 3.8 \times \left(\frac{7.5}{6} \right) - \left(\frac{7.5}{6} \right)^2 = 2.61 = 0.578 \\ R_y &\geq 1 \quad \therefore c_2 = 0.897 \end{aligned}$$

Now the critical axial forces for shear pull-out of the male (fastener) and female (nut) threads are determined with Equations [7.10.1].

$$F_{ult,th,m} = \tau_{ult,m} A_{th,m} c_1 c_2 = 655 \times 69.29 \times 0.578 \times 0.897 = 23.5 \text{ kN}$$



That gives all necessary input for the calculation of the margins of safety for thread failure under external and overall axial loads with Equations (7.10.12) and (7.10.13).

$$MoS_{th,A} = \frac{F_{th,ext}}{F_A \cdot \psi f_{th}} - 1 = \frac{23500}{1000 \times 2.3} - 1 = 9.21$$

$$MoS_{th,ext} = \frac{F_{th,ext}}{F_{Y,thax} + \Phi F_A \cdot \psi f_{th}} - 1 = \frac{23500}{12553 + 0.132 \times 1000 \times 2.3} - 1 = 0.83$$

7.15 References

- | | | |
|-----|----------------------|--|
| 7.1 | G. Meyer & D. Stelow | Simple Diagrams Aid in Analysing Forces in Bolted Joints, <i>Assembly Engineering</i> , Jan. 1972, pp. 28-33 |
| 7.2 | VDI - RICHTLINIEN | VDI 2230, Oct. 2001, Systematic Calculations of High Duty Bolted Joints |
| 7.3 | S.D. Rossides | Behaviour of a Simple Tension Joint with Fasteners Tightened into Yield, British Aerospace Report BT.12065 July 1981 |

5.4 Joint Geometry

5.4.1 Fastener Geometry

For a fastener analysis several dimensions are important. These are depicted in Figure 5-5 and Figure 5-6.

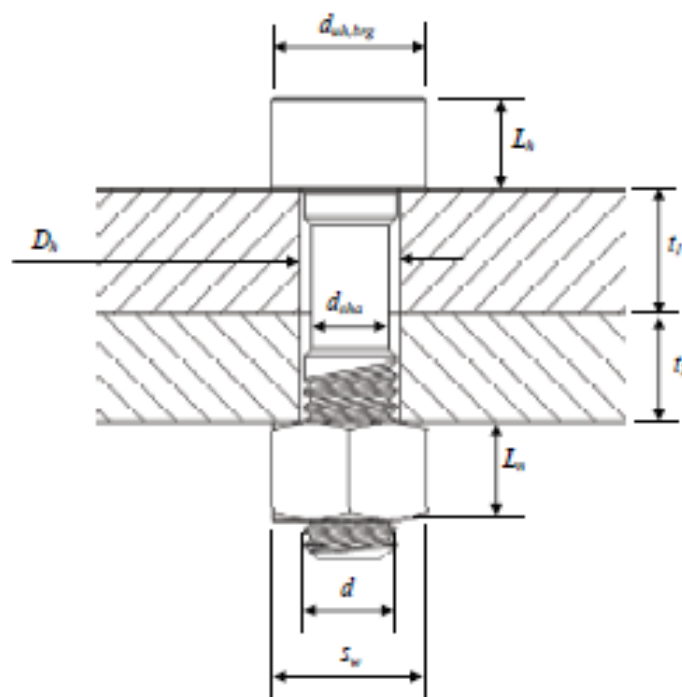


Figure 5-5 – Fastener Dimensions

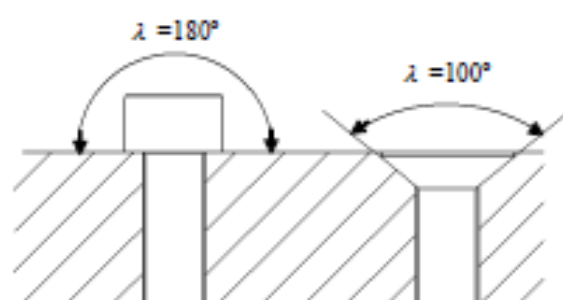


Figure 5-6 – Definition of the under-head bearing angle



.Table 5-2 shows the definitions of the physically measurable fastener variables used in this handbook. Some of these are omitted from .Figure 5-5 for clarity.

Table 5-2 Physical Dimensions of Fasteners

Variable	Definition	Notes
p	Pitch of thread	
h	Height of the basic thread	
d	Nominal fastener diameter	Outside diameter of thread
d_s	Diameter at smallest cross-section of fastener shank	
d_t	Minor diameter of thread	For the true thread, not the basic profile
d_{sh}	Shank diameter	For necked-down fasteners
$d_{bearing}$	Outer diameter of bearing area	Either under a head or under a nut
D_h	Nominal diameter of hole in flange	
A_s	Smallest cross-section of fastener shank	
A_t	Cross-sectional area at minor diameter of fastener thread	
λ	Under-head bearing angle	Always 100° for countersunk aerospace standard fasteners (right side of .Figure 5-6)
s_w	Size of wrench	Across flats dimension of either a head or a nut

5.4.2 Thread Geometry

.Figure 5-7 shows the geometric definition of the metric (M and MJ) threads. Both the male and female threads are based on the "Base Profile" shown in the left of the figure. The base profile defines the maximum spatial envelope of the male threaded part (normally the fastener itself), and the minimum spatial envelop of the female threaded part (normally the nut or threaded hole). The exact thread profiles are defined in the relevant standards. The only difference between M and MJ type threads is the thread root radius, which is larger (to give improved fatigue performance) in the MJ type thread.

.Table 5-3 shows the definitions of the derived fastener variables used in this handbook.

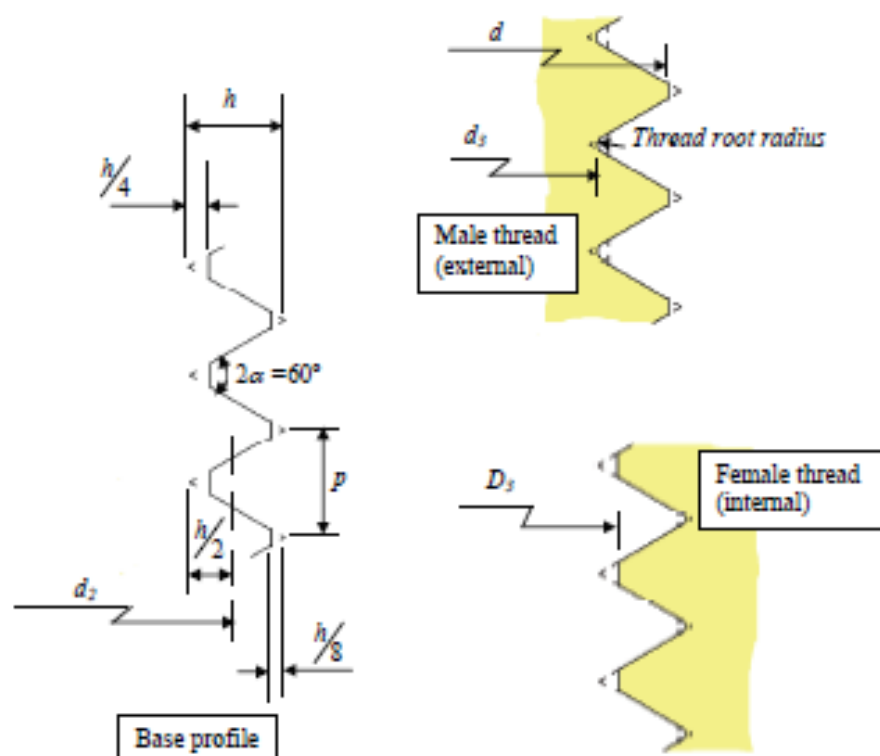


Figure 5-7 - Thread Geometry



Table 5-3 - Derived Dimensions for Metric Fasteners

Variable	Notation	Equation	
Pitch diameter	d_2	$= d - 0.64952 p$	[5.4.1]
Minor diameter	d_3	$= d - 1.22687 p$	[5.4.2]
Diameter used for stress calculation	d_s	$= 0.5 (d_2 + d_3)$ (for M type thread)	[5.4.3]
		$= \text{see stress area below}$ (for MJ type thread)	[5.4.4]
Diameter used for stiffness calculation	d_{em}	$= d_3$	[5.4.5]
Effective diameter of friction under head or nut	d_{th}	$= 0.5 (D_{head} + D_h)$	[5.4.6]
Stress area	A_s	$= 0.25 \pi d_s^2$ (for standard fasteners, M type thread)	[5.4.7]
		$0.25 \pi (d_s)^2 [2 - (d_s / d_2)^2]$ (for standard fasteners, MJ type thread)	
		$= 0.25 \pi d_0^2$ (for reduced shank fasteners)	[5.4.8]
Stiffness area	A_{em}	$= 0.25 \pi d_{em}^2$	[5.4.9]
Smallest cross-section of fastener shank	A_0	$= 0.25 \pi d_0^2$	[5.4.10]

In general, the correct equation should be found in the relevant fastener technical specification, e.g. ISO 9152 for Titanium fasteners (Reference 5.1).

For unified threads (UNC, UNF, etc) the same equations apply except that the pitch, p , is not normally given in the fastener specification. In order to use the above equations, it is necessary to calculate first the pitch by inverting the 'threads per inch' specification, which is given in the thread designation.

Tolerance information should also be taken into account in determining some or all of the dimensions used for stress calculations.

ISO 5855 (Reference 5.2) specifies the MJ-type thread, which is specially suited for aerospace applications and has a larger diameter at the thread root to improve the fastener's fatigue life. The UNJ thread is the analogous modification for unified threads.



Annex C

Typical Friction Coefficients for Joint Materials

Table C-1 - Typical thread and Underhead Friction Coefficients

Friction coefficient class	Range for μ_{th} and μ_{uh}	Selection of typical examples		
		Material surfaces	Lubricants	
A	0.04 to 0.10	metallically bright	solid lubricants, such as MoS ₂ , graphite, PTFE, PA, PE, PI in lubricating varnishes, as top coats or in pastes; liquefied wax wax dispersions	
		black oxide phosphated galvanic coatings such as Zn, Zn/Fe, Zn/Ni Zinc laminated coatings		
B	0.08 to 0.16	metallically bright	solid lubricants, such as MoS ₂ , graphite, PTFE, PA, PE, PI in lubricating varnishes, as top coats or in pastes; LIQUEFIED WAX; wax dispersions, greases; oils; delivery state	
		black oxide phosphated galvanic coatings such as Zn, Zn/Fe, Zn/Ni Zinc laminated coatings Al and Mg alloys		
		hot-galvanized		MoS ₂ ; graphite; wax dispersions
		organic coatings		with integrated solid lubricant or wax dispersion
		austenitic steel	solid lubricants or waxes; pastes	



Friction coefficient class	Range for μ_{th} and μ_{sl}	Selection of typical examples	
		Material surfaces	Lubricants
C	0.14 to 0.24	austenitic steel	wax dispersions, pastes
		metallically bright phosphated	delivery state (lightly oiled)
		galvanic coatings such as Zn, Zn/Fe, Zn/Ni Zinc laminated coatings	none
D	0.20 to 0.35	austenitic steel	oil
		galvanic coatings such as Zn, Zn/Fe; hot-galvanized	none
E	≥ 0.30	galvanic coatings such as Zn/Fe, Zn/Ni austenitic steel Al, Mg alloys	none

NOTE: Table taken from Reference VDI

Table C-2 - Friction Coefficients for Common Joint Materials (from Reference 8.3)

Material combination	Static friction coefficient	
	Dry	Lubricated
Steel – steel/cast steel	0,1 to 0,23	0,07 to 0,12
Steel – gray cast iron	0,12 to 0,24	0,06 to 0,1
Gray cast iron – gray cast iron	0,15 to 0,3	0,2
Bronze – steel	0,12 to 0,28	0,18
Gray cast iron – bronze	0,28	0,15 to 0,2
Steel – copper alloy	0,07	-
Steel – aluminum alloy	0,1 to 0,28	0,05 to 0,18
Aluminum – aluminum	0,21	-

NOTE: Table taken from Reference VDI

