

Metodología y Aplicaciones de Diseño Paramétrico

Master Oficial de CAD/CAM/CIM

2009/2010

Pedro Manuel Hurtado Silva

Director: Josep Tornero Montserrat



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



INSTITUTO
DE DISEÑO Y
FABRICACIÓN

Índice

1. Introducción y objetivos	5
1.1. Descripción de la problemática	5
1.2. Ventajas del diseño paramétrico	7
1.3. Objetivos de la tesina	8
2. Descripción del caso de estudio	11
2.1. Descripción de los componentes.....	14
2.1.1. Guía de doble canto	14
2.1.2. Rodamiento.....	15
2.1.3. Piñón y cremallera	16
2.1.4. Caperuza de retén	16
2.1.5. Carro	17
2.1.6. Motor de AC y brida de montaje.....	18
2.2. Montaje.....	20
2.2.1. Guía de doble canto y cremallera	20
2.2.2. Carro	21
2.2.3. Conjunto completo	24
3. Desarrollo del trabajo	28
3.1. Fase de análisis	29
3.1.1. Dimensiones del problema de diseño	29
3.1.2. Criterios de diseño	30
3.2. Fase de síntesis.....	36
3.2.1. Establecimiento de parámetros.....	36
3.2.2. Parámetros funcionales.....	40
3.2.3. Parámetros constructivos.....	40
3.2.4. Relaciones de dependencia entre parámetros	43

3.2.5.	Jerarquización de parámetros	48
3.3.	<i>Fase de evaluación</i>	54
3.3.1.	Aptitud del modelo paramétrico	54
3.3.2.	Evaluación de la solución	55
3.4.	<i>Trabajo con modelos paramétricos en UGS NX6</i>	58
3.4.1.	Fase de análisis	58
3.4.2.	Fase de síntesis	59
3.4.3.	Fase evaluación.....	66
4.	Técnicas de Optimización	98
4.1.	<i>Optimización monodimensional con ajuste a función polinomial</i>	99
4.1.1.	Ajuste a función cuadrática	99
4.1.2.	Ajuste a función cúbica	101
4.1.3.	Ejemplo de implementación de optimización monodimensional.....	101
4.2.	<i>Optimización multidimensional</i>	111
4.2.1.	Método de las direcciones axiales	111
4.2.2.	Método de Simplex.....	114
4.2.3.	Ejemplo de implementación de optimización multidimensional.....	115
5.	Análisis de Tolerancias Compuestas	127
5.1.	<i>Composición de tolerancias complejas</i>	128
5.1.1.	Adición de cotas	128
5.1.2.	Transferencia de cotas	129
5.1.3.	Ejemplo de construcción de tolerancias complejas	130
5.2.	<i>Evaluación de tolerancias complejas</i>	136
5.2.1.	Método del peor caso.....	136
5.2.2.	Método del análisis estadístico	136
5.2.3.	Limitaciones de los métodos habituales	137

6. Conclusiones y trabajos futuros.....	139
6.1. Conclusiones	139
6.2. Trabajos Futuros	140
6.2.1. Especialización y particularización	140
6.2.2. Parametrización de superficies y envolventes	140
6.2.3. Automatización.....	141
6.2.4. Integración de optimización y análisis de tolerancias	141
7. Bibliografía.....	143
8. Anexos.....	144

1

Introducción y

Objetivos



1.1. Descripción de la problemática

El diseño industrial es un proceso complejo en el que confluyen multitud de habilidades y conocimientos cuyo objetivo es la creación de una realidad tangible (producto) a partir de una idea.

La cantidad y variedad de disciplinas que pueden verse involucradas en el proceso de diseño es muy amplia, desde la ingeniería en todas sus ramas a las ciencias exactas, pasando por la estética y la comunicación visual, la ergonomía, la ecología, hasta la mercadotecnia y las finanzas. **Coordinar este eclecticismo es una labor muy compleja** y ha suscitado el interés de diseñadores que han investigado formas de ordenar y optimizar el proceso. La literatura nos proporciona varias metodologías fruto de estas reflexiones como el *Método de Resolución de Problemas* de Bruno Munari, o el *Diseño Robusto* de Taguchi.

Pese a las peculiaridades de cada una de estas metodologías, podemos encontrar que la mayoría de ellas coincide en reconocer al menos tres etapas del proceso de diseño:

- *Definición del problema*
- *Construcción de la solución*
- *Revisión de la solución*

La etapa de construcción de una solución que resuelva el problema de diseño suele conllevar la elaboración de uno o varios modelos de la solución potencial, cuya validez es posteriormente evaluada en la fase de revisión. La construcción de este modelo es un proceso en sí mismo y es crucial para el éxito del proceso general de diseño ya que una gran parte de los costes en dinero y tiempo del proceso de diseño están asociados al modelo.

Aunque en algunos sectores se siguen construyendo maquetas y modelos reales, **en la inmensa mayoría de proyectos se construyen modelos computarizados** y se realizan simulaciones virtuales con el respaldo de aplicaciones de diseño e ingeniería asistidos por ordenador (CAD/CAE/CAM).

El desarrollo de aplicaciones informáticas cada vez más potentes ha permitido a los diseñadores crear modelos y simulaciones virtuales de los productos proyectados cada vez más completos y cercanos a la realidad, permitiendo que el proceso de diseño sea más eficiente en costes y tiempo.

Estas aplicaciones han evolucionado desde ser simples tableros de dibujo computarizados a las actuales aplicaciones capaces de crear potentes modelos virtuales en tres dimensiones, ensamblajes complejos, y de correr simulaciones mecánicas, de movimientos y de procesos de fabricación. Algunas de las aplicaciones de uso mayoritario en la industria en la actualidad son **Unigraphics NX** y **SolidEdge**, de **Siemens**, **CATIA** y **SolidWorks** de **Dassault Systèmes** o **ProEngineer Wildfire** de **PTC Corp.**



Las aplicaciones informáticas de diseño industrial más potentes llevan un tiempo incluyendo la capacidad de definir características geométricas y físicas de un modelo de diseño mediante parámetros asociados a la dimensión correspondiente. Las herramientas de parametrización permiten asociar parámetros entre sí, dentro de una misma pieza o entre diferentes piezas de un conjunto, de manera que la modificación de un parámetro se refleja automáticamente en todos los parámetros asociados.

El diseño paramétrico dinamiza el proceso de creación del modelo y su posterior revisión, ya que facilita la introducción de cambios en cualquier momento del proceso de construcción o revisión del mismo; asimismo permite establecer una trazabilidad entre los parámetros de forma que un error dimensional es más sencillo de localizar y corregir. En un modelo informático no parametrizado la modificación de una dimensión puede suponer rehacer una parte importante del modelo, si no el modelo completo. Y este es un fenómeno más probable en tanto más complejo es el modelo en cuestión.

Aunque las herramientas para la creación de modelos parametrizados están en las aplicaciones informáticas para diseño, no existe un uso intensivo de las mismas, ni tampoco se utilizan de forma metódica. En definitiva, no se aprovechan los suficiente las herramientas disponibles y aunque las aplicaciones de diseño soportan el diseño

paramétrico desde hace años aún no es una técnica conocida por los diseñadores ni empleada por la mayoría de ellos.

Esta falta de difusión de las técnicas de diseño paramétrico se puede considerar un problema a resolver por parte de la nueva generación de diseñadores e ingenieros.

1.2. Ventajas del diseño paramétrico

La generalización del diseño paramétrico redundaría en la mejora de la eficiencia del proceso de diseño, ahorrando costes en dinero y tiempo. En las facultades de ingeniería y diseño industrial, la formación en CAD en ocasiones se limita al empleo de herramientas de CAD no paramétrico como AutoCAD de Autodesk y no se menciona el enfoque del diseño paramétrico en absoluto.

En el sector industrial la incorporación de procesos de ingeniería concurrente es la norma actual y el diseño paramétrico podría ser una valiosa herramienta a incluir. La experiencia del trabajo con diseño paramétrico nos muestra que la construcción de un modelo parametrizado requiere de un esfuerzo adicional durante las fases iniciales de análisis y las primeras etapas de construcción, pero es una inversión que redundará en beneficios en las etapas posteriores.

Las ventajas que podría aportar serían:

- **El diseño paramétrico facilita la introducción de cambios y ajustes en el diseño en cualquier punto del ciclo de vida.** Es sabido que el coste de rediseño o modificación crece mucho según avanza el desarrollo del producto y en fases tardías realizar una modificación puede disminuir mucho la rentabilidad, pues supone una inversión grande en tiempo y esfuerzo.
- El proceso de modificación puede llegar a ser muy complejo ya que han de analizarse todos los aspectos del diseño relacionados con el cambio que se desea introducir. **Si se dispone de un modelo paramétrico robusto y bien construido, esta tarea se reduce a ajustar el valor de los parámetros clave,** sabiendo que todas las dimensiones asociadas se volverán a calcular automáticamente.

- **El diseño paramétrico facilita la división del trabajo y a la vez, la concurrencia en el proceso de diseño.** Con un modelo paramétrico, varios diseñadores pueden trabajar simultáneamente en diferentes piezas de un ensamblaje que tienen que trabajar juntas, y los progresos que cada uno de ellos realice en su pieza correspondiente se verán reflejados en el conjunto de forma automática, facilitando el flujo de información y la coordinación del trabajo.
- La particular idiosincrasia del proceso de diseño paramétrico requiere un análisis de requisitos y una serie de tomas de decisiones, relacionadas con las relaciones entre parámetros, bastante rigurosos previos a la construcción del modelo. Al tener claras desde el principio del modelado las relaciones funcionales entre dimensiones y características de una pieza, y de esta pieza respecto a su ensamblaje, **se previenen errores debido a una mala interpretación del diseño.**

El diseño paramétrico, por su filosofía de jerarquizar y relacionar dimensiones, puede facilitar el cálculo de ajustes y agrupaciones de tolerancias, incorporando este análisis al proceso concurrente de diseño y potenciando la fabricabilidad de las piezas diseñadas desde el principio del ciclo de vida. Al racionalizar el diseño en parámetros funcionales y relaciones entre parámetros, también se pueden incorporar al proceso de diseño técnicas de optimización numérica con facilidad.

1.3. Objetivos de la tesina

El objetivo principal que se pretende conseguir con esta tesina es establecer los rudimentos de un método para el diseño paramétrico general y hacer una primera aplicación en el diseño de componentes mecánicos. Con la confección de esta base metodológica, el diseño paramétrico puede pasar de ser una herramienta más a ser un enfoque global del proceso de creación de objetos.

Se ha intentado dar un carácter lo más general posible a los términos y las reglas sugeridas, de forma que el método tenga un carácter universal. Se han perseguido principalmente dos características:

- **Escalabilidad:** el método es aplicable a cualquier proyecto independientemente de su complejidad.

- **Transferibilidad:** la terminología y los conceptos son independientes de la herramienta informática en la que se apliquen.

A partir del siguiente capítulo se exponen los contenidos que componen el conjunto principal de trabajo de esta tesina. El documento está dividido en los siguientes capítulos:

Primero, en el **capítulo 2**, se describe el mecanismo demostrador que servirá para ilustrar los conceptos expuestos en los demás apartados.

En el **capítulo 3** se exponen los términos e ideas que forman la base de una metodología de diseño paramétrico. Los conceptos están expuestos en el orden que sigue el proceso de trabajo paramétrico: primero una sección dedicada al análisis del problema de diseño, seguido de la síntesis de una solución potencial y por último la evaluación de la misma. Todos los apartados están ilustrados con ejemplos provenientes del mecanismo demostrador.

El capítulo 3 también incluye al final un apartado en el que, mediante la revisión del proceso de trabajo con una herramienta de CAD/CAE/CAM paramétrico moderna (Unigraphics NX), se muestra como el método general se particulariza en la aplicación de la creación de un modelo.

A continuación se presentan dos cuestiones relacionadas con el proceso de diseño paramétrico. El **capítulo 4** nos muestra como las técnicas de optimización pueden ser de utilidad en la evaluación de soluciones de diseño. El **capítulo 5** da una introducción al tratamiento de tolerancias complejas y de tolerancias acumuladas; y de cómo este se relaciona con la construcción de modelos paramétricos.

Tras un capítulo dedicado a las conclusiones extraídas de esta tesina, el **capítulo 6** presenta las conclusiones a las que se han llegado tras la elaboración de este trabajo y a continuación expone una serie de trabajos alternativos y ampliaciones que pueden derivar de los contenidos de esta tesina.

Los últimos dos capítulos, **7 y 8**, se ocupan de la bibliografía consultada en este trabajo y los documentos anexos, respectivamente.

2

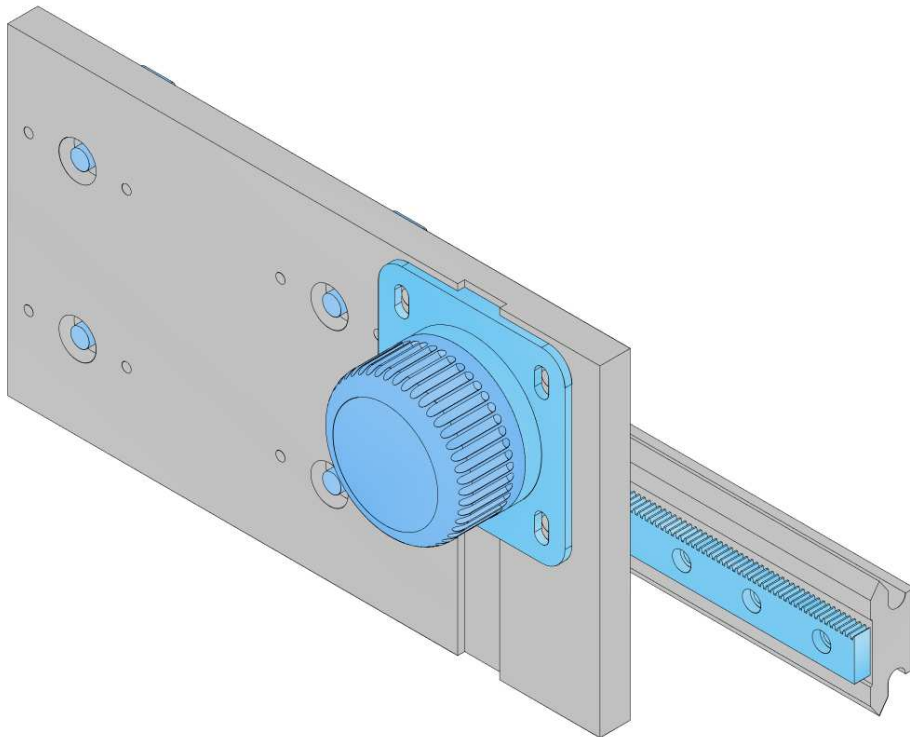
Descripción del Caso de Estudio

2. Descripción del caso de estudio

Se ha llevado a cabo el desarrollo de un caso práctico sencillo, para ilustrar con él los conceptos generales de la metodología de trabajo en diseño paramétrico y los diferentes pasos del proceso y las decisiones que se han de tomar en cada uno de ellos. Es un modelo simplificado que no refleja todas las vicisitudes de un proceso de diseño e ingeniería aplicada real, pero que contiene los elementos necesarios para proporcionar un ejemplo de todos los puntos del desarrollo del trabajo.

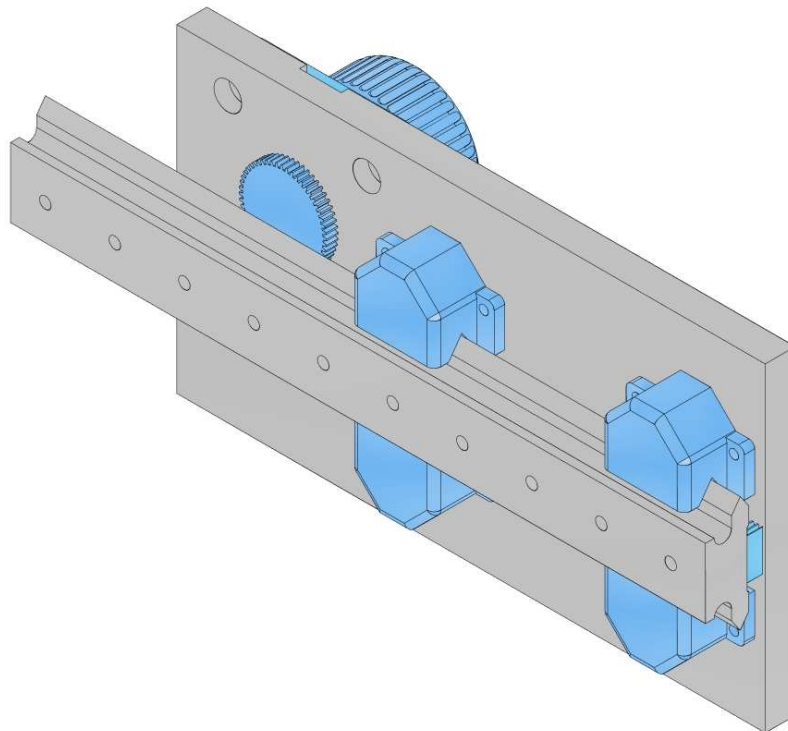
El mecanismo es un dispositivo de transporte formado por un carro que se desplaza por una guía lineal. Se apoya en la guía mediante cuatro rodamientos y el movimiento se acciona mediante un sistema de piñón-cremallera.

Un mecanismo como el que se desarrolla como ejemplo en esta tesina se utiliza como elemento de construcción de otras máquinas más complejas, **como sistemas de transporte automatizado, puentes grúa, cierres de puertas automáticas y robots cartesianos.**



Se ha elegido este modelo por su valor ilustrativo, ya que contiene elementos de diferente naturaleza constructiva que han de interactuar entre sí. Algunas de las particularidades que lo hacen útil como demostrador son:

- Contiene piezas generadas por extrusión pura (guía, piñón...), revolución pura (rodamiento) y combinación de ambas (caperuza de retén).
- Contiene piezas normalizadas y otras de diseño a propósito para la aplicación.
- Contiene acoplamientos y montajes de varios tipos.
- Contiene varios niveles de ensambles y subensamblajes.
- Da pie a la generación de familias de piezas y ensamblajes.
- Solo contiene ocho piezas, suficientes para ilustrar todos los conceptos sin resultar confuso.



El conocimiento sobre el diseño de las piezas y su funcionamiento se ha obtenido a partir de las descripciones técnicas de las piezas del **catálogo de la serie GV3 del fabricante Hepco Motion**. No se trata por tanto de piezas diseñadas a propósito para este demostrador, pero se decidió utilizar este demostrador para aprovechar el conocimiento adquirido por el autor en un proyecto anterior a esta tesina. Este conocimiento se ha aplicado en la elaboración de los criterios de diseño utilizados.

El enfoque del diseño geométrico de los componentes ha sido muy general, las piezas se consideran macizas y no se tienen en cuenta sus componentes íntimos, sólo sus dimensiones externas. De esta manera se mantiene la simplicidad del modelo, necesaria para que la ilustración de los conceptos sea sencilla y eficaz.

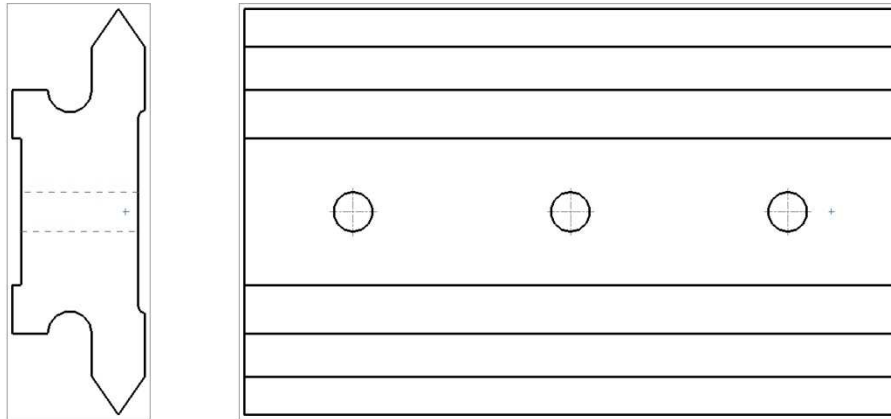
Mantener esta sencillez conlleva pasar por alto posibles problemas de ingeniería del funcionamiento interno de algunos componentes, pero dado que el demostrador se concibió con la misión de ilustrar de conceptos de la metodología de diseño paramétrico que se pretende esbozar, no como un proyecto de ingeniería cuyos aspectos técnicos deban resolverse hasta el final, se considera que estos problemas de ingeniería se hallan fuera del ámbito de esta tesina.

A pesar de esta circunstancia, el modelo se ha resuelto correctamente hasta donde se ha considerado necesario, resolviendo cuestiones de viabilidad y compatibilidad de las piezas y los ensamblajes.

2.1. Descripción de los componentes

Se expone a continuación una descripción breve de los diferentes componentes y de su funcionalidad.

2.1.1. Guía de doble canto



Se trata de una guía de doble canto con espaciador. El perfil de doble canto proporciona una gran rigidez, lo que permite que la guía pueda usarse como un elemento autoportante o pieza de construcción de la máquina.

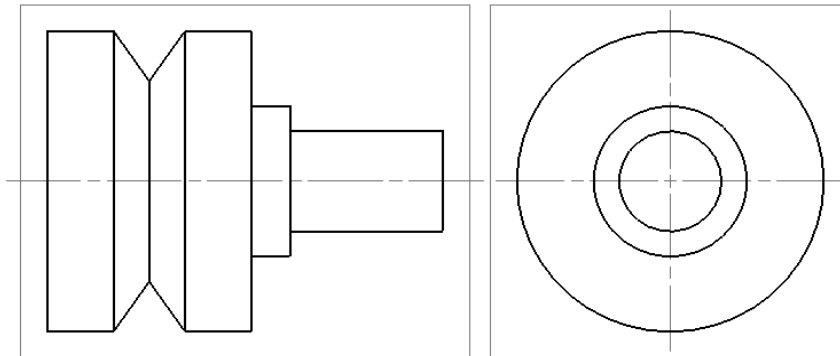
El perfil de la guía tiene dos superficies planas de montaje paralelas entre sí y perpendiculares al eje transversal de la guía, como se puede ver en la figura de arriba. La superficie de la izquierda sirve para apoyar la guía sobre su elemento de soporte, si lo hay y la de la derecha para apoyar la cremallera del sistema de accionamiento. Una serie de taladros roscados a lo largo del eje longitudinal de la guía y perpendiculares a este tiene la función de sujetar la cremallera.

La superficie para montaje de la guía cuenta con un chavetero que puede utilizarse como referencia a la hora de alinear la guía con su elemento de soporte. El fabricante Hepco también considera la posibilidad de que la guía doble pueda utilizarse como componente autoportante, sujetándola mediante bridas por sus extremos.

Usando los mismos datos que se proporcionan en la descripción del catálogo de Hepco, esta pieza se fabrica por extrusión en acero aunque también admitiría la fabricación con aluminio dependiendo de la aplicación. El material concreto que se ha seleccionado para

la fabricación de esta pieza es un **acero AISI 5160**, inoxidable de baja aleación. Las superficies en V de la guía se endurecen por tratamiento superficial y se rectifican para asegurar resistencia al desgaste y un deslizamiento suave de los rodamientos.

2.1.2. *Rodamiento*



Rodamientos de doble hilera de bolas. Este tipo de rodamiento doble es autoalineante y la configuración de doble hilera de bolas tiene mayor resistencia radial que los rodamientos dobles de una hilera, por lo que son más apropiados para carros accionados por cremallera en los que el motor está montado en el propio carro y tienen que soportar más carga.

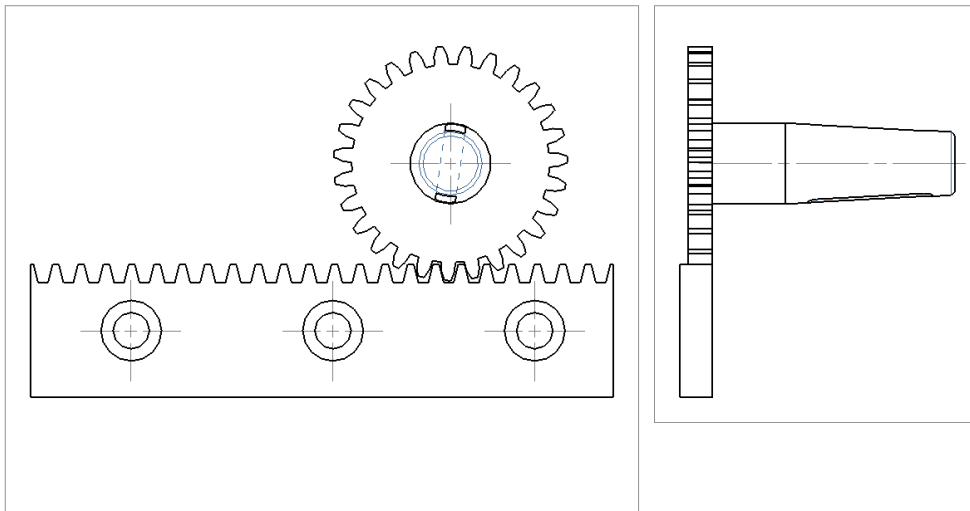
La doble hilera está separada del eje por un disco de separación cuya finalidad es apartar el rodamiento del corre sobre el que va montado, creando así el espacio necesario para montar los componentes de tracción sobre la guía en a que apoya el rodamiento, además también tiene la función de evitar el rozamiento del rodamiento con la superficie de montaje.

Para asegurar un ajuste preciso a la guía, se trabaja con tolerancias estrechas en las dimensiones implicadas. Se ha optado por un tipo de rodamiento concéntrico para simplificar el montaje.

Para las superficies de rodamiento se indica un material de construcción similar al de las guías dobles: **acero inoxidable de baja aleación 5160**, endurecido y revenido.

2.1.3. Piñón y cremallera

Se utilizan perfiles de diente de evolvente normalizados para un engranado suave y nivel de ruido reducido. Piñón con eje agujereado con chavetero para acoplarlo al eje del motor AC.

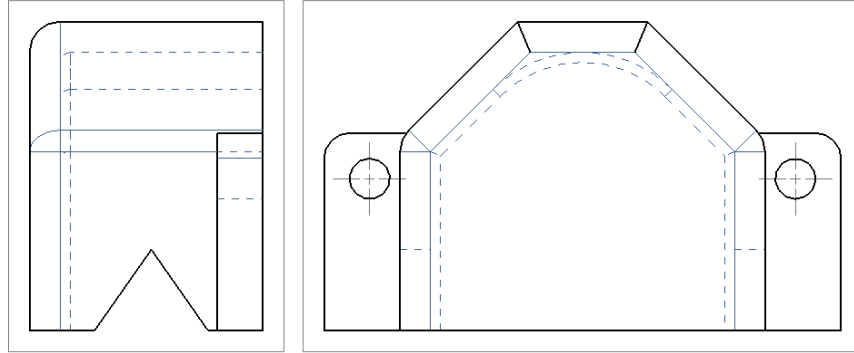


La cremallera es recta, se monta sobre la guía de canto doble con espigas. Los taladros de la cremallera están roscados y escariados para ocultar la cabeza de la espiga de unión. Tanto los taladros de la cremallera como los de la guía deben estar perfectamente alineados y ser paralelos a la superficie dentada para garantizar el paralelismo de los dientes y los cantos de la guía.

Aunque en el catálogo de HEPCO Motion no se indica ningún material específico para la construcción de los elementos dentados, para los cálculos que deban realizarse en los ejemplos de esta tesina utilizaremos un acero aleado con cromo y níquel para una elevada resistencia al desgaste.

2.1.4. Caperuza de retén

La misión de esta pieza es lubricar las superficies de contacto e impedir que se introduzca suciedad entre la guía y el rodamiento. Metálica con una esponja de fieltro para lubricación, se monta sobre el carro cubriendo al rodamiento. Sus aperturas se ajustan al montaje para no producir interferencias: la ranura por la que cubre los cantos de la guía tiene una tolerancia amplia de deslizamiento para asegurar el ajuste sin producir interferencias entre el retén y la guía.

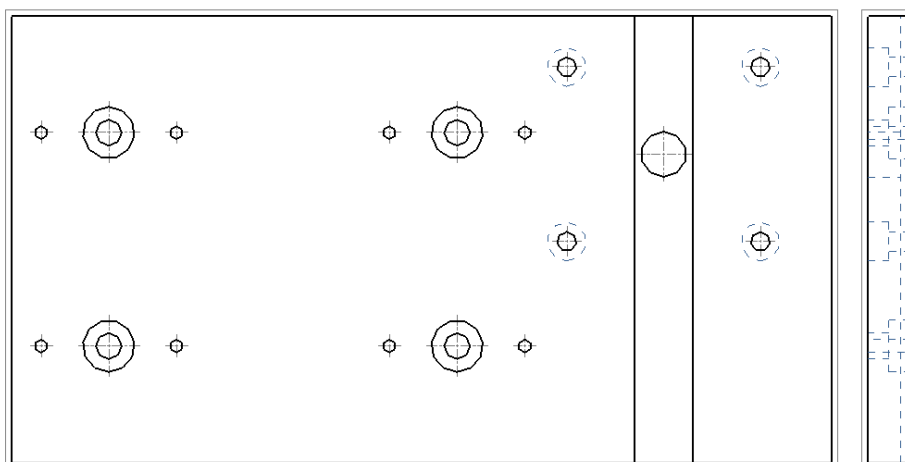


Las caperuzas de retén se fabrican en polietileno termoplástico, mientras que las piezas de barrido son de fieltro sintético, de acuerdo a las indicaciones de materiales del catálogo de HEPCO Motion.

2.1.5. Carro

La pieza sobre la que montan los rodamientos, caperuzas y motor. Cuatro rodamientos por carro aseguran el soporte y la alineación. Cuenta con una ranura para el montaje de la brida del motor reductor AC y la alineación y ajuste del piñón. Los taladros para el montaje de rodamientos son escariados para ocultar la tuerca y así contar con mayor superficie utilizable. Los taladros de montaje de la brida son también escariados pero por el lado interno del carro para evitar interferencias con la guía. Por otro lado, los taladros para el montaje de caperuzas son pasantes roscados.

El espacio libre entre rodamientos permite mecanizar el carro según las necesidades del usuario.

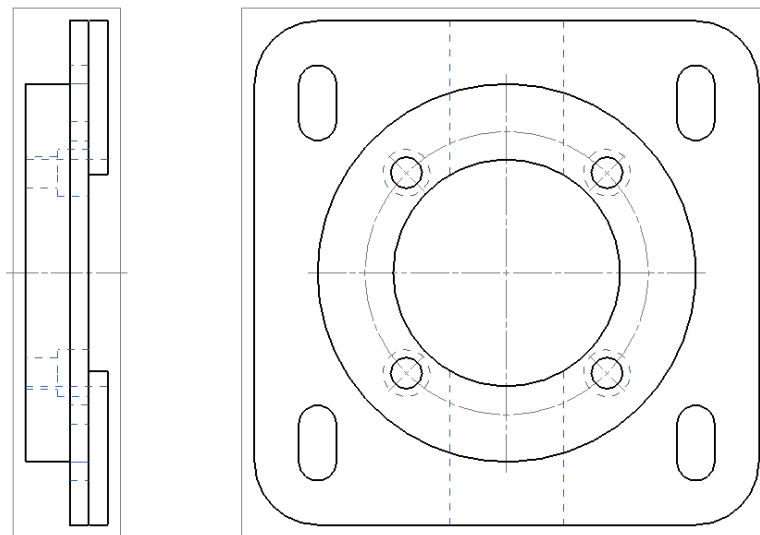


Según las indicaciones del catálogo del fabricante HEPCO Motion, las placas de los carros se fabrican con una aleación de aluminio de alta resistencia. Una aleación aluminio – magnesio – zinc como la **7075 T6** conjuga buenas propiedades mecánicas con la elevada resistencia a la corrosión que se precisa para utilizar en construcción de máquinas que han de trabajar en entornos industriales. Estas aleaciones también proporcionan una adecuada capacidad de mecanizado y estabilidad dimensional posterior, propiedad que en esta pieza es muy conveniente.

2.1.6. Motor de AC y brida de montaje

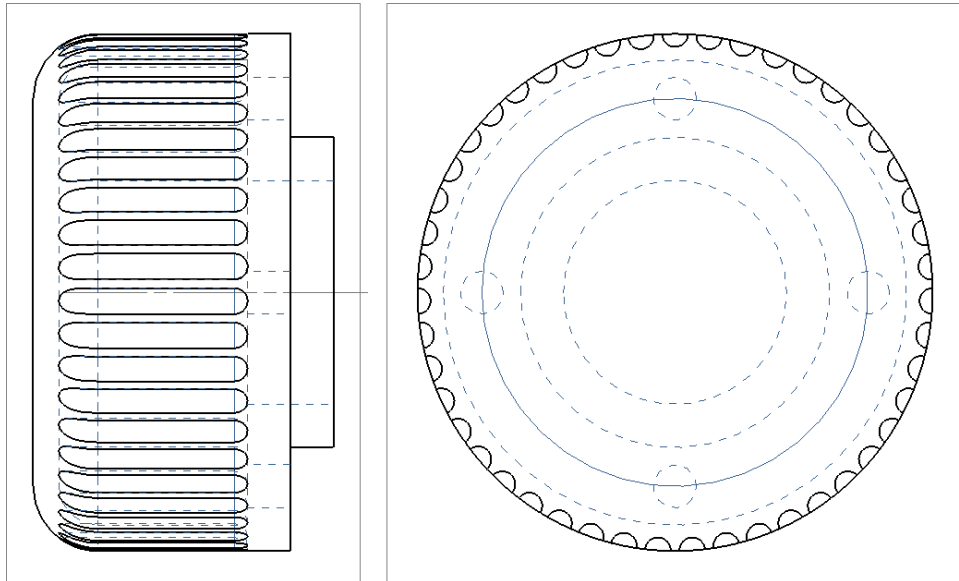
La configuración de motor sobre brida permite un ajuste preciso de la posición y proporciona el espacio necesario para el montaje de una caja reductora si fuera necesaria.

La brida monta sobre el carro mediante una chaveta deslizante y su posición se fija con unión desmontable. El motor se coloca sobre el anillo espaciador de la brida y se sujeta con pernos. La cara opuesta al anillo espaciador en la brida tiene escariados para ocultar las cabezas de los pernos de sujeción del motor.



En el catálogo de HEPCO Motion no se indica ningún material específico para la fabricación de las bridas del sistema de accionamiento. En defecto de indicaciones concretas, para los cálculos necesarios en el desarrollo de esta tesina, les asignaremos un material similar a las placas de carro: una aleación de aluminio- magnesio de alta resistencia mecánica y elevada maquinabilidad.

El motor es un motor reductor de corriente alterna. Suministra un medio de actuación al piñón.



Se ha utilizado una representación geométrica simplificada del mismo, ya que como se explicó en las premisas de esta descripción, la intención principal del demostrador es servir como fuente de ilustraciones de los conceptos que se van a exponer acerca del método de trabajo en diseño paramétrico.

2.2. Montaje

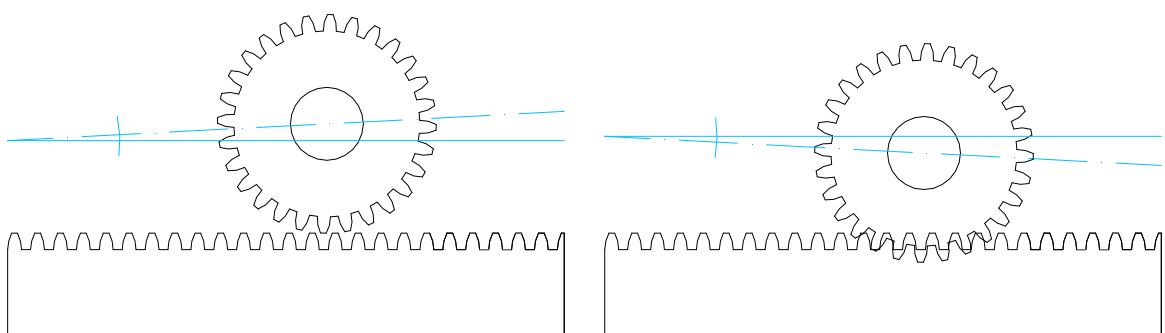
El mecanismo de desplazamiento lineal comprende dos ensamblajes secundarios que se unen para formar el conjunto principal. En este apartado vamos a describir las características y la secuencia de montaje de los dos montajes secundarios y del ensamblaje principal.

2.2.1. Guía de doble canto y cremallera

El primer subconjunto que consideraremos es el formado por la guía de doble canto y la cremallera.

La cremallera monta sobre la guía doble en la superficie plana contraria al chavetero de esta. La sujeción de ambas piezas se consigue mediante tornillos roscados, cuya cabeza queda oculta en el cuerpo de la cremallera mediante el escariado de los taladros.

En la construcción de las piezas es esencial asegurar el paralelismo entre los cantos de la guía por un lado, y de la superficie dentada de la cremallera por otro, con el eje de la serie de taladros. La aparición de un ángulo entre ambas líneas podría producir un desplazamiento vertical de la superficie dentada de la cremallera y el eje del piñón engranado con ella. Este desplazamiento tiene consecuencias negativas en el funcionamiento del mecanismo.



Un ángulo negativo produciría un desplazamiento vertical positivo (aumenta la distancia entre las superficies dentadas del piñón y la cremallera) que provocaría una pérdida de contacto e incluso el desengrane de las piezas dentadas.

Un ángulo positivo produciría un desplazamiento vertical negativo (disminuiría la distancia entre las superficies dentadas) que haría aparecer una fuerza en sentido radial en el piñón y la cremallera que podría desembocar en bloqueo o rotura del mecanismo.

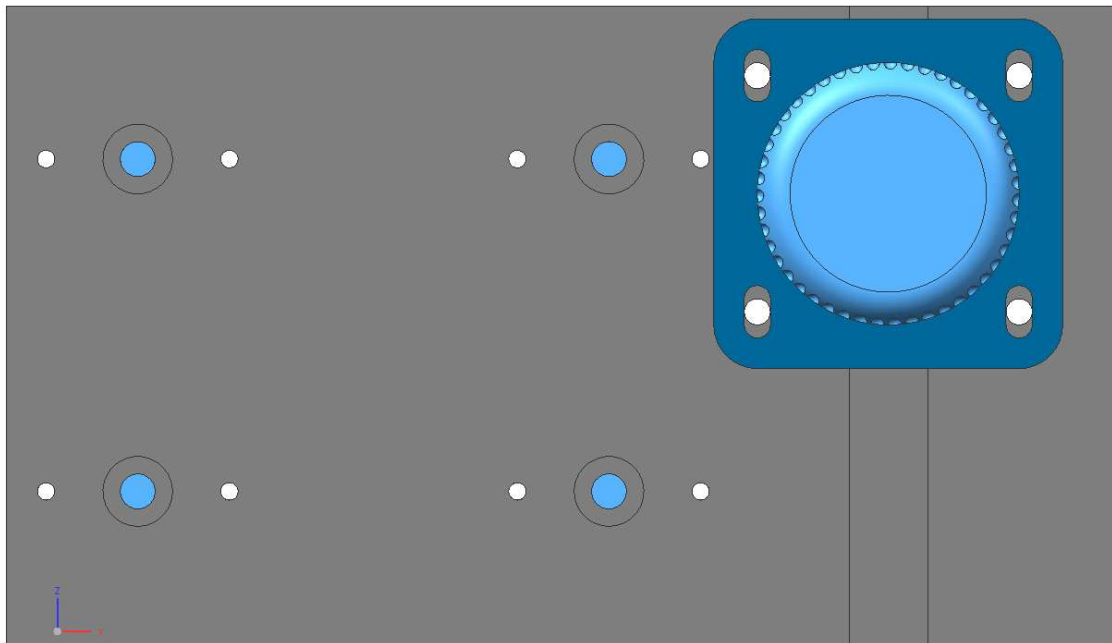
Como ya se ha comentado la guía doble está diseñada para que funcione tanto como elemento autoportante como para ser montada sobre un elemento o superficie de soporte. Las secuencias de montaje del conjunto guía-cremallera que se plantean desde ambos modelos tienen pequeñas diferencias.

<i>Secuencia de montaje del subconjunto guía-cremallera</i>			
<i>Guía autoportante</i>		<i>Guía montada en soporte</i>	
1	Sujetar la guía a su componente de embridaje.	1	Centrar la cremallera sobre la guía mediante los tornillos de los extremos.
2	Centrar la cremallera sobre la guía mediante los tornillos de los extremos	2	Centrar la guía sobre su elemento de soporte mediante el chavetero
3	Atornillar el resto de los tornillos de sujeción	3	Atornillar el resto de los tornillos de sujeción

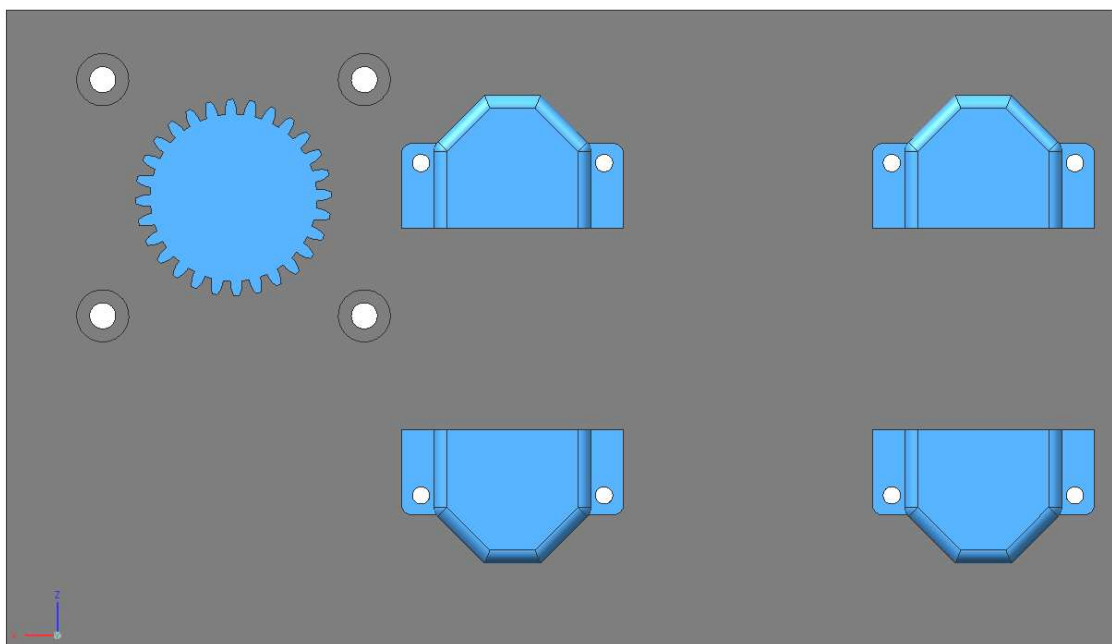
2.2.2. Carro

En el componente carro se montan el resto de los elementos del mecanismo. Se trata pues de un ensamblaje complejo en el que entran en consideración muchas cuestiones de construcción.

Para ordenar la descripción del montaje del subconjunto del carro, centraremos nuestra atención en la pieza del mismo nombre, distinguiendo dos de sus superficies. El carro tiene forma de paralelepípedo oblongo y relativamente plano. Las dos caras de mayor superficie son las receptoras de los componentes, de estas dos caras llamaremos “anterior” a la cara opuesta a la guía cuando el mecanismo está montado; y cara “posterior” a la que queda enfrentada directamente a la guía.



Vista de la cara anterior del carro



Vista de la cara posterior del carro

En la cara posterior se montan los rodamientos y sobre ellos, las caperuzas de retén. Es muy importante que durante la fabricación del carro se asegure el paralelismo de las líneas formadas por los centros de los taladros donde se colocan los rodamientos y que se respeten las tolerancias de la distancia entre estas dos líneas. Si estuvieran desviadas

en distancia o paralelismo el ajuste de los rodamientos con la guía de doble canto podría verse comprometido.

También es de consideración que los taladros de las uniones de las caperuzas de retén sean paralelos a los de los taladros, para evitar interferencias entre los retenes y los cantos de la guía. Si se asegura el paralelismo, se puede trabajar con tolerancias menos estrechas en la distancia entre la línea de los rodamientos y la línea de los retenes, siempre que la desviación esté por encima de la línea de los rodamientos. Si estuviera por debajo podrían producirse interferencias entre los retenes y los rodamientos y los retenes y la guía doble.

En la cara posterior también están los escariados de los taladros de sujeción de la brida del motor.

En la cara anterior cuenta con una ranura sobre la que se monta la brida del motor. También en esta cara se encuentran los escariados donde se ocultan las tuercas de ajuste de los rodamientos.

La presencia de la ranura es importante para poder ajustar la posición radial de la brida y el motor, con el objetivo de regular el engrane del piñón, que se mueve solidariamente a estas dos piezas, con la correspondiente cremallera. El agujero pasante por el que el eje del piñón atraviesa el carro está sobredimensionado para permitir este ajuste radial sin peligro de interferencias.

Que este ajuste vertical sea posible es importante en la medida en que la fabricación de las piezas dentadas no puede suponerse perfecta a priori, pero sin embargo el ajuste del engrane si debe ser lo más preciso posible y es necesario de disponer de un medio para ajustar la posición radial relativa del piñón y la cremallera.

La secuencia de montaje de este subconjunto se puede plantear empezado por la cara anterior o por la cara posterior, pero el orden en este caso no supondría demasiada diferencia. A efectos de ilustración, propondremos la secuencia que comienza en la cara posterior, es decir, con los rodamientos. El conjunto se deja montado flojo, ya que el apriete definitivo se realiza en el montaje del conjunto completo.

<i>Secuencia de montaje del subconjunto Carro</i>	
1	Introducir los pernos de los rodamientos en los taladros correspondientes del carro por el lado posterior
2	Sujetar cada rodamiento con su respectiva arandela y tuerca, sin apretar completamente
3	Colocar el motor reductor de AC sobre la brida de sujeción y sujetarlo a la misma mediante los cuatro tornillos a tal efecto (esta operación debe realizarse con la tapa del motor quitada, para tener acceso a los taladros.
4	Deslizar el resalto de la brida de sujeción del motor en la ranura de la cara anterior del carro. Alinear los agujeros acanalados de la brida con los taladros correspondientes.
5	Sujetar la brida con tornillo, arandela y tuerca, sin apretar completamente.
6	Introducir el eje del piñón por el lado posterior del carro y sujetarlo al motor mediante la chaveta, sin apretar completamente.

Se puede notar que en este submontaje no se han colocado las caperuzas de retén, esta operación se deja para más adelante ya que colocarlas ahora impediría acceder con comodidad al rodamiento y dificultaría su ajuste.

2.2.3. Conjunto completo

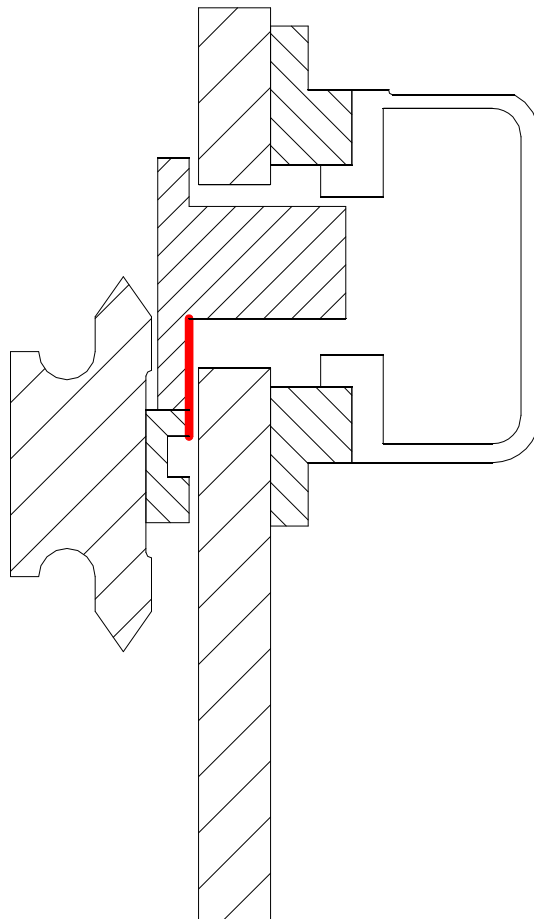
El último paso del montaje consiste en ensamblar el carro con la guía, alinear y apretar el conjunto.

El apretado de los rodamientos se realiza con la ayuda del anillo de separación hexagonal que poseen y que permiten que podamos sujetar el rodamiento con una llave plana y al mismo tiempo apretar la tuerca introducida en el escariado de la otra cara del carro con una llave de tubo. Al estar el rodamiento alineado por su ajuste con la guía, basta con apretar la tuerca para que el rodamiento quede en su posición de trabajo.

Las caperuzas de retén también se introducen en este punto. La apertura de uno de sus lados permite deslizarlas en su posición sin interferencias. Los tornillos que las sujetan pueden colocarse después con una llave en L.

De este proceso destacaremos la importancia de alinear correctamente las piezas dentadas para asegurar la correcta transferencia de potencia que pueda poner en movimiento el carro. Esta alineación debe realizarse tanto en sentido axial como radial del piñón y la cremallera.

El diseño de los espacios entre componentes permite alinear la superficie "interna" del piñón con la superficie "externa" de la cremallera, tomando esta última como referencia ya que la pieza está firmemente sujeta a la guía. Esta alineación tolera una ligera desviación de estas superficies en sentido axial, pero hay que prestar atención a las interferencias entre el piñón y la guía de doble canto. En la siguiente vista en corte de las piezas montadas se señalan en rojo las superficies a alinear:



La alineación en sentido radial se realiza posteriormente, mediante el ajuste de la posición de la brida de sujeción del motor en la ranura del carro. Mediante la el ajuste radial se controla el engrane del piñón con la cremallera.

La secuencia de montaje que se propone para el conjunto completo es la siguiente:

<i>Secuencia de montaje del conjunto completo</i>	
1	Ensamblar el carro con la guía de doble canto introduciendo las superficies en V de la guía en el espacio correspondiente entre los rodamientos
2	Apretar los rodamientos con ayuda de una llave plana y una llave de tubo, utilizando la plana para sujetar el anillo hexagonal del rodamiento en la parte posterior y la llave de tubo para apretar la tuerca.
3	Ajuste axial de los elementos dentados: alinear las superficies de referencia del piñón y la cremallera con ayuda de un bloque de referencia (una llave u otra pieza que tenga una cara plana.
4	Fijar la posición axial del piñón mediante la chaveta del eje.
5	Ajuste radial de los elementos dentados: deslizar la brida de sujeción en su ranura hasta conseguir el engrane sin interferencias y sin presión radial.
6	Fijar la posición radial del piñón mediante el apriete de los tornillos que sujetan la brida de sujeción del motor. En este momento se puede colocar de nuevo la tapa del motor
7	Colocar las caperuzas de retén deslizándolas encima de los rodamientos y fijándolas en su sitio mediante los tornillos correspondientes.

Tras hacer el ajuste y apriete de todas las piezas se pueden realizar pruebas de movimiento para asegurarse del correcto deslizamiento del carro y hacer los ajustes pertinentes.

3

*Desarrollo del
Trabajo*

3. Desarrollo del trabajo

Aunque existen muchas definiciones para el acto de diseñar, para este trabajo utilizaremos la siguiente definición general y pragmática:

“Diseñar es un proceso creativo cuya meta es hallar la solución de un problema práctico mediante la construcción de un **artefacto**. Este artefacto satisface una *serie de requisitos*, dentro de unas *restricciones* y responde a un *criterio de optimización*, normalmente asociado al coste”

De esta definición extraemos algunos términos que utilizaremos después en la definición de parámetros y criterios para el modelo paramétrico.

Muchos autores distinguen tres fases en el proceso de diseño ⁽¹⁾:

- **Fase de Análisis:** en la que se convierten una serie de *necesidades y deseos* abstractos en una exposición formal de los requisitos y restricciones del objeto diseñado.
- **Fase de Síntesis** en la que se construye la solución que satisface el conjunto de especificaciones formales especificado en la fase de análisis.
- **Fase de Evaluación** en la que se valora la calidad de la solución obtenida durante la fase de síntesis.

Si bien la metodología que se propone se centra sobre todo en la fase de síntesis, también afecta a la fase de análisis y a la de evaluación. A continuación se exponen las pautas en sí mismas, ordenadas por fases del proceso de diseño de acuerdo a la distinción antes mencionada.

1) Enrico Motta, Zdenek Zdrahal. Parametric Design Problem Solving.1999

3.1. Fase de análisis

Desarrollando un poco la definición dada, durante esta fase se lleva a cabo el proceso creativo propiamente dicho, en el que se concibe la forma y la funcionalidad del producto a diseñar. Se transforman los deseos o necesidades abstractas expuestas por un cliente o detectadas en el mercado, en una exposición formal de requisitos técnicos del diseño.

El proceso de diseño paramétrico comienza en esta fase, pues ahora es cuando se puede empezar a reflexionar sobre cómo relacionar las funciones y la geometría del artefacto con dimensiones parametrizables, en los límites que los afectan y como se relacionan unas dimensiones con otras y si aplica, unas piezas con otras.

3.1.1. Dimensiones del problema de diseño

Enrico Motta y Zdenek Zdrahal proponen una definición de diseño paramétrico como “una función en un espacio de seis dimensiones cuyos determinantes constituyen la solución del problema de diseño”⁽²⁾. De las seis dimensiones del problema de diseño que exponen en su informe, señalaremos cinco, que son:

- 1) **Parámetros (P):** las dimensiones mensurables cuyos valores definen la geometría y la funcionalidad del objeto diseñado. Por su definición un parámetro puede ser una cota, una característica física (masa, rigidez, resistencia eléctrica... etc.) o constructiva (esbeltez, módulo resistente... etc.)
- 2) **Requisitos (R):** propiedades deseadas que deben ser satisfechas por la solución. Proporcionan una orientación de los valores ideales que deben alcanzar los parámetros.
- 3) **Restricciones (C):** propiedades indeseadas que deben ser evitadas o valores que marcan el límite del valor de un parámetro y no deben ser violadas.⁽³⁾
- 4) **Rangos de valores (V_r):** espacio de valores posibles para un parámetro. Puede, en principio, ser finito o infinito, dependiendo de la realidad que describa el parámetro

2) Enrico Motta, Zdenek Zdrahal. Parametric Design Problem Solving.1999

3) La diferencia entre requisito y restricción es conceptual más bien que formal. El requisito tiene una connotación “positiva”, en el sentido en que describe las propiedades deseadas que deben ser satisfechas por la solución. La restricción en cambio tiene una connotación “negativa” ya que se entiende que limita la cantidad de soluciones admisibles, al marcar un límite físico o tecnológico. (Enrico Motta, Zdenek Zdrahal. 1999)

asociado. En la práctica, la experiencia sugiere que es muy raro que el rango de valores de un parámetro pueda considerarse infinito. El caso que suele darse es que aunque el rango es *potencialmente infinito* en la práctica suele depender funcionalmente del valor de otro parámetro, o bien la experiencia heurística sugiere que el nº de opciones posibles es limitado.

- 5) **Preferencias (Pr):** las preferencias describen un conocimiento que permite discernir, entre dos posibles soluciones, cual es “mejor” de acuerdo a algún criterio, que suele estar descrito de forma informal. En el establecimiento de preferencias influye mucho la experiencia y el conocimiento heurístico en el ámbito del producto a diseñar.

La sexta dimensión que señalan Motta y Zdrahal, es la **función global de coste (Cf)**, que es un concepto que racionaliza la distinción entre soluciones “mejores” o “peores”. Para obtener la FGC, antes hay que establecer funciones de coste específicas para cada preferencia que expresen el criterio de coste de cada una de ellas en unidades computables o unidades de prioridad. Decidir la mejor interpretación del criterio en un caso real se convierte en un proceso de análisis iterativo y de negociación entre los diseñadores y los clientes y está fuera del ámbito de este documento.

Ya que este trabajo está orientado a la **construcción de modelos y por tanto se centra en la geometría de las piezas**, utilizaremos esta terminología de una manera propia que no se ajusta literalmente a la propuesta de Motta y Zdrahal.

3.1.2. Criterios de diseño

Las dimensiones del problema de diseño que proponen Zdrahal y Motta tienen sentido en el contexto de su trabajo, que es la creación de modelos paramétricos que puedan ser resueltos automáticamente mediante algoritmos de optimización. En cambio, el problema de diseño que planteamos en esta tesina, esto es, el del diseño industrial de componentes, no es tan fácil de expresar completamente de forma abstracta en forma matemática pura.

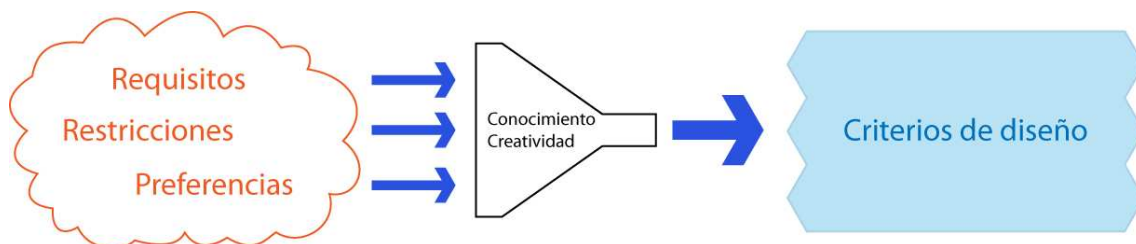
En el problema de diseño industrial entran en juego cuestiones de fabricabilidad, elección de materiales, y preferencias del cliente y el diseñador en cuanto a la conciliación de funcionalidad y, muchas veces, estética que son muy complicadas de expresar analíticamente. Con esto no se pretende afirmar que sea imposible el análisis y

la optimización del problema de diseño industrial paramétrico, sino que en ocasiones será posible y en otras muy difícil.

Para abarcar la mayor parte de los casos, **volveremos a interpretar las dimensiones del problema de diseño y les daremos un enfoque más pragmático**, relacionándolas sobre todo con la geometría y las características mecánicas de las piezas y los ensamblajes. Llamaremos a estos nuevos términos **criterios de diseño**, aunque bien mantendremos la misma terminología propuesta por Motta y Zdrahal, los ordenamos de forma diferente:

- 1) **Requisitos (R)**
- 2) **Parámetros (P)**
- 3) **Restricciones (C)**
- 4) **Rango de valores (V_r)**
- 5) **Preferencias (Pr)**

Situamos los requisitos previos a los parámetros pues de estos se determinarán a partir de los otros. En el trabajo de Motta y Zdrahal los parámetros eran el punto de partida del proceso de diseño y los requisitos aparecían como un limitador de su valor. En cambio, en el concepto de **criterios de diseño** partimos de los requisitos del artefacto a diseñar para determinar la forma, los materiales, los procesos de fabricación, y por ende, qué parámetros relacionados con estos aspectos del diseño los satisfacen.



Los criterios se desarrollarán a partir de las conclusiones de los procesos de creatividad, en los que se fijará una **forma (geometría)** tentativa para los objetos de diseño que mejor satisfaga las necesidades funcionales expuestas en el preámbulo de la fase de síntesis.

Otra noción importante del concepto de los criterios de diseño es que convierten las necesidades funcionales, que pueden ser expresadas informalmente en términos de lenguaje (resistencia, esbeltez, ligereza, simplicidad...) en una relación formal de

características geométricas, que más adelante serán expresadas formalmente con parámetros cuyos valores son numéricos. En otras palabras, durante la determinación de los criterios de diseño se produce la concreción de un conjunto de ideas abstractas, que son las necesidades y requisitos, en parámetros numerables, mensurables y relacionables entre sí mediante funciones numéricas.

Para ilustrar como se produce esta transición expondremos cómo se formaron los criterios de diseño a partir de las premisas de necesidades funcionales en el caso práctico expuesto en el capítulo 4.

- ***Procesos de creatividad en el caso práctico***

En el caso práctico que se desarrolla en este trabajo, los procesos de creatividad de la fase de síntesis consisten en la consulta de las diferentes opciones de construcción de sistemas de transporte lineal del catálogo del fabricante HEPCO Motion 4. Se decidió esta vía de creación del caso práctico por las razones expuestas en el capítulo 4. En caso de diseñar una pieza o conjunto desde cero, el resultado de la fase de creatividad serán bocetos de la geometría que se desea obtener. A pesar de la diferencia obvia entre el proceso de creación desde cero y la selección de piezas de una colección ya establecida, el producto de salida del proceso en nuestro caso no es muy distinto, ya que no se han utilizado las piezas del catálogo tal cual, si no que se han empleado como un patrón o plantilla para crear las piezas del caso práctica, de modo que lo que se extrae del proceso de selección de piezas son también bocetos de la geometría de las piezas y criterios para su construcción.

Los requisitos funcionales de partida para el mecanismo fueron los siguientes:

- a) **Transmisión lineal de movimiento.**
- b) **Funcionamiento como mecanismo independiente o como componente de una máquina más compleja.**
- c) **Mayor grado de simplicidad posible.**

De las diferentes soluciones constructivas que proporciona el fabricante se decidió usar como plantilla de las piezas a desarrollar las de la serie GV3, ya que son series de piezas intercambiables que podrían ser útiles para desarrollar relaciones de parámetros entre

4 Catálogo de la serie GV3. HEPCO Motion 2009

elementos. Estas ideas se desarrollarán en el apartado dedicado a la fase de síntesis del proceso de diseño.

Los elementos básicos de los mecanismos propuestos por el fabricante HEPCO en su serie GV3 son: **una guía recta, un carro con rodamientos que se desplaza por dicha guía y un sistema de transmisión de movimiento.**

A continuación se desarrollará el proceso de selección de las piezas basado en las tres necesidades a), b) y c) expuestas antes, y las decisiones que se tomaron durante el mismo.

Relacionado con la necesidad **a) Transmisión lineal de movimiento:**

- Se elige la serie GV3 del catálogo global del fabricante, que contiene soluciones para sistemas lineales de guiado y transmisión de movimiento, mediante piezas organizadas e intercambiables. Como el propósito de la serie indica, los componentes que contiene sirven para crear mecanismos de **transmisión lineal de movimiento.**

Relacionado con **b) Funcionamiento como mecanismo independiente o como componente de una máquina más compleja.**

- El catálogo contiene soluciones basadas en dos tipos de guías lineales: de *canto doble o de canto simple*. De estas, se seleccionó la guía de doble canto porque permite ser usada como elemento autoportante mediante bridas en los extremos, o acoplada a un elemento de soporte. Esto permite que se pueda usar como elemento base para construir un mecanismo sobre ella o componente de un mecanismo más complejo, que es precisamente nuestro objetivo.
- Los mecanismos propuestos por el fabricante se basan en carros de cuatro rodamientos. Los carros disponen de un espacio libre disponible para ser mecanizado con el fin de acoplarle alguna otra pieza y por tanto son susceptibles de convertirse en componentes de máquinas.

Relacionado con **c) Mayor grado de simplicidad posible.** Acerca de esta necesidad, es esencial comprender que *mayor simplicidad no implica menor número de piezas*, si no que puede significar que la construcción y funcionamiento del mecanismo es menos complejo.

- La elección de la guía de canto doble sobre la de canto simple es consecuente con esta necesidad también, pues el mecanismo queda resuelto con una sola guía, mientras que si se hubieran empleado guías de canto simple hubieran hecho falta dos, más un elemento de soporte.
- El catálogo recomienda que se emplee un dispositivo de lubricación para la guía y los rodamientos. Proponen diferentes combinaciones de componentes para este propósito y el que se decidió utilizar fue la caperuza de retén porque proporciona lubricación simultáneamente a la guía y al rodamiento. El empleo de lubricadores habría empleado menos componente (dos lubricadores, uno para cada superficie en V de la guía, frente a cuatro caperuzas, una por cada rodamiento) pero solo proporcionaba lubricación a la guía.
- En cuanto a la transmisión de movimiento la serie GV3 propone dos soluciones: el empleo de correa y poleas o de piñón-cremallera. Para tomar la decisión de cual emplear se evaluaron ventajas e inconvenientes de cada uno de los sistemas:
 - *Correa*
 - **Ventajas:** carro más ligero al situarse el motor fuera del mismo, mayor espacio en el carro para el acoplamiento de otras piezas.
 - **Inconvenientes:** mayor número de piezas (motor, caja reductora/brida, polea, soporte de polea, correa, tensor de la correa, carro [7]), diseño del carro más complejo (con piezas móviles)
 - *Piñón cremallera*
 - **Ventajas:** menor número de piezas (motor, brida, piñón, cremallera [4]), diseño del carro más sencillo.
 - **Inconvenientes:** Carro más pesado por llevar incorporado el motor, menor espacio en el carro para el acoplamiento de otras piezas.

Como se puede ver, las fortalezas de un modelo son las debilidades del otro. Debido a que buscamos un modelo sencillo, para que sea ilustrativo, se eligió el modelo de piñón-cremallera por ser el de menor complejidad constructiva y el que requería un menor número de piezas.

Sobre la única pieza de la que aún no se ha comentado nada, el rodamiento, el criterio de selección fue el de crear una pieza genérica basada en los diferentes tipos de

rodamientos que propone el catálogo. Todos ellos tenían unas características comunes en cuanto a su geometría esencial y dado que el diseño para el modelo no tiene en cuenta los componentes íntimos de la pieza si no solo su geometría exterior, se creó un modelo que contiene las características esenciales.

Nótese que en este punto aún no se ha realizado la parametrización propiamente dicha, este proceso se llevó a cabo a continuación. A partir de bocetos de los perfiles genéricos de las piezas y teniendo en cuenta cómo se montan unas piezas sobre otras, se decidieron las dimensiones que constituirían los parámetros de cada componente y empezaron a esbozarse las restricciones que les afectan. Esta definición de la imagen global del diseño es el punto de donde se parte en la fase de síntesis, donde se determina las relaciones y la jerarquización de los parámetros, conceptos que se explican en sus apartados correspondientes en el siguiente capítulo.

Los criterios de diseño son los cimientos sobre los que se construirá el objeto a diseñar, pero eso no significa que deban establecerse previamente a la síntesis del modelo y permanecer inalterables, **pueden y deben modificarse y afinarse** según se desarrolle el proceso de diseño, especialmente a lo largo de la fase de evaluación.

3.2. Fase de síntesis

En este momento es cuando se lleva a cabo la construcción del modelo parametrizado. Los términos y las prácticas que se exponen a continuación constituyen la base principal de la metodología que se pretende establecer en esta tesina.

Durante la construcción del modelo es cuando se produce la transición entre requisitos y preferencias informales a relaciones de parámetros y valores formales, mencionada en el apartado anterior sobre en análisis.

El primer paso de esta transición es el establecimiento de los parámetros que definirán la geometría del artefacto que se está diseñando:

3.2.1. *Establecimiento de parámetros*

En este primer paso decidiremos cuales serán los parámetros a partir de los cuales definiremos las piezas. Tenemos que tener clara la “imagen” del diseño, de acuerdo al análisis realizado en la fase anterior. A propósito de relacionar funciones con dimensiones (en este caso, cotas), introduciremos un concepto empleado en metrología que se ocupa precisamente de este tipo de decisiones, la **acotación funcional**.

En el proceso tradicional de acotación se consideran las piezas aisladas, pero la realidad es que **la gran mayoría de las piezas funcionan como parte de un conjunto coordinado**. La necesidad de tener en cuenta las relaciones entre piezas a la hora de acotar se detectó a finales de la década de los 50 y se incorporó a las normas de dibujo técnico a mediados de los 60. Esta consideración de las relaciones funcionales entre las piezas entronca con la concepción del diseño como conjunto de interrelaciones que proponemos en este trabajo.

La acotación funcional se define en la literatura como *“hacer una elección razonada entre las diversas dimensiones geométricas equivalentes (de la pieza) y acotar, afectando de tolerancias, aquellas que están directamente relacionadas con las condiciones de aptitud para el empleo previsto”* ⁽⁵⁾

5) Sevilla Hurtado, Martín Sanchez. Manual de Metrología Dimensional. 2005

Las **condiciones de funcionamiento** ⁽⁶⁾ que se contemplan en el proceso de acotación funcional son cuatro:

- Resistencia
- Deformación
- Peso
- Montaje

A nivel de ingeniería son las condiciones que más afectan la geometría de una pieza. La contemplación de las tolerancias dimensionales afecta especialmente a la condición de montaje, esta cuestión tratada con más profundidad en la sección correspondiente de este trabajo.

Con esto, podemos decir que el proceso de establecimiento de parámetros se puede equiparar al de acotación funcional. En la definición de acotación funcional se establece una distinción entre cotas que separa aquellas que están relacionadas directamente con la funcionalidad de la pieza y aquellas que no. Nosotros estableceremos una distinción entre parámetros basada en esta idea.

De nuevo, para ilustrar cómo se hace la primera etapa de parametrización perteneciente a la fase de síntesis, recurramos al caso práctico. Veamos pieza por pieza qué dimensiones se seleccionaron y por qué.

Guía de doble canto

La geometría exterior de la guía se construye mediante un perfil extruido a lo largo de un eje, por tanto lo que define realmente la forma de la pieza es la sección transversal. El perfil generatriz puede verse como inscrito en un rectángulo cuyos lados son la **A = la distancia entre los extremos en V** y **B = anchura total del perfil**. De estas dos dimensiones es sobre todo A la que tiene mayor influencia en el funcionamiento de la pieza en el conjunto, pues define los posicionamientos de los rodamientos en el carro y por tanto influye en las dimensiones de este. Se incluyen estas dos cotas como parámetros por tanto.

6) Metrología dimensional – Normas Fundamentales, tomo 4. AENOR 1998

También se introducen como parámetros en la sección transversal: α = **ángulo del canto de la guía** y **C = espesor del canto** en tanto que influirán o serán influidos por las medidas homólogas del rodamiento.

Volviendo a la volumetría de la pieza, otra dimensión que se introduce como parámetro es la **longitud de la guía (L)**. A lo largo de su longitud la guía tiene una serie de agujeros que se utilizan para fijarla sobre su soporte, si lo tiene, y para montar sobre ella la cremallera del sistema de transmisión. Se introducen como parámetros también las dimensiones que definen estos taladros: **su diámetro (D)**, **el espacio entre ellos (gap)** y **la distancia entre el extremo de la guía al primer taladro (borde)**. Estos parámetros servirán para definir después los taladros correspondientes en la cremallera.

Rodamiento

Si la geometría de la guía se generaba por extrusión, la del rodamiento se genera por revolución alrededor de un eje. Estas diferencias de método de construcción del modelo influyen en la parametrización.

De las dimensiones del rodamiento podemos distinguir entre cotas radiales y cotas axiales (en la dirección del eje del rodamiento).

De las cotas radiales, son **D = diámetro del interior de la ranura** y **E = diámetro exterior**, dos de las más importantes, ya que son las que más influencia tienen en la geometría global del rodamiento y en el funcionamiento del mismo en su entorno. D determina el posicionamiento del eje del rodamiento en el carro respecto a los cantos de la guía y E determinará las dimensiones de la cavidad de la caperuza de retén.

Respecto a las cotas axiales sobre todo **B = ancho de la hilera** y **C = ancho del separador**, son muy importantes en la resistencia y el posicionamiento axial del rodamiento, respectivamente. El valor del **ángulo de la ranura (α)** debe coincidir con el valor del homólogo del canto en la guía.

También se introduce como parámetros los definidores del perno del rodamiento: **diámetro (O)** y **longitud (L)**.

Motor y brida

Como ya se expuso en el capítulo 4 en el que se describían las piezas del mecanismo, el modelo del motor no corresponde a la pieza real según aparece en el catálogo del fabricante, sino que una representación simbólica del mismo a fin de mantener la simplicidad del modelo. Esta geometría simplificada se genera por revolución y se define por el radio **exterior (R_ex)**, la **altura exterior (H_ex)** y el **radio (R_a)** y **altura (H_a) del resalto** mediante el cual se acopla a la brida. El motor cuenta con cuatro taladros para los pernos con los que se sujeta a la brida, el diámetro de los mismos también se parametriza (**d_M**).

Las cotas de la brida están determinadas en función del motor que se acopla a ella. Las dimensiones del anillo de la brida (**Anillo_d**, **Anillo_r_ex**, **Anillo_r_i**, **Anillo_d_ref**) coinciden con las correspondientes del resalto del motor. Aparte son parámetros el lado del plato de la brida (**Plato_L**) y las cotas que definen las ranuras de montaje (**Ran_D** y **Ran_H**) y la chaveta que permite a la guía acoplarse a la ranura del carro (**Res_H** y **Res_L**).

Carro

En el caso del carro, su geometría es muy sencilla, es un paralelepípedo oblongo y relativamente plano. Se genera por extrusión de la cara paralela a la guía y se determina mediante tres parámetros: anchura (**Carro_H**), longitud (**Carro_L**) y espesor (**Carro_E**). Sin embargo a pesar de su sencillez, los valores de estos parámetros se construyen a partir de combinaciones de parámetros de casi todas las demás piezas del conjunto.

Piñón y cremallera

La parametrización de estos dos componentes, especialmente la del piñón, son muy interesantes en cuanto a la clasificación y jerarquización de los parámetros, en el siguiente apartado, dedicado a la diferenciación entre parámetros funcionales y parámetros constructivos, se trata la parametrización de estos dos componentes en más profundidad.

3.2.2. *Parámetros funcionales*

Definiremos como parámetros funcionales a **aquellos cuyo valor afecte directamente a la funcionalidad de la pieza**. El resto de parámetros que construyen la geometría de la pieza determinan su valor como una función del parámetro funcional. Suelen ser una cota, aunque pueden adoptar otras formas.

Son los parámetros que determinan en primer grado la geometría general de la pieza y cuyo valor nos interesa optimizar durante la fase de análisis del diseño. No todos los parámetros funcionales tienen el mismo peso en la aptitud de una determinada pieza, algunos solo determinan características que son más o menos anecdóticas o que expresan las preferencias del diseñador. Sin embargo, se incluyen en esta categoría todos los parámetros que definan primariamente una función de uso debido a cuestiones de consistencia en la jerarquización de parámetros, que se expondrá más adelante.

3.2.3. *Parámetros constructivos*

Los parámetros constructivos son **aquellos que determinan la geometría de la pieza pero cuyo valor afecta indirectamente a la funcionalidad**.

Su valor se establece como una función del valor del parámetro funcional al que están asociados. Los determinantes de esta función se deciden durante la fase de análisis en función de los requisitos y restricciones que apliquen a cada parámetro. No se debe pensar que estos parámetros por ser derivados de otros son menos importantes, la aptitud con la que se relacionen con el parámetro funcional es muy importante para la coherencia y la calidad del modelo.

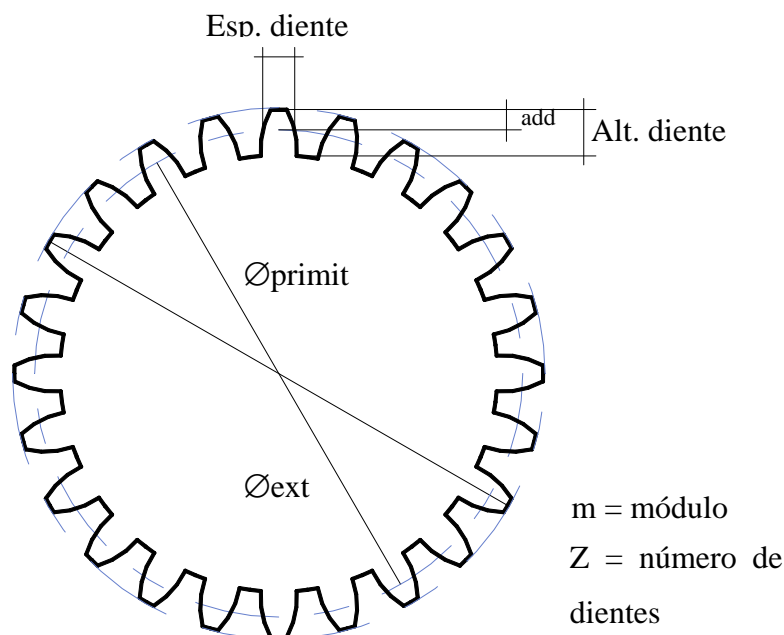
Decidir cuáles son los parámetros funcionales y cuáles son los constructivos no siempre resulta inmediato y en ocasiones la experiencia es un factor clave a la hora de identificar eficazmente los parámetros clave.

Ejemplo de elección de parámetros clave: piñón

Un engranaje es una pieza estandarizada cuyas características geométricas están parametrizadas en ecuaciones muy bien definidas. Esto lo convierte en un ejemplo interesante de cómo una pieza puede definirse de varias formas y como una de ellas es más útil en el entorno de un modelo paramétrico que las demás.

Los parámetros fundamentales que definen un engranaje recto con dientes de perfil de evolvente normalizado son:⁽⁷⁾

- **Diámetro primitivo:** circunferencia a lo largo de la cual engranan los dientes, se utiliza para definir la distancia entre centros en pares de engranajes.
- **Diámetro exterior o interior:** basta con definir uno de los dos, el otro se calcula como función de este y la altura del diente.
- **Número de dientes**
- **Módulo:** relación entre el diámetro primitivo y el número de dientes.
- **Addendum o cabeza del diente:** porción del diente entre el círculo primitivo y el exterior.
- **Dedendum o pie del diente:** porción del diente entre el círculo primitivo y el interior
- **Altura del diente:** suma del addendum y el dedendum. En engranajes normalizados es una función del módulo.
- **Espesor del diente:** se mide en la zona de contacto, es decir, en el círculo primitivo. Al igual que la altura, en engranajes normalizados se define como una función del módulo.



7 http://es.wikipedia.org/wiki/Engranajes#Caracter.C3.ADsticas_que_definen_un_engranaje_de_dientes_rectos

No todos los parámetros son necesarios, algunos se pueden calcular en función de otros. ¿Cuáles utilizar como parámetros funcionales para definir el piñón sabiendo que se va a emplear en un modelo paramétrico?

Podríamos utilizar algunas de las siguientes combinaciones de parámetros funcionales:

<i>Combinación 1</i>	<i>Combinación 2</i>	<i>Combinación 3</i>
m	Z	m
Z	\emptyset primitivo	\emptyset primitivo
alt. diente	alt. diente	\emptyset exterior
esp. diente	addendum	alt. diente
	esp. diente	esp. diente

El piñón se va a emplear para transmitir movimiento del carro a una cremallera montada sobre la guía, así que es un requisito imprescindible que el piñón y la cremallera engranen perfectamente. **Dos engranajes que han de engranar tienen que tener necesariamente el mismo módulo.**

Incluimos por tanto el módulo como un parámetro constructivo, ya que podemos transferirlo a la cremallera y así asegurarnos el engrane. Es útil además porque a partir de él podemos obtener otros muchos parámetros por derivación. Podemos descartar el conjunto 2 completo por este motivo.

En otro punto de consideración, podemos controlar el diámetro del piñón mediante varias combinaciones de parámetros. El **conjunto 1** lo haría mediante la relación $\emptyset_{prim} = Z \cdot m$ y la altura del diente, mientras que el **conjunto 3** especifica el diámetro primitivo como un parámetro funcional y en función de este y la altura del diente, se pueden calcular los otros dos diámetros (recordemos que en engranajes normalizados la altura del diente es función de **m**).

Para decidir cuál de los dos usar notemos que en el conjunto 3 el número de dientes Z no aparece como parámetro funcional, si no que se deja en función de la relación entre \emptyset_{prim} y m. Hemos de decidir qué dimensión nos interesa controlar con más precisión. El **conjunto 1** presenta Z como parámetro funcional y controla las dimensiones del piñón mediante este parámetro y el módulo m. ¿Cuál de las dos dimensiones nos interesa controlar con más precisión?

Si utilizamos el diámetro, podremos controlar con precisión el tamaño del piñón y eso nos puede dar ventaja para establecer su posición. Sin embargo tiene una gran desventaja y es que para calcular el número de dientes deberemos utilizar la relación $Z = \phi_{prim}/m$, que dependiendo del valor del diámetro no siempre dará un número entero (y el número de dientes debe serlo), ya que en la práctica el valor del módulo suele ser inferior a 1. No podemos redondear, pues en ese caso se produciría una inconsistencia de cotas que haría fallar el modelo informático y conllevaría ensayos para encontrar valores del diámetro que den números enteros en caso de querer utilizar un módulo determinado.

Es más práctico utilizar como parámetros funcionales el módulo y el número de dientes, aunque los valores de los diámetros derivados sean poco “elegantes”. Esta combinación de parámetros funcionales es también práctica desde un punto de vista de economía de parámetros ya que si utilizamos las formulas de engranajes normalizados tanto el ancho con el alto del diente son funciones del módulo m y tendríamos toda la geometría definida con sólo dos parámetros.

La tabla de parámetros funcionales y constructivos para el piñón quedaría así:

<i>Parámetros funcionales</i>	<i>Parámetros constructivos</i>	<i>Función de relación</i>
Módulo m	Ø primitivo D_p	$m \cdot Z$
Número de dientes Z	Ø exterior D_{ex}	$D_p + (2 \cdot m)$
Espesor del piñón H	Ø interior D_i	$D_p - (2,5 \cdot m)$
	esp. Diente e	$(\pi \cdot m)/2$

3.2.4. *Relaciones de dependencia entre parámetros*

Establecer los parámetros es una tarea que se realiza a nivel de *pieza*, el siguiente paso que es del que nos ocupamos ahora, que es el de establecer las **relaciones entre piezas** y se realiza a nivel de *pieza*, pero es importante sobre todo a nivel de *conjunto o ensamblaje*.

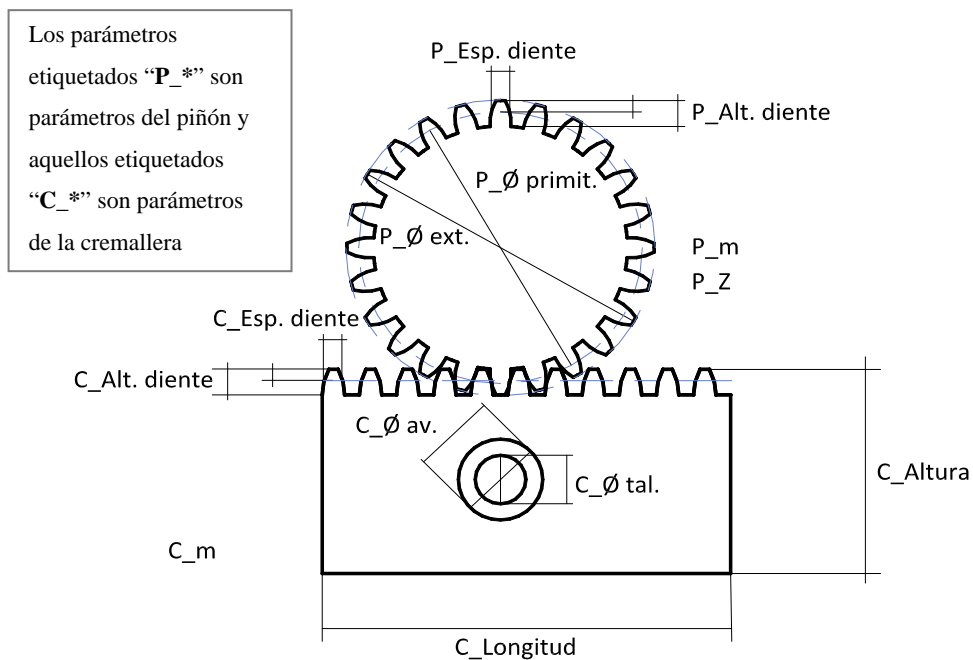
- **Dependientes / Independientes**

Definimos **parámetro dependiente** como *aquel parámetro cuyo valor se define como una función del valor de otro parámetro*. **Parámetro independiente** por otro lado, es *aquel cuyo valor es un constante y no depende del valor de ningún otro parámetro*.

De acuerdo a las definiciones de parámetros constructivo y funcional del apartado anterior, podemos asumir que **todos los parámetros constructivos son dependientes**. Sin embargo, **no todos los parámetros funcionales son obligatoriamente independientes**, pues su valor puede estar determinado por el valor de un parámetro de otra pieza del mismo ensamblaje. Es por esta necesidad de contemplar la globalidad del conjunto de piezas y sus interacciones a la hora de determinar qué parámetros son dependientes e independientes, que decimos que el concepto de dependencia / independencia de parámetros funciona sobre todo a **nivel de ensamblaje**.

Para ilustrar las relaciones entre parámetros dependientes/independientes y funcionales/constructivos recuperamos el ejemplo del piñón:

Los parámetros funcionales establecidos para el piñón eran **m** (módulo) y **Z** (número de dientes). Sabemos que para que la cremallera engrane con el piñón ambos tienen que tener el mismo módulo y sabemos también que a partir de este parámetro y el número de dientes se pueden calcular el resto de los parámetros definitorios de un engranaje.



Una cremallera es un engranaje cuyo diámetro primitivo es infinito. Para definir la geometría de los dientes se parte de una **línea primitiva** y los valores de addendum, dedendum y ancho del diente, que en engranajes normalizados son función del módulo.

El parámetro más importante que se transmite del engranaje a la cremallera es el módulo **m**. Si el valor de este parámetro es igual en las dos piezas y los parámetros derivados están calculados correctamente podemos estar seguros de que serán compatibles y engranaran sin problemas. La relación de parámetros resultantes quedará de esta manera: el módulo **m** será parámetro funcional en la cremallera, al igual que en el piñón, pero será parámetro independiente sólo en el piñón. En la cremallera el valor de C_m se toma transferido desde el parámetro P_m del piñón.

La cremallera recibe otros parámetros funcionales independientes. El parámetro C_{altura} está derivado del parámetro A que define el ancho de la guía. Las tablas de parámetros y las relaciones entre ellos de los componentes piñón y cremallera son los siguientes:

■ Parámetros independientes ■ Parámetros funcionales ■ Parámetros constructivos

<i>Piñón</i>			<i>Cremallera</i>	
<i>Parámetro</i>	<i>Valor</i>		<i>Parámetro</i>	<i>Valor</i>
P_m	cte	→	C_m	P_m
P_Z	cte		C_{add}	$2 \cdot C_m$
P_H	cte	→	C_{ded}	$2,5 \cdot C_m$
P_{Dp}	$P_m \cdot P_Z$		C_e	$(\pi \cdot C_m)/2$
P_{Di}	$P_{Dp} + (2 \cdot P_m)$		C_A	$3(G_D - G_J)/2$
P_{Dex}	$P_{Dp} - (2,5 \cdot P_m)$		C_L	G_L
P_e	$(\pi \cdot P_m)/2$	→	C_H	$P_H + G_J$

Siguiendo la trazabilidad de la transferencia de parámetros entre las piezas que trabajan juntas en un mismo ensamblaje, comprobamos que *la funcionalidad del conjunto está definida por los valores de un conjunto de parámetros independientes*. Estos parámetros configuran los **grados de libertad del proceso de diseño**, por lo cual es deseable que el número de parámetros funcionales sea el menor posible para cada pieza. Decidir cuáles son los parámetros funcionales ayuda a enfocar el proceso de diseño en el valor de los parámetros “importantes”.

- ***Cambio de tipología en la transferencia.***

Como ya hemos expuesto en apartados anteriores, ninguna pieza suele trabajar aisladamente, si no que lo hace en el seno de un conjunto, o ensamblaje. Esta circunstancia afecta también a su geometría, pues en muchas ocasiones nos encontraremos con piezas cuyas dimensiones depende de las cotas de las piezas adyacentes

En la mayoría de los casos de transferencia de cotas la tipología de parámetros se mantendrá **consistente**, es decir, un parámetro funcional de una pieza transferido a otra pieza distinta será también parámetro funcional en la pieza destino. El cambio que sí ocurre es que si el parámetro transferido es independiente en la pieza origen, se convierte en parámetro dependiente en la pieza destino ya que su valor depende del parámetro original. Es importante tener esto en cuenta para que no existan confusiones a la hora de calcular los grados de libertad del diseño.

- ***Robustez del modelo de diseño***

Relacionado con el concepto de los grados de libertad del modelo de diseño, queremos introducir la idea de *robustez* del modelo paramétrico.

Definimos la robustez como “*la capacidad del modelo de diseño para tolerar variaciones en los valores de los parámetros independientes de sus componentes sin que aparezcan malfunciones en él*”. Extendiendo esta definición, la robustez del modelo es la capacidad que tiene este de seguir funcionando correctamente, sin que aparezcan interferencias, errores de asociación o de construcción en los componentes, sean cuales sean los valores que adquieren los parámetros independientes (grados de libertad) asociados a dicho modelo.

El nivel de robustez de un modelo **está íntimamente ligado al número de sus grados de libertad**. Si comparamos dos modelos de un mismo artefacto, uno de ellos con cierto número de grados de libertad y otro con un número menor, **aquel que tiene menos parámetros independientes será más robusto que el otro**.

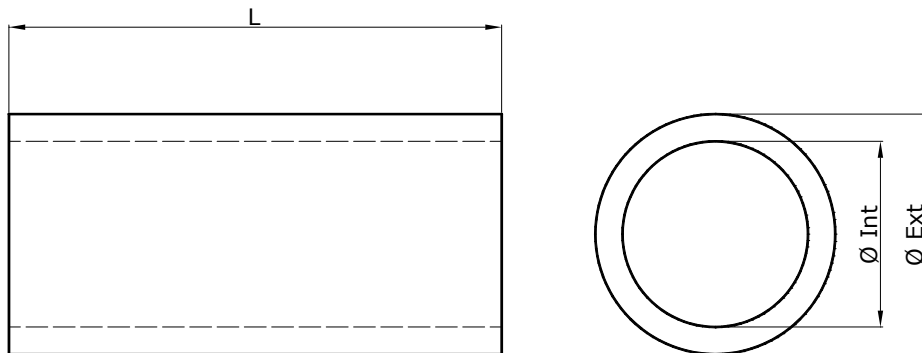
Esto es así porque a mayor número de grados de libertad, hay más posibilidades de que sus valores se vuelvan incompatibles (entendiendo “valores incompatibles” como aquellos que producen algún fallo en el modelo) al variar dentro de su rango de valores

posible. En cambio, un número menor de grados de libertad implica que los parámetros de los diferentes componentes y geometrías están más relacionados entre sí, y las variaciones de valor de los parámetros independientes afectan a más piezas a lo largo del árbol de dependencia del modelo, dificultando la aparición de incompatibilidades.

Parece que un número reducido de grados de libertad es ideal para el modelo, sin embargo, hay un límite práctico en cuanto al número mínimo de parámetros independientes que debe contener. La experiencia recomienda que haya al menos **un grado de libertad** por cada componente del modelo. Un número menor de esta cantidad produce un modelo muy robusto, pero también muy poco flexible.

Para mantener el equilibrio entre robustez y flexibilidad una buena práctica es determinar **rangos de valores compatibles** para cada parámetro independiente y realizar la evaluación del modelo en ese espacio de valores.

Podemos ilustrar de forma sencilla el concepto de robustez de un modelo paramétrico con la siguiente figura:



Un cilindro hueco puede describirse geoméricamente mediante tres cotas elementales: el diámetro externo (**ØExt**), el **diámetro interno (ØInt)** y la **longitud (L)**.

Podemos, por ejemplo, parametrizar estas cotas mediante estas tres combinaciones de parámetros independientes e independientes:

	<i>Independientes</i>	<i>Dependientes</i>	<i>Gdl</i>
Comb. 1	$\varnothing\text{Ext}, \varnothing\text{Int}, L$		3
Comb. 2	$\varnothing\text{Ext}, L$	$\varnothing\text{Int} = \varnothing\text{Ext} - A$	2
Comb. 3	$\varnothing\text{Ext}$	$\varnothing\text{Int} = \varnothing\text{Ext} - A$ $L = B * \varnothing\text{Ext}$	1

La **combinación 1** es la que posee más grados de libertad, uno para cada cota fundamental. Esta configuración es la más flexible pero cada cambio de valores de los parámetros nos obliga a hacer una comprobación de compatibilidad (El valor de $\varnothing_{Ext} > \varnothing_{Int}$ siempre, por ejemplo).

La **combinación 2** establece una relación fija entre los valores de \varnothing_{Ext} y \varnothing_{Int} haciendo el modelo más robusto, cualquier cambio en el valor de \varnothing_{Ext} es tolerado sin que aparezcan incompatibilidades. Es la configuración más equilibrada de las propuestas para esta geometría.

La **combinación 3** establece los valores de L y \varnothing_{Int} mediante relaciones a partir del valor de \varnothing_{Ext} . De esta manera el modelo es muy robusto, pero muy poco flexible, ya que la esbeltez del cilindro queda fijada por el coeficiente B que relaciona los valores de \varnothing_{Ext} y L .

3.2.5. Jerarquización de parámetros

Todas estas distinciones entre los parámetros que configuran el diseño tienen la función de establecer una **jerarquía de parámetros** que nos permita asegurar la **trazabilidad** de las **transferencias** de los mismos entre las diferentes construcciones de la pieza y del ensamblaje.

La consecuencia de una jerarquía de parámetros clara y bien construida es que el modelo es **robusto** y no se producen interferencias o incompatibilidades entre piezas o dentro de la misma pieza al cambiar el valor de los parámetros independientes.

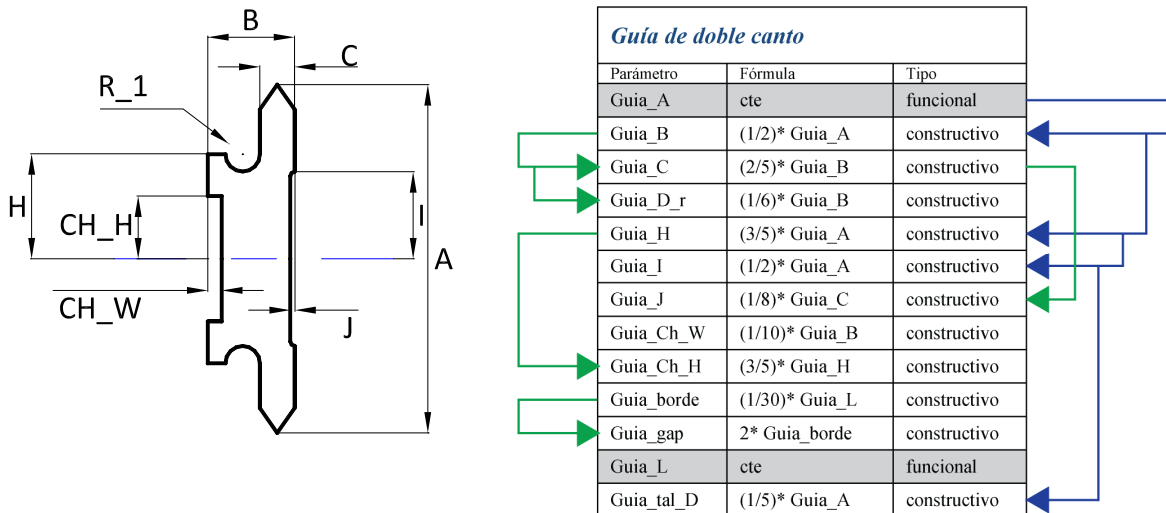
El concepto de jerarquización de parámetros funciona tanto a nivel de componente (que en este trabajo llamaremos *jerarquía interna*) como a nivel de ensamblaje (que llamaremos *jerarquía externa*).

La jerarquía tiene forma de pirámide, en el nivel superior se encuentran los grados de libertad del diseño y partiendo de estos los diferentes niveles de parámetros funcionales y constructivos, ordenados en diferentes grados de dependencia según su distancia al parámetro independiente. Se puede representar gráficamente mediante un flow-chart, con las flechas señalando la dirección y sentido de la transferencia de parámetros.

- **Interna (pieza)**

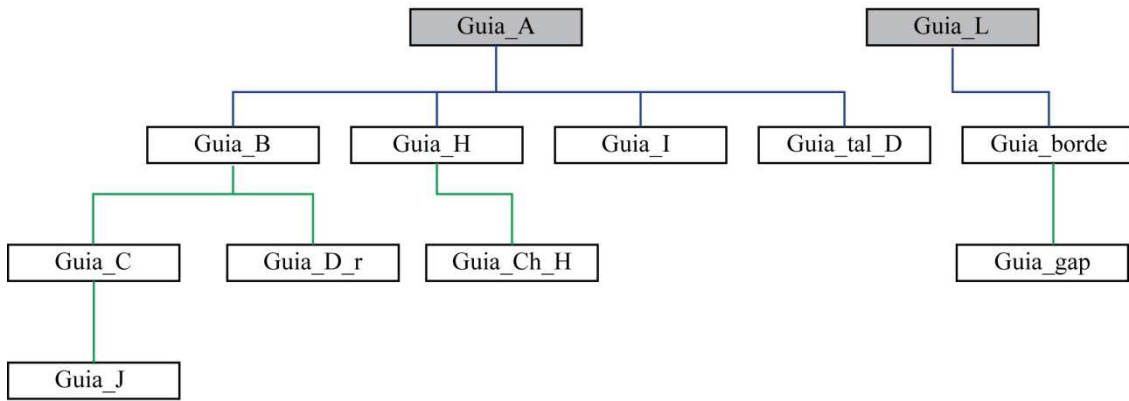
A nivel de componente, la jerarquía queda bien establecida al identificar parámetros funcionales y parámetros constructivos. Los parámetros funcionales (aunque sean dependientes de parámetros externos al componente) están en el nivel superior de la jerarquía y de ellos se derivan los parámetros de los niveles inferiores.

En la jerarquía interna, el esquema de dependencias tiene forma de pirámide y sigue un orden de **general a particular** según se desciende en la jerarquía. Los niveles superiores determinan características generales de la pieza, relacionadas con su funcionalidad (parámetros funcionales) mientras que los inferiores expresan detalles de la construcción del componente que dependen directamente de los anteriores.



En la tabla anterior vemos como se transfieren los parámetros dentro del contexto de una pieza, en este caso la guía de doble canto. Las flechas azules representan una relación de dependencia primaria (se transfiere un parámetro funcional) mientras que las flechas verdes representan una relación secundaria (es transferido un parámetro constructivo y por tanto la dependencia del parámetro de destino con el parámetro funcional inicial es de segundo grado).

La siguiente figura muestra el árbol de dependencias de los parámetros del modelo de la guía de doble canto. Se pueden ver dos parámetros funcionales, independientes en la parte superior y a continuación diez parámetros constructivos, cinco primarios, cuatro secundarios e incluso uno terciario.



- **Externa (ensamblajes)**

La jerarquía externa se ocupa de ordenar la forma en que los parámetros pasan de unas piezas a otras. Ordenar los parámetros es lo mismo que ordenar los componentes asociados con ellos, así que podemos decir que si la jerarquía interna organiza parámetros en una pieza, la jerarquía externa organiza componentes dentro de un conjunto ensamblado. Estos dos niveles de ordenación funcionan de forma diferente.

En ensamblajes tenemos un indicador muy intuitivo para establecer la jerarquía de componentes, que es el **montaje**. Los diferentes componentes montan unos en otros siguiendo un determinado orden y este orden puede guiarnos a la hora de relacionar los distintos parámetros entre sí. En base a la experiencia con modelos paramétricos en este trabajo sugerimos el principio de que **los componentes que montan sobre otro están por encima de él en la jerarquía**, aunque esta regla no es aplicable siempre.

Para entender mejor esta regla, introduciremos los conceptos de **fuelle y sumidero de parámetros**.

a) *Aguas arriba del componente: fuentes de parámetros*

Analizando la trazabilidad de la transferencia de parámetros, podemos mirar en dos direcciones: **aguas arriba o aguas abajo** de un componente dado.

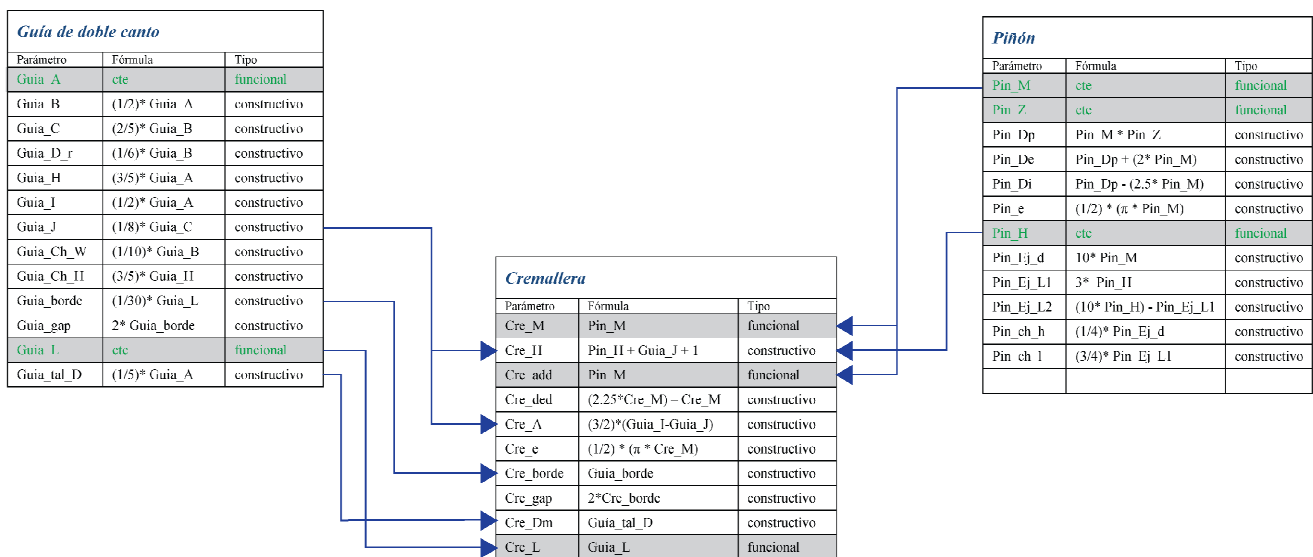
Si contemplamos las piezas que están aguas arriba de un componente encontramos las fuentes de las que parten los parámetros que recibe dicho componente. Llamaremos a esas piezas “**fuelle de parámetros**”.

b) Aguas abajo del componente: sumideros de parámetros

De la misma forma, si vemos los componentes que están aguas abajo de la pieza analizada encontramos aquellas a las que van a pasar los parámetros que parten de esta. Son las piezas **“sumidero de parámetros”**.

Así pues un componente dado será fuente de parámetros de las piezas que estén por debajo de él en el esquema de dependencias y sumidero de las que estén por encima.

El principio que se propone para esta metodología es que cada pieza debe ser sumidero de parámetros de las piezas que montan sobre ella. Esta manera de organizar los componentes es muy robusta, ya que un cambio en un componente fuente tiene una influencia proporcional a su funcionalidad en el componente sumidero. Si se estableciera el orden opuesto, y cada componente fuera fuente de parámetros para las piezas que montan sobre él, cada cambio del componente fuente afecta a varios sumideros con un peso que es muy difícil de determinar.

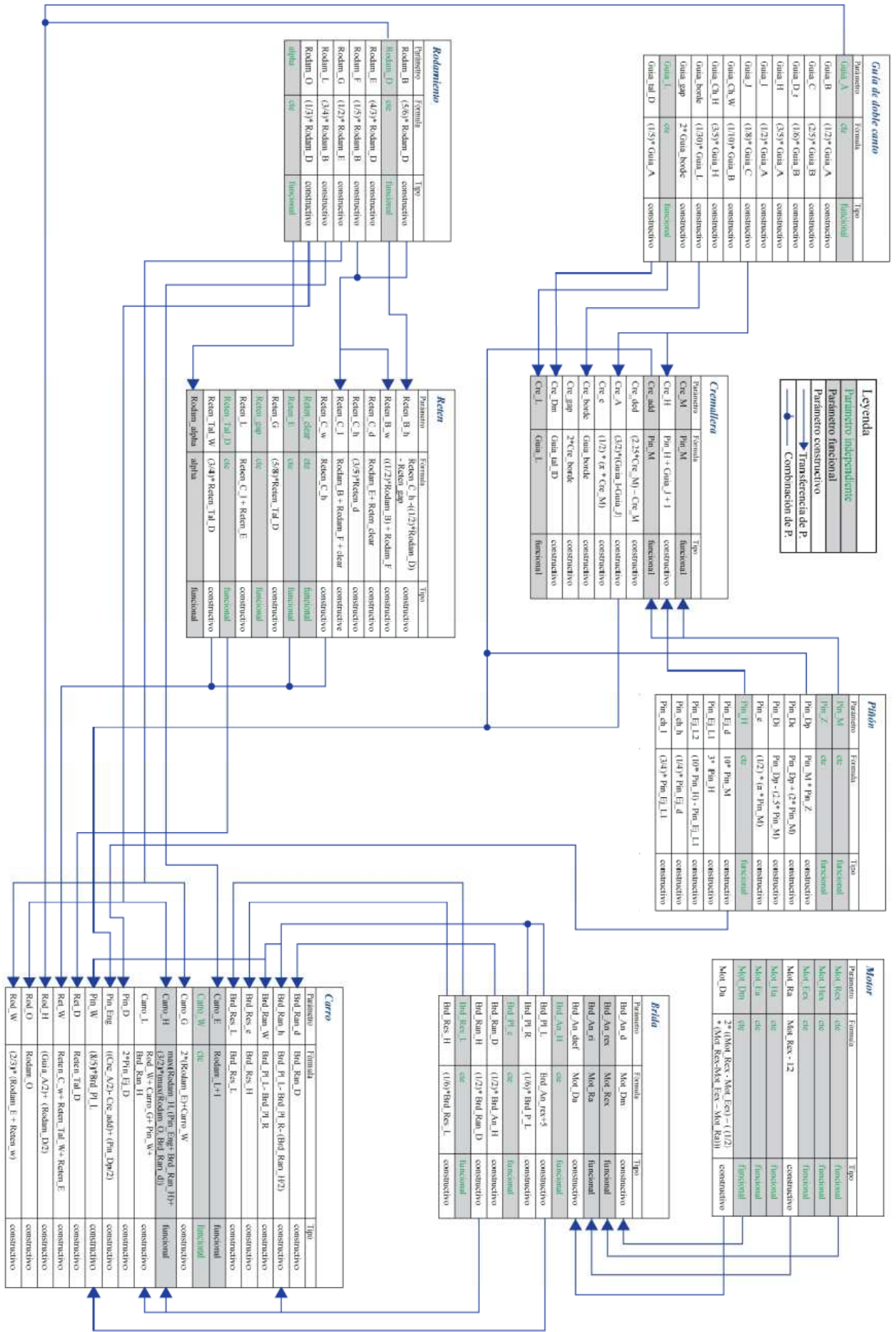


La figura anterior muestra cómo se transfieren los parámetros entre **dos piezas fuente** (la *guía doble* y el *piñón*) y **una pieza sumidero** (la *cremallera*). En este árbol de dependencias entre piezas también se aprecia la diferencia entre un parámetro funcional (sombreado y color de letra negro) y un parámetro independiente (sombreado y con color de letra verde). El parámetro *Guía_L*, independiente, se transfiere al parámetro *Cre_L*, funcional pero dependiente del anterior. Lo mismo ocurre con los parámetros

Pin_M y Pin_H , independientes, con los parámetros Cre_M y Cre_H respectivamente, que son parámetros funcionales pero su valor depende de otro parámetro.

En este ejemplo encontramos justo el caso contrario a la regla propuesta para establecer la jerarquía de parámetros: una pieza de soporte, la guía doble, es fuente de parámetros de la pieza que monta sobre ella, la cremallera. Este caso es una excepción en el conjunto del mecanismo, como se puede ver en el gráfico que se proporciona en la página siguiente, que contiene el árbol de dependencia externa del mecanismo completo.

De acuerdo con la regla propuesta, la jerarquía externa funciona al revés que la interna, y ordena los componentes de **particular a general**. El esquema de dependencias tendrá forma de pirámide invertida, con los componentes fuente en la parte superior y los componentes sumidero en los niveles inferiores.



Parametro	Formula	Tipo
Gata_A	ce	funcional
Gata_B	(1/2)*Gata_A	constructivo
Gata_C	(2/3)*Gata_B	constructivo
Gata_D	(1/6)*Gata_B	constructivo
Gata_H	(3/5)*Gata_A	constructivo
Gata_J	(1/2)*Gata_A	constructivo
Gata_K	(1/8)*Gata_C	constructivo
Gata_M	(1/10)*Gata_B	constructivo
Gata_N	(3/5)*Gata_H	constructivo
Gata_O	(1/30)*Gata_L	constructivo
Gata_P	2*Gata_Node	constructivo
Gata_Q	ce	funcional
Gata_R	(1/5)*Gata_A	constructivo

Parametro	Formula	Tipo
Cere_M	Pm_H + Gata_J + 1	constructivo
Cere_N	Pm_H + Gata_J + 1	constructivo
Cere_O	(2.5)*Cere_M - Cere_M	constructivo
Cere_P	(3/2)*(Gata_H + Gata_J)	constructivo
Cere_Q	(1/2)*(C + Cere_M)	constructivo
Cere_R	Gata_Node	constructivo
Cere_S	2*Cere_Node	constructivo
Cere_T	Gata_Node	constructivo
Cere_U	Gata_L	funcional

Parametro	Formula	Tipo
Pm_M	ce	funcional
Pm_Z	ce	funcional
Pm_Dp	Pm_M + Pm_Z	constructivo
Pm_De	Pm_Dp + (2)*Pm_M	constructivo
Pm_Dh	Pm_Dp - (2.5)*Pm_M	constructivo
Pm_e	(1/2)*(a + Pm_M)	constructivo
Pm_H	ce	funcional
Pm_Ej_d	10*Pm_M	constructivo
Pm_Ej_L1	3*Pm_H	constructivo
Pm_Ej_L2	(10)*Pm_H - Pm_Ej_L1	constructivo
Pm_ab_h	(1/4)*Pm_Ej_d	constructivo
Pm_ab_j	(3/4)*Pm_Ej_L1	constructivo

Parametro	Formula	Tipo
Mot_Rex	ce	funcional
Mot_Lhs	ce	funcional
Mot_Fex	ce	funcional
Mot_Ra	Mot_Rex - 12	constructivo
Mot_Lra	ce	funcional
Mot_Lra	ce	funcional
Mot_Dm	ce	funcional
Mot_Dm	2*(Mot_Rex - Mot_Lex) - (1/2)*Mot_Rex + Mot_Ra	constructivo

Parametro	Formula	Tipo
Brida_A	Mot_Dm	constructivo
Brida_B	Mot_Rex	funcional
Brida_C	Mot_Ra	funcional
Brida_D	Mot_Dm	constructivo
Brida_E	ce	funcional
Brida_F	Brida_A + 5	constructivo
Brida_G	(1/6)*Brida_P_L	constructivo
Brida_H	(1/2)*Brida_A_H	constructivo
Brida_I	(1/2)*Brida_Ran_D	constructivo
Brida_J	ce	funcional
Brida_K	ce	funcional
Brida_L	(1/6)*Brida_Res_L	constructivo

Parametro	Formula	Tipo
Rden_B_h	Rden_C_h - (1/2)*Rden_D	constructivo
Rden_B_w	Rden_C_w	constructivo
Rden_C_d	(1/12)*Rden_B + Rden_F	constructivo
Rden_C_h	Rden_E + Rden_clear	constructivo
Rden_C_j	(3/5)*Rden_d	constructivo
Rden_C_w	Rden_B + Rden_F + clear	constructivo
Rden_C_w	Rden_C_h	constructivo
Rden_C_w	ce	funcional
Rden_L	(5/8)*Rden_Tal_D	constructivo
Rden_Tal_D	ce	funcional
Rden_Tal_W	Rden_C_j + Rden_E	constructivo
Rden_Tal_W	ce	funcional
Rden_alpha	(1/4)*Rden_Tal_D	constructivo
Rden_alpha	alpha	funcional

Parametro	Formula	Tipo
Rden_B_h	(5/6)*Rden_D	constructivo
Rden_B_w	ce	funcional
Rden_E	(4/3)*Rden_D	constructivo
Rden_F	(1/5)*Rden_B	constructivo
Rden_G	(1/2)*Rden_E	constructivo
Rden_L	(3/4)*Rden_B	constructivo
Rden_O	(1/3)*Rden_D	constructivo
alpha	ce	funcional

Parametro	Formula	Tipo
Brd_Ran_d	Brd_Ran_D	constructivo
Brd_P_L	Brd_P_L - Brd_P_R - (Brd_Ran_H2)	constructivo
Brd_Ran_W	Brd_P_L - Brd_P_R	constructivo
Brd_Res_e	Brd_Res_H	constructivo
Brd_Res_L	Brd_Res_L	constructivo
Curno_E	Rden_L + 1	funcional
Curno_W	ce	funcional
Curno_G	2*(Rden_E + Curno_W)	constructivo
Curno_H	max(Rden_H, Pm_Ejg - Brd_Ran_H) + (3/2)*Pm/Rden_O - Brd_Ran_dj	constructivo
Curno_L	Rden_W + Curno_G + Pm_W + Brd_Ran_H	constructivo
Pm_D	2*Pm_Ej_D	constructivo
Pm_Ejg	(Cere_A2) - Cere_Aj + (Pm_Dp2)	constructivo
Pm_W	(8/3)*Brd_P_L	constructivo
Rel_D	Rden_Tal_D	constructivo
Rel_W	Rden_C_w + Rden_Tal_W + Rden_E	constructivo
Rod_H	(Gata_A2) + (Rden_D2)	constructivo
Rden_O	Rden_O	constructivo
Rod_W	(2/3)*Rden_E + Rden_w	constructivo

3.3. Fase de evaluación

Una vez construido el modelo paramétrico, el siguiente paso optimizar los valores de los parámetros independientes hasta conseguir un diseño que cumpla satisfactoriamente con los requisitos planteados en la fase de análisis.

Cada conjunto de valores que se asigne a los parámetros constituye un **estado** del modelo de diseño. Enrico Motta y Zdenek Zdrahal proponen un código para exponer formalmente la **aptitud** de un estado de diseño dado y varios métodos para asignar y evaluar los valores de los parámetros ⁽⁸⁾.

3.3.1. *Aptitud del modelo paramétrico*

Motta y Zdrahal nos proponen el siguiente criterio para la aptitud de un estado del modelo de diseño:

- Un modelo se considera **completo** si cada parámetro P tiene un valor asignado.
- Un modelo se considera **admisibile** si ninguna restricción es violada.
- Un modelo se considera **válido** si es *admisibile* y satisface todos los requisitos aplicables.
- Un modelo se considera **solución** si es *válido* y *completo*.

El objetivo de la evaluación del modelo es conseguir una solución al problema de diseño al que nos enfrentamos. De la propuesta de Motta y Zdrahal extraemos la idea de que el modelo paramétrico de nuestro diseño se convierte en solución del problema cuando cada uno de sus valores está optimizado para satisfacer los requisitos sin violar ninguna restricción.

Los métodos de asignación de valores y evaluación de los mismos que proponen Motta y Zdrahal están orientados a la elaboración de algoritmos para la resolución automática de problemas de diseño paramétrico, pero de ellos podemos extraer algunas ideas válidas para el ámbito de diseño de componentes mecánicos.

De los varios métodos que proponen, podemos hacer una distinción fundamental entre **métodos con prioridad a la validez** y **métodos con prioridad a la completitud** del

8) Enrico Motta, Zdenek Zdrahal. Parametric Design Problem Solving. 1999

modelo, de acuerdo a los diferentes niveles de aptitud del modelo de diseño que se expusieron previamente.

- a) Los **Métodos con Prioridad a la Validez (MPV)** consisten a asignar valores a los parámetros y evaluar su validez de uno en uno. Así se asignan valores a los parámetros mediante un proceso iterativo en el que se van ajustando las inconsistencias que puedan ir surgiendo debido a las transferencias de parámetros. De la última iteración resultará un modelo que será *válido y completo*, y por tanto *solución* del problema de diseño.
- b) Los **Métodos con Prioridad a la Completitud (MPC)** consisten en asignar valores a todos los parámetros del modelo primero (asegurar la completitud) y después evaluar la validez de los valores de los mismos, rastreando posibles inconsistencias y aplicando correcciones en las dimensiones que violen alguna restricción o no cumplan con algún requisito.

Cada uno de los métodos tiene un campo de aplicación en el que resulta ventajoso. Los **MPV suelen ser más prácticos en modelos con pocos grados de libertad**, ya que con un número reducido de iteraciones se obtiene un modelo solución. En cambio **modelos que tengan un gran número de grados de libertad se suelen resolver más eficazmente mediante MPC** ya que aunque son menos sistemáticos que los MPV permiten intervenir solamente en las dimensiones inconsistentes, sin afectar a las que ya han pasado el criterio de validez, ahorrando muchas iteraciones que prolongarían demasiado el proceso de evaluación.

Incluso en modelos con un gran número de grados de libertad, los MPV son útiles para hacer una primera asignación de valores al modelo, que después se continuarán evaluando mediante un MPC.

Como la duración de un proyecto está directamente relacionada con el coste del mismo para cada modelo es preferible el método que requiera un menor número de iteraciones.

3.3.2. Evaluación de la solución

Una vez que se obtiene un modelo solución, que cumple con todos los requisitos y no viola ninguna restricción, aún se tiene que evaluar si es una solución que se pueda utilizar, es decir, si es una solución **viable**.

Recordemos que los criterios de diseño proporcionados y cuyo correcto cumplimiento hacen que el modelo sea apto, en la concepción que les hemos dado como se refieren únicamente a la aptitud geométrica del modelo. Aún quedarán cuestiones que evaluar del modelo en tanto a otras funcionalidades, que en las aplicaciones industriales suelen estar relacionadas con el comportamiento mecánico, la fabricabilidad, el comportamiento aerodinámico... etc.

Para la evaluación de la aptitud de la solución propuesta deberán utilizarse las técnicas y herramientas que la funcionalidad que se desee evaluar en cada caso. De tratarse de comportamiento mecánico: análisis de elementos finitos, cálculos de resistencia de materiales estática o dinámica... etc; de tratarse de fabricabilidad: análisis de tiempos y costes de mecanizado, moldeabilidad...etc, etc.

No es el objetivo de esta tesina entrar en profundidad en las características de cada una de estas técnicas y herramientas y su aplicación, pero si el de analizar las ventajas potenciales que puede proporcionar el trabajar con un modelo parametrizado a la hora de utilizarlas.

Normalmente, el trabajo de resolución de un problema de diseño es un proceso iterativo en el que cada iteración nos acerca un poco más a la solución ideal. En el proceso de evaluación del diseño es donde el bucle se cierra y se deciden las modificaciones que se introducirán en la fase de análisis de la siguiente iteración.

Las ventajas de contar con un modelo paramétrico durante la fase de evaluación son una consecuencia de las ventajas generales, pero adquieren especial significado durante la fase de evaluación ya que contribuyen especialmente a hacer eficaz el proceso iterativo de evaluación.

Algunas de las ventajas que podemos mencionar son:

- La utilización de un modelo paramétrico simplifica la introducción de cambios en el diseño ya que la modificación del valor de un parámetro produce automáticamente el ajuste del valor de todos los otros parámetros que están relacionados con él. De la misma forma resulta sencillo modificar las relaciones entre parámetros: si el modelo está bien construido es muy fácil seguir la trazabilidad de un parámetro y reconfigurar el modelo.

- El proceso de análisis y síntesis del problema de diseño nos conduce a relacionar las características funcionales del diseño con características geométricas y constructivas específicas del modelo. De esta forma se simplifica la toma de decisiones a la hora de intervenir en un diseño de acuerdo a los resultados obtenidos en las evaluaciones del mismo.

Un resultado de la interpretación de la solución del problema de diseño como un conjunto de parámetros interconectados es que podemos aprovecharnos de técnicas de optimización numérica para calcular los valores idóneos de los parámetros. Utilizando el valor de un determinado parámetro como variable de un algoritmo de optimización, y con la ayuda de las herramientas de análisis, podemos utilizar algoritmos de optimización numérica para maximizar o minimizar determinadas funciones o características del diseño relacionadas con ese parámetro. Esta posibilidad se plantea con más profundidad en el capítulo 8 de este trabajo.

3.4. Trabajo con modelos paramétricos en UGS NX6

Esta sección se aparta de los objetivos marcados para este trabajo de transferibilidad, ya que a continuación se expondrán las particularidades de la aplicación de la metodología en el trabajo con el software de CIM de Siemens Unigraphics NX6. Debido a que los demostradores se han construido mediante este software, consideramos interesante que se detallen los pormenores del trabajo de diseño paramétrico en este entorno, pues pueden servir como orientación a otros diseñadores cuando intenten aplicar la metodología expuesta en este software u otros entornos de CIM como CATIA, SolidWorks, ProEngineer... etc.

Ordenaremos este apartado siguiendo el orden cronológico del proceso de construcción del modelo. Al estar esta sección centrada en el trabajo con la herramienta informática de generación de modelos, se concentrará sobre todo en la fase de síntesis del proceso de diseño. No obstante algunas decisiones tomadas durante la fase de análisis se mencionarán pues influyen en la forma de trabajar en la fase de síntesis.

3.4.1. *Fase de análisis*

El proceso de reunión de información e ingeniería inversa que se llevó a cabo durante esta fase se resumió en un bloque de bocetos dibujados a mano y bosquejados en un programa de CAD no paramétrico (AutoCAD 2007) que sirvieron como punto de partida para Estos bocetos contenían toda la información imprescindible sobre las piezas y un planteamiento inicial de la jerarquía de parámetros y las relaciones entre piezas del ensamblaje.

Ya que las formas habituales de construir sólidos en los programas de CAD paramétrico son mediante **extrusión** y **revolución**, es práctico pensar ya desde la fase de análisis en organizar los parámetros de forma coherente con estos modos de trabajo. Por ejemplo:

- **Agrupar los parámetros por ejes y planos:** los planos transversales que definen una extrusión o revolución son la unidad fundamental de la pieza y los ejes que determinan estos planos son excelentes referencias para los parámetros funcionales o para restricciones geométricas.

- **Pensar en parámetros que definan modificadores**, como redondeos, posición y diámetro de taladros, planos de corte, cajas y ranuras, número de elementos de una matriz... etc.
- **Resolver con restricciones geométricas (paralelismo, perpendicularidad, ángulo fijo, coincidencia linear... etc.) todas las relaciones posibles.** Se pueden ahorrar de esta manera muchos parámetros y se consiguen modelos más sencillos y eficientes.

Es aconsejable aunque no imprescindible contar con un valor inicial orientativo de los parámetros funcionales de cada pieza. Debido al carácter modular y esquemático de los modelos paramétricos, es sencillo modificar el valor de cualquier parámetro a posteriori durante las fases de síntesis y análisis.

La sección de descripción del demostrador se extiende más en el trabajo de la fase de análisis.

3.4.2. *Fase de síntesis*

Si la información obtenida en la fase de análisis configura una imagen clara de las piezas que se desea conseguir, la construcción del modelo es un proceso sencillo, que puede esquematizarse en cuatro pasos.

- ***Creación de la lista de parámetros***

Habiendo creado un archivo nuevo .prt vacío, es recomendable empezar introduciendo los parámetros decididos en la herramienta de gestión de parámetros del modulo de CAD de UGS NX6. Debido a que hay que hacer referencia a ellos, lo más sencillo es introducir primero todos los parámetros independientes/funcionales y después introducir los parámetros constructivos.

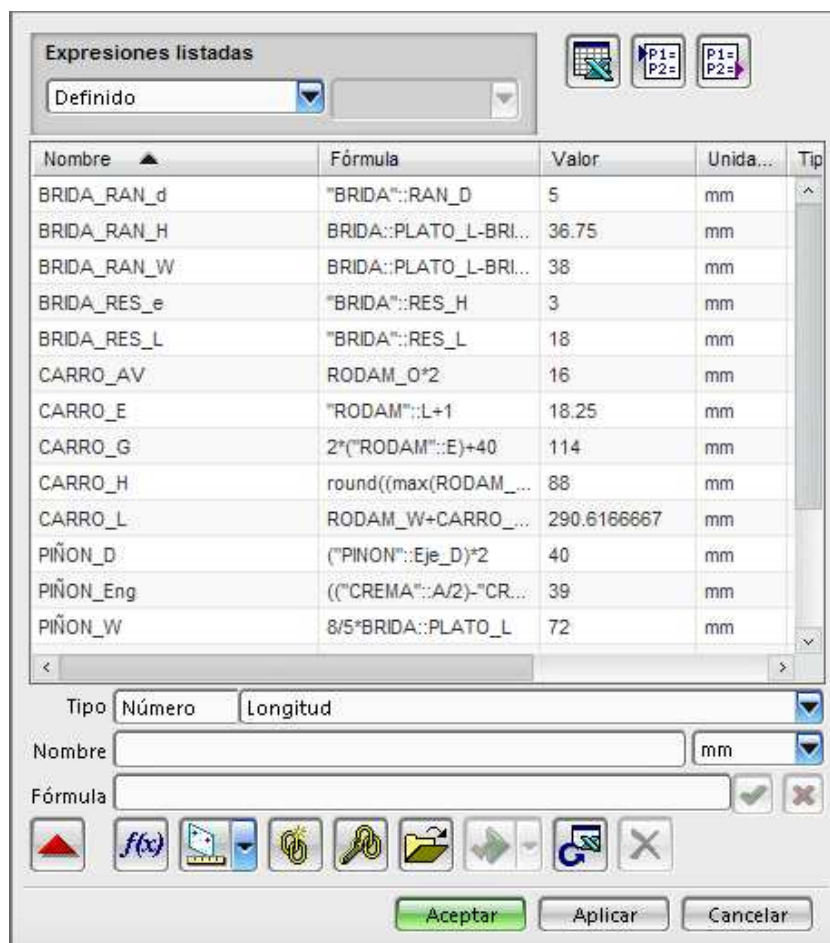
Para mantener la lista ordenada, una medida que se mostró útil durante el trabajo es nombrar los parámetros de manera que identifiquen inequívocamente la característica que describen. Por ejemplo, los cuatro parámetros que definen la posición y forma de un taladro cilíndrico.

Posición en x → *Talad_X* Posición en y → *Talad_Y*

Diámetro → *Talad_D* Profundidad → *Talad_L*

Cuando se crea la lista de parámetros de una pieza que recibe muchos parámetros transferidos de otros componentes, pueden producirse confusiones si no se tiene muy claro qué representa un parámetro y de donde procede. Por eso también resulta útil nombrar los parámetros de manera que identifiquen de qué componente han sido transferidos. Siguiendo con el ejemplo anterior, si se trasladara el diámetro del taladro de una brida a una arandela:

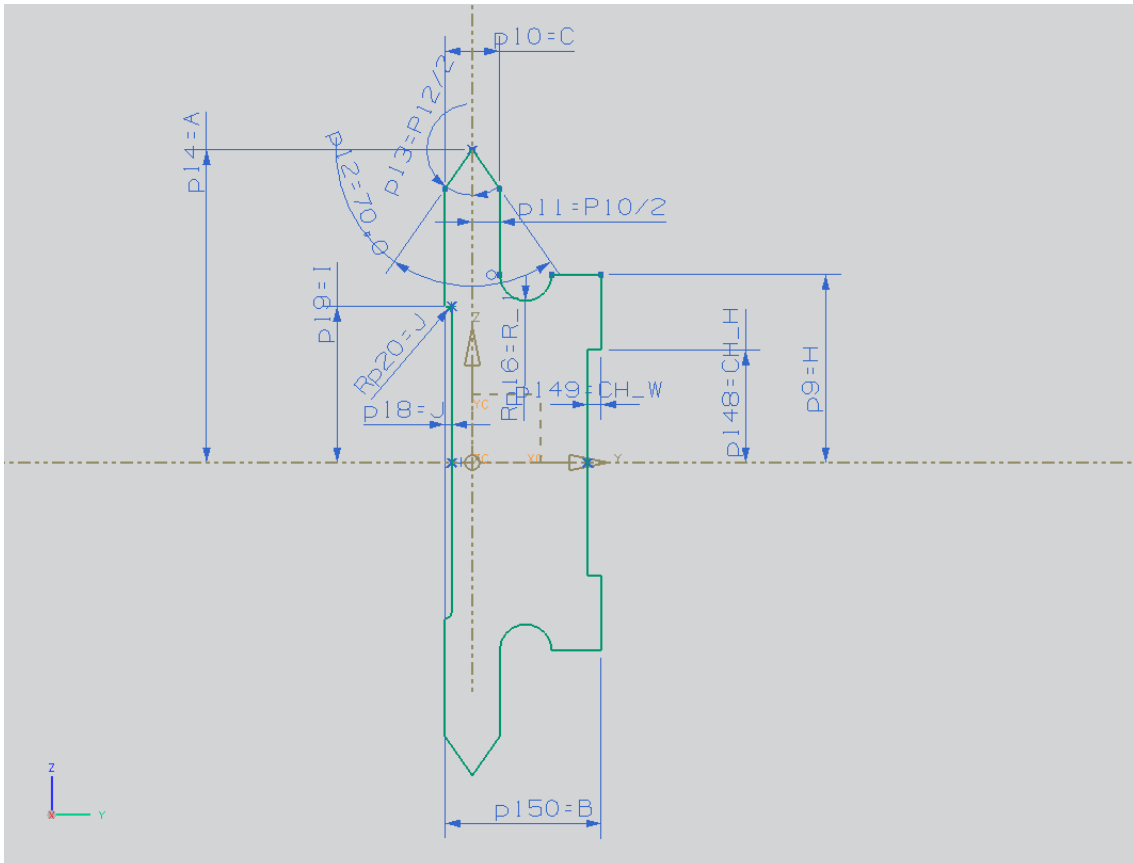
Pieza origen	Nombre	Pieza de destino	Nombre en destino
<i>Brida</i>	<i>Talad_D</i>	<i>Arandela</i>	<i>Brida_Talad_D</i>



En la figura anterior, que corresponde a la lista de parámetros del carro se puede ver cómo funciona este método de notación de los parámetros para mantenerlos ordenados en la lista y localizables según su origen y su correspondencia con una característica geométrica de la pieza

- **Creación de croquis**

Como mencionamos antes el **croquis suele ser la unidad primaria** para generar la geometría en la mayoría de casos cuando se trabaja con CAD paramétrico. En el croquis dibujaremos las secciones transversales o las generatrices que definan la geometría primaria de nuestro modelo.



Un enfoque a este punto es dibujar el croquis a “mano alzada” primero hasta introducir toda la geometría necesaria y a continuación ir introduciendo las cotas y las restricciones definidas en los bocetos de partida. Otra manera es ir dibujando y acotando alternativamente. Aunque el primer método es más rápido, a veces la geometría puede comportarse de forma extraña si la escala del dibujo es muy diferente de la de los parámetros. Esto no ocurre si se acota a la vez que se dibuja, pero de esta forma el proceso es más lento.

El momento de la creación del croquis es una buena oportunidad para detectar errores del primer planteamiento de los parámetros y corregir la definición de dimensiones o relaciones de proporción entre el parámetro funcional y sus parámetros constructivos asociados. La herramienta de dibujo de croquis de UGS NX6 nos informa de cuándo se

presentan conflictos entre cotas o de si hay geometría sobrerrestringida por lo que es muy útil para esta primera evaluación.

- ***Modificadores***

Una vez completos los croquis, se introducen los modificadores necesarios para producir la geometría final. Normalmente se parte de un modificador de extrusión o revolución y a continuación se agregan otros como redondeos, cortes por plano, ranuras, taladros...

Es interesante comprobar en este punto si la introducción de un modificador altera el valor de una dimensión y provoca una violación de las restricciones. Los modificadores no alteran el valor de los parámetros constructivos, así que este tipo de errores no se pueden detectar en la herramienta de gestión de parámetros y deben hacerse comprobaciones con las herramientas de medición que proporciona UGS NX6. Al no haber ninguna herramienta que nos permita monitorizar el valor de una medición sobre el modelo, estas comprobaciones han de realizarse ad hoc en cada ocasión.

- ***Ensamblaje parametrizado***

Obtenidos los componentes parametrizados e interrelacionados, se puede construir el ensamblaje. No es necesario (y pocas veces nos encontraremos con esta circunstancia) esperar a tener las versiones finales de las piezas para construir el ensamblaje. Si las relaciones están bien definidas, un cambio posterior en un componente se reflejará en todos los que se encuentran aguas debajo de él en la jerarquía y no afectarán negativamente a la construcción del ensamblaje.

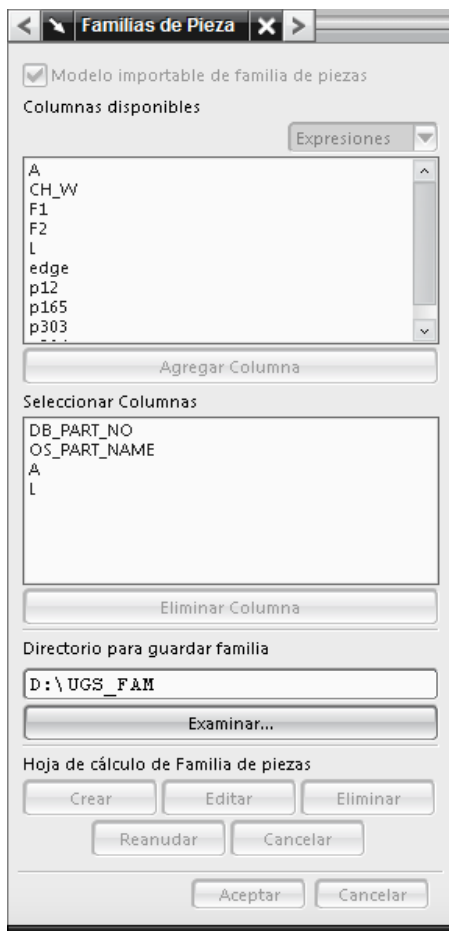
Es muy importante crear un archivo .prt nuevo para contener el ensamblaje. Podremos resolver la mayoría de las condiciones de montaje mediante restricciones geométricas pero en ocasiones habremos de definir parámetros y conviene que las listas de definición de los parámetros de ensamblaje y de componentes estén separadas. En caso de ensamblajes muy sencillos pueden contenerse en el archivo de la pieza soporte, en cuya lista de parámetros se incluirán los parámetros de ensamblaje si fueran necesarios.

En montajes complejos puede ser útil el empleo de ensamblajes secundarios para definir subconjuntos de piezas. Al tener cada ensamblaje su propio sistema de referencia

podemos mantener invariables los valores de los parámetros de ensamblaje de un subconjunto aunque la posición de este en el montaje global varíe.

- **Familias de piezas y ensamblajes**

Una de las aplicaciones más directas de los modelos y ensamblajes parametrizados es la creación de **familias de piezas**. En caso de que este sea nuestro objetivo de diseño, UGS NX nos proporciona una herramienta para generar rápidamente variaciones de un modelo paramétrico.



La opción para la creación de familias de piezas se encuentra en el menú *Herramientas*. Las variaciones de configuración que dan lugar a las familias de piezas se crean construyendo una tabla de Excel cuyas columnas son los parámetros que se quieren variar y en las filas los conjuntos de valores deseados para estos parámetros en cada miembro de la familia. Hay una columna adicional para definir los nombres de los archivos que se generarán con las variaciones de la geometría. La aplicación de creación de familias de piezas nos ofrece como variables del componente de la familia solo los parámetros que identifica como independientes. Si quisiéramos que entre las variables de la pieza se encontrara, por ejemplo, la razón de proporcionalidad entre una variable funcional y una constructiva, deberíamos construir un parámetro independiente para esta razón.

La limitación que tiene la aplicación de creación de familias de piezas en UGS NX es que si bien se pueden modificar los valores de los parámetros independientes, no se pueden modificar las referencias entre piezas. Esta limitación puede ser problemática en piezas que son principalmente sumideros de parámetros y nos puede obligar a construir a mano dichas piezas.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I
1	DB PART	NCOS	PART NAME	A	L				
2	G01	GDOBLE_46_500	23	500					
3	G02	GDOBLE_60_500	30	500					
4	G03	GDOBLE_76_500	38	500					
5	G04	GDOBLE_92_500	46	500					
6									
7									
8									
9									
10									
11									

Esta limitación se suple en parte con el hecho de que modificar la pieza referenciada en una lista de parámetros se realiza muy fácilmente en la aplicación de gestión de parámetros.

De la misma forma, esta herramienta se puede usar para crear familias de ensamblajes con las variaciones de las piezas. La tabla de familias de ensamblajes es similar a la de piezas, las columnas son las piezas que componen cada ensamblaje y por filas se definen los conjuntos de piezas para cada miembro de la familia de ensamblajes.

	B	C	D	E	F	G	H	I	J
1	OS PART NAME	GUIA D	CREMA	RODAM	RETEN	PINON	BRIDA	MOTOR	CARRO
2	ENS_G46_R16_M60	GDOBLE_46_500	CREM_18G46	ROD_16	RET_16	PIN_26_M1,5	BRIDA_60	MOTOR_60	CARRO_G46_R16_M60
3	ENS_G60_R22_M60	GDOBLE_60_500	CREM_18G60	ROD_22	RET_22	PIN_28_M1,5	BRIDA_60	MOTOR_60	CARRO_G60_R22_M60
4	ENS_G76_R22_M60	GDOBLE_76_500	CREM_24G76	ROD_22	RET_22	PIN_28_M1,5	BRIDA_60	MOTOR_60	CARRO_G76_R22_M60
5	ENS_G76_R28_M80	GDOBLE_76_500	CREM_24G76M2	ROD_28	RET_28	PIN_27_M2	BRIDA_80	MOTOR_80	CARRO_G76_R28_M80
6	ENS_G92_R28_M80	GDOBLE_92_500	CREM_28G92M2	ROD_28	RET_28	PIN_27_M2	BRIDA_80	MOTOR_80	CARRO_G92_R28_M80
7									

Con un modelo paramétrico se pueden construir estas familias de piezas y ensamblajes con gran eficiencia.

En el caso de estudio que ilustra esta tesina se crearon familias de piezas de todos los componentes con el objetivo de crear con ellas a continuación, una familia de ensamblajes que cubriera cuatro modelos distintos. Para ello se construyó un modelo del ensamblaje y con él se estudiaron los rangos de valores de los grados de libertad del mecanismo en los que no aparecían interferencias entre componentes.

Se empleó la guía de doble canto como pieza base para calcular los rangos de valores de los componentes, se tomó como deseable un rango de valores del parámetro A (ancho de la guía) de $23 < A < 46$, y dentro de este rango cuatro valores $A=23$, $A=30$, $A=38$, $A=46$. Este rango se eligió porque está incluido en la relación de tamaños de la

guía que el catálogo de HEPCO Motion recomienda para el uso de carros impulsados por piñón-cremallera.

Al crear la familia de piezas de los componentes sumidero de parámetros del ensamblaje, se encontró la limitación de no poder cambiar la pieza referenciada en la aplicación de creación de familias de piezas de NX6. En estos casos se crearon las piezas de forma manual cambiando las referencias en la aplicación de gestión de expresiones.

En las siguientes tablas se exponen los parámetros definitorios de la familia de piezas para cada componente fuente y los valores que se le dieron:

<i>Familia de Piezas: Guía de doble canto</i>		
Nombre pieza	Parámetros	
	A	L
<i>GDOBLE_46_500</i>	23	500
<i>GDOBLE_60_500</i>	30	500
<i>GDOBLE_76_500</i>	38	500
<i>GDOBLE_92_500</i>	46	500

<i>Familia de Piezas: Rodamiento</i>		
Nombre pieza	Parámetros	
	D	O
<i>ROD_16</i>	16	500
<i>ROD_22</i>	22	500
<i>ROD_28</i>	28	500

<i>Familia de Piezas: Piñón</i>			
Nombre pieza	Parámetros		
	m	Z	H
<i>PIN_28_M1,5</i>	1.5	28	6
<i>PIN_27_M2</i>	2	27	8

<i>Familia de Piezas: Motor</i>		
Nombre pieza	Parámetros	
	R_ex	H_ex
<i>MOTOR_60</i>	30	45
<i>MOTOR_80</i>	40	60

Para las piezas sumidero lo que se hizo fue crear componentes relacionados con los componentes miembros de las familias de piezas de las piezas fuente, según las piezas de las que recibiera sus parámetros cada una. El caso de la pieza carro es especial ya que es una pieza sumidero pura que recibe parámetros de todos los demás componentes, así que tuvo que crearse un modelo por cada uno de los modelos finales de la familia de piezas del ensamblaje.

En las siguientes tablas se muestran las piezas sumidero y como variables las piezas de las que recibe parámetros y los diferentes componentes que establecen cada configuración. Los nombres hacen referencia a los que se dieron en las tablas de los componentes fuente.

Familia de Piezas: Cremallera		
Nombre pieza	Fuentes	
	Guía	Piñón
CREM_G46_M1,5	GDOBLE_46_500	PIN_28_M1,5
CREM_G60_M1,5	GDOBLE_60_500	PIN_28_M1,5
CREM_G76_M2	GDOBLE_76_500	PIN_27_M2
CREM_G92_M2	GDOBLE_92_500	PIN_27_M2

Familia de Piezas: Retén	
Nombre pieza	Fuentes
	Rodamiento
RET_16	ROD_16
RET_22	ROD_22
RET_28	ROD_28

Familia de Piezas: Brida	
Nombre pieza	Fuentes
	Motor
BRIDA_60	MOTOR_60
BRIDA_80	MOTOR_80

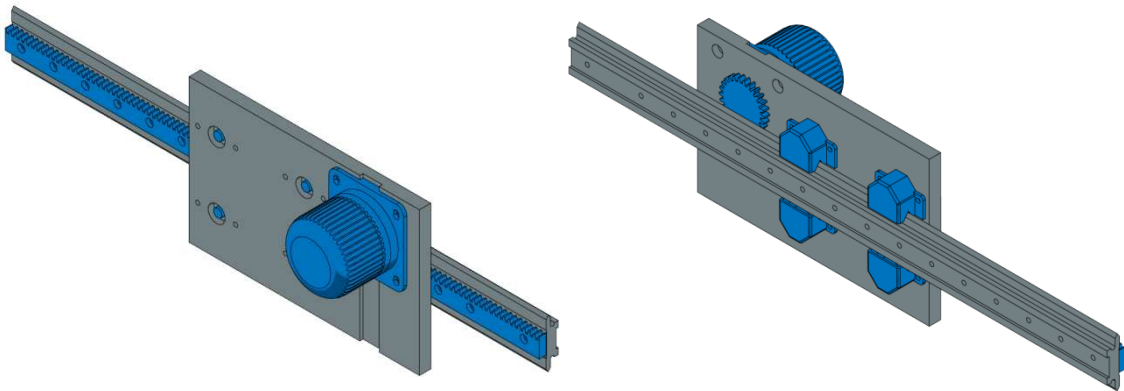
Familia de Piezas: Carro						
Nombre pieza	Fuentes					
	Guía	Rodamiento	Retén	Piñón	Cremallera	Brida
CAR_G46_R16	GDOBLE_46_500	ROD_16	RET_16	PIN_28_M1,5	CREM_G46_M1,5	BRIDA_60
CAR_G60_R22	GDOBLE_60_500	ROD_22	RET_22	PIN_28_M1,5	CREM_G60_M1,5	BRIDA_60
CAR_G76_R22	GDOBLE_76_500	ROD_22	RET_22	PIN_27_M2	CREM_G76_M2	BRIDA_80
CAR_G92_R28	GDOBLE_92_500	ROD_28	RET_28	PIN_27_M2	CREM_G92_M2	BRIDA_80

La tabla de la familia de ensamblajes tiene un aspecto muy parecido al de la tabla de familia de piezas del carro, para las cuatro configuraciones propuestas queda así:

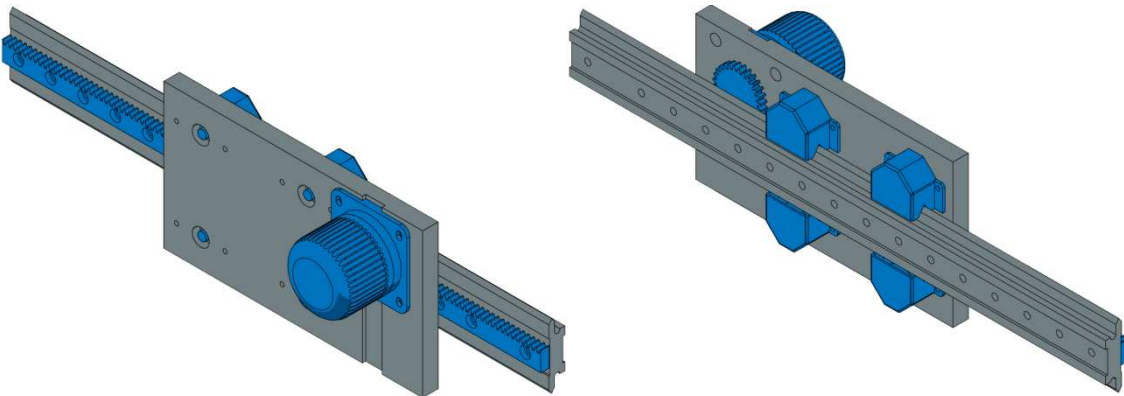
Familia de Ensamblajes							
Componentes							
Nº	Carro	Guía	Rodamiento	Retén	Piñón	Cremallera	Brida
1	CAR_G46_R16	GDOBLE_46_500	ROD_16	RET_16	PIN_28_M1,5	CREM_G46_M1,5	BRIDA_60
2	CAR_G60_R22	GDOBLE_60_500	ROD_22	RET_22	PIN_28_M1,5	CREM_G60_M1,5	BRIDA_60
3	CAR_G76_R22	GDOBLE_76_500	ROD_22	RET_22	PIN_27_M2	CREM_G76_M2	BRIDA_80
4	CAR_G92_R28	GDOBLE_92_500	ROD_28	RET_28	PIN_27_M2	CREM_G92_M2	BRIDA_80

El aspecto de las cuatro configuraciones de piezas es el que se puede observar en las siguientes figuras:

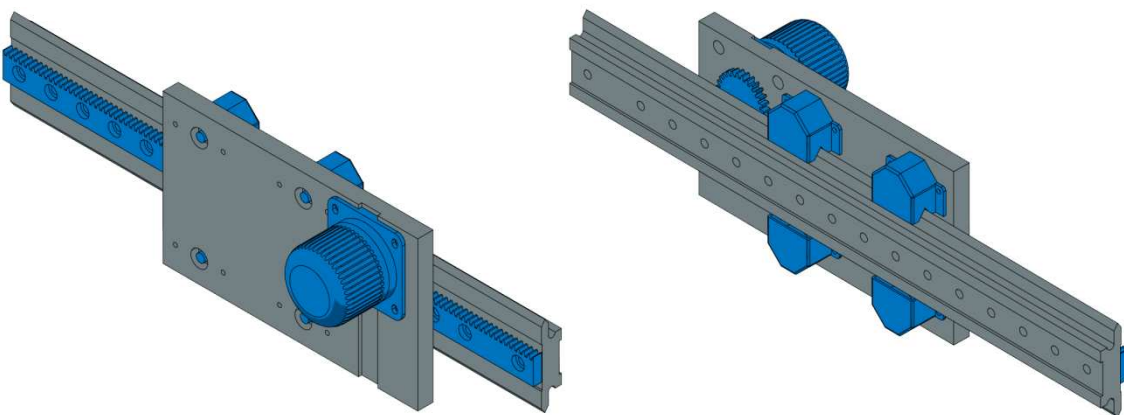
Nº	Carro	Guía	Rodamiento	Retén	Piñón	Cremallera	Brida
1	CAR_G46_R16	GDOBLE_46_500	ROD_16	RET_16	PIN_28_M1,5	CREM_G46_M1,5	BRIDA_60



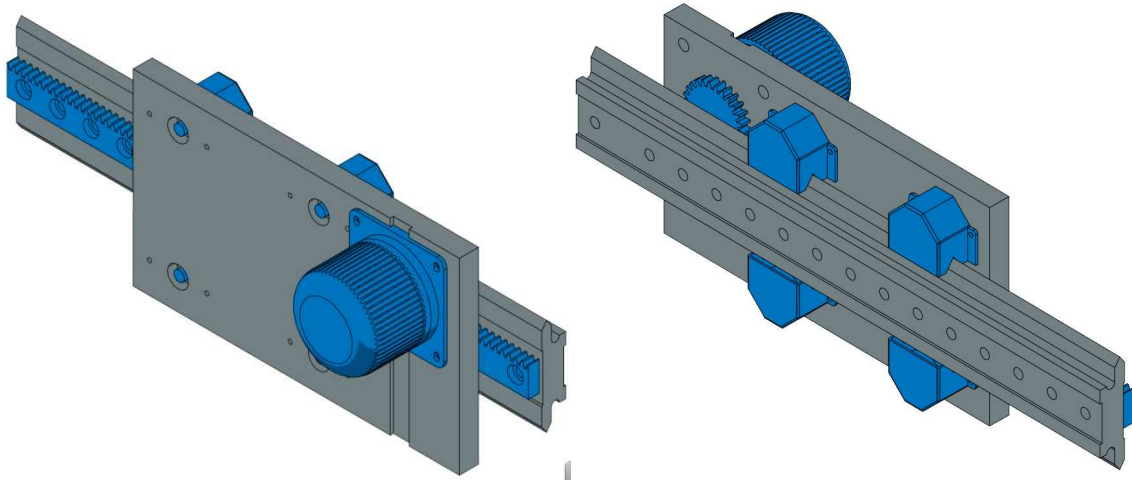
Nº	Carro	Guía	Rodamiento	Retén	Piñón	Cremallera	Brida
2	CAR_G60_R22	GDOBLE_60_500	ROD_22	RET_22	PIN_28_M1,5	CREM_G60_M1,5	BRIDA_60



Nº	Carro	Guía	Rodamiento	Retén	Piñón	Cremallera	Brida
3	CAR_G76_R22	GDOBLE_76_500	ROD_22	RET_22	PIN_27_M2	CREM_G76_M2	BRIDA_80



Nº	Carro	Guía	Rodamiento	Retén	Piñón	Cremallera	Brida
4	CAR_G92_R28	GDOBLE_92_500	ROD_28	RET_28	PIN_27_M2	CREM_G92_M2	BRIDA_80



3.4.3. *Fase evaluación*

Algunas de las tareas de evaluación de la aptitud del modelo se realizan durante la fase de construcción del mismo, UGS NX carece de una herramienta para limitar los valores de los parámetros constructivos, de manera que solo se puede limitar su valor a partir del parámetro funcional al que estén asociados. Es conveniente por tanto tener la lista de parámetros a la vista cuando se trabaja en modelos paramétricos de componentes. Como ya se ha mencionado, tampoco hay una herramienta para monitorizar medidas, así que las partes comprometidas de la geometría pueden necesitar mediciones ad hoc frecuentes. Por supuesto, se puede evitar esto controlando esta geometría con parámetros independiente/funcionales, pero en ocasiones por economía de parámetros (cada parámetro independiente agrega un grado de libertad al diseño) o por alguna razón funcional es preferible no hacerlo.

La evaluación del modelo más allá de las dimensiones (resistencia mecánica, comportamiento aerodinámico, comportamiento térmico, fabricabilidad...) requiere de la realización de las simulaciones pertinentes.

Dependiendo de cuál sea la funcionalidad o característica que se desee evaluar entonces deberán utilizarse diferentes simulaciones. Relacionando este punto con su correspondiente del apartado 5.3, si lo que se desea evaluar es el comportamiento mecánico la simulación más habitual que se realiza es un análisis por el Método de Elementos Finitos; si es una evaluación de fabricabilidad, una simulación de llenado de molde o de tiempos de mecanizado, etc. Es en este punto donde, desde el punto de vista de la aplicación informática, se produce un cambio de perspectiva.

Hasta este momento del proceso de diseño, el trabajo que se ha realizado en la aplicación informática ha sido exclusivamente de CAD. Es en la fase de evaluación donde entran en juego otras herramientas de los paquetes de software de CIM y PLM como el CAE y el CAM.

- ***CAE con Modelos Paramétricos***

El trabajo con modelos paramétricos ofrece las mismas ventajas en las aplicaciones CAE que en las aplicaciones CAD, nos permite tener un control preciso de la geometría, de manera que los cambios que se precisen como consecuencia de los resultados de las simulaciones pueden aplicarse con eficiencia.

Pero las ventajas no solo se limitan al aspecto geométrico. En el caso concreto de UGS NX también podemos guardar como parámetros valores de fuerzas y momentos, de manera que podemos parametrizar las fuerzas aplicadas, lo cual es muy cómodo para crear simulaciones con varios subcasos de cargas. Ya que se pueden parametrizar, estos valores pueden relacionarse con otros parámetros de la geometría y mantenerse coordinados y actualizados continuamente.

Para ilustrar el trabajo de CAE con modelos paramétricos se han construido los modelos de elementos finitos y realizado las simulaciones necesarias para establecer los límites de carga de las familias de piezas obtenidas del análisis de compatibilidad de piezas realizado para determinar los componentes de las familias de piezas.

Contamos con cinco diferentes modelos de ensamblajes y los sometimos a casos de carga de intensidad creciente con el fin de determinar la capacidad máxima de carga de cada uno de ellos basados en dos criterios: **tensión y deformación**.

- **Tensión:** Ningún componente debe estar sometido a una tensión equivalente de Von Misses superior al valor del límite elástico del material con el que está construido. Se utilizará un factor de seguridad **n=0.7**
- **Deformación:** Las deformaciones debidas a las cargas no deben provocar interferencias entre las piezas ensambladas. Se considerará un umbral de interferencia de un 50% de la distancia nominal antes de la deformación (factor de seguridad **n=0.5**)

Cualquiera de las condiciones que se dé en el caso simulado, descarta el caso como límite y concede la posibilidad de ser el caso elegido a uno de menor carga. Si no hubiera ninguno de menor carga, se reducirían los valores de las cargas del caso menos exigente.

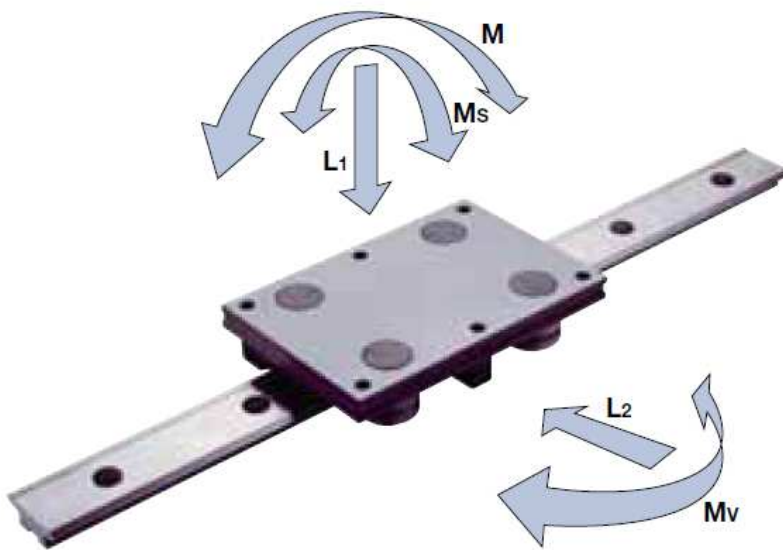
El modelo se evaluó considerando como posición de trabajo aquella en la que el carro está en posición vertical, con la guía paralela al plano horizontal del sistema de referencia y con la cremallera con la superficie dentada hacia arriba.

Con este conjunto de estudios y simulaciones no se pretende dar una solución definitiva al que sería el problema de calcular límites de carga en aplicaciones reales de las piezas, ya que habría que tener en cuenta más factores de los que se han considerado. Sirve no obstante como una primera aproximación al proceso de evaluación del diseño mediante

el uso de CAE paramétrico y contempla todos los pasos del proceso y las herramientas implicadas.

HIPOTESIS DE CARGA

En cuanto a las cargas aplicadas, el catálogo de HEPCO Motion⁽⁹⁾ sugiere una hipótesis de carga con dos fuerzas y tres momentos para calcular la carga máxima del carro. Partiendo de esta sugerencia, se creó la hipótesis de carga para la simulación del ejemplo.



Se han colocado dos cargas de fuerza, una normal al carro, con sentido negativo (hacia el interior del ensamblaje) y otra tangente en la dirección del eje Z con sentido negativo (“hacia el suelo”). Estas fuerzas representan la carga aplicada al carro por un objeto o por un componente acoplado a él, por tanto se situaron en el centro del área entre rodamientos, que es donde con mayor probabilidad se aplicarían en el uso.

Se agregó una fuerza más para representar el peso del motor. Aunque el componente ya está afectado por su propio peso al incluir la carga gravitatoria, el modelo del mismo es una versión simplificada de la geometría real y no representa bien la carga que supone en el carro. Por tanto se añade una carga adicional aplicada en el cuerpo del componente modelo.

9 Catálogo de la serie GV3. Pág.58 Hepco Motion 2009

Los momentos se aplicaron mediante pares de fuerzas aplicados en caras opuestas del carro. Hay un momento por cada dirección espacial y se aplicaron en el sentido más desfavorable (el más propenso a provocar interferencias debido a deformaciones).

Según el catálogo de HEPCO Motion algunos de estos momentos son proporcionales a la distancia entre pares de rodamientos medida en la dirección de la guía ⁽¹⁰⁾. Aprovechando la capacidad de parametrizar las cargas, se establecieron parámetros con los valores de esos momentos y luego con estos datos y otros parámetros de la geometría del carro, se calculó el valor de los pares de fuerzas en parámetros separados.

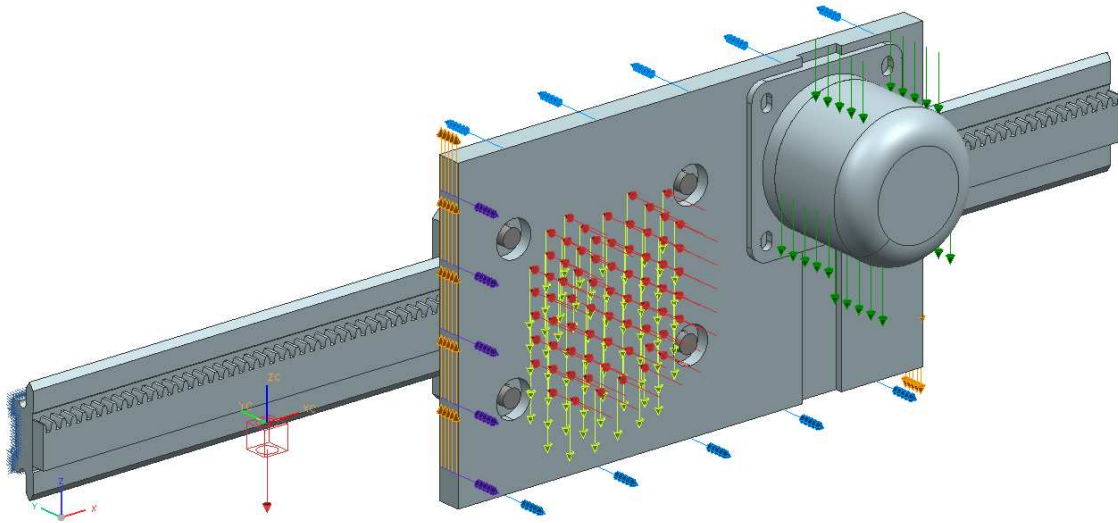
Nombre	Fórmula	Valor	Unida...	Tipo
C1F1	1000	1000	N	Número
C1F2	900	900	N	Número
C1FM	250	250	N	Número
C1FMV	200	200	N	Número
C1M	C1FM*CARRO_D	20.50000113	N-m	Número
C1MS	50	50	N-m	Número
C1MV	C1FMV*CARRO_D	16.4000009	N-m	Número
C1PM	C1M/CARRO_L	95.10554785	N	Número
C1PMS	C1MS/CARRO_L	231.9647381	N	Número
C1PMV	C1MV/CARRO_L	76.08443828	N	Número
CARRO_D	p11	0.08200000452	m	Número
CARRO_H	p134	0.134	m	Número
CARRO_L	p132	0.2155500031	m	Número

Tipo: Número Longitud
 Nombre: mm
 Fórmula:

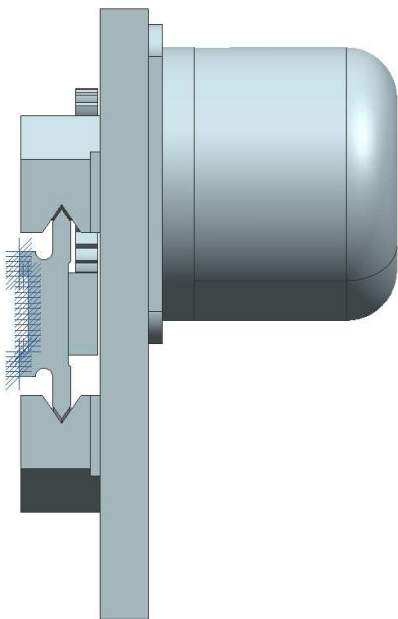
Al calcular unos parámetros a partir de otros, especialmente en el caso de cálculo de cargas, hay que prestar atención a la coherencia de las unidades, aunque el gestor de expresiones de UGS NX6 devuelve un error cuando detecta una inconsistencia de unidades es conveniente vigilar de cerca las unidades de los parámetros intermedios.

¹⁰ Catálogo de la serie GV3. Pág.58 Hepco Motion 2009

El aspecto de la hipótesis de cargas en la ventana de la aplicación de Simulación Avanzada de NX6 era el siguiente:



Se crearon tres casos de cargas progresivamente crecientes en magnitud. Cada una es de valor un 100% mayor que la anterior. El primer modelo del ensamblaje fue sometido a una serie de simulaciones de control hasta que se halló su límite de resistencia de uso y se partió de esos datos para dimensionar las cargas del resto de modelos. Al final de esta sección se incluye un resumen de las simulaciones realizadas y se incluyen listas de valores de las fuerzas aplicadas a cada caso en cada uno de los modelos del ensamblaje, así como las conclusiones extraídas.

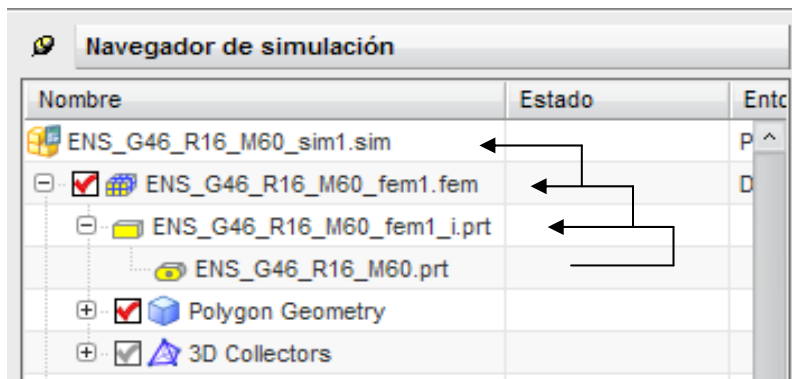


En cuanto a las restricciones, se marcaron como fijas las superficies de la guía doble que estarían acopladas con el elemento portante, que son las que aparecen marcadas en la figura.

MALLADO Y CONEXIÓN DE SUPERFICIES

Para poder empezar a trabajar con el método de elementos finitos es necesario mallar la geometría. Se utilizaron mallas en 3D, de elementos tetraédricos en casi todos los elementos salvo en algunos que por sus características de construcción, como la guía y la cremallera, que se mallaron con mallas 3D de barrido.


El mallado se hizo sobre la geometría de una pieza idealizada, en la que se eliminaron algunos detalles de la geometría como redondeos o agujeros pequeños que no influyen mucho en el comportamiento estructural de los componentes pero si pueden complicar mucho el mallado. La figura idealizada está asociada al ensamblaje parametrizado, de tal manera que todos los cambios realizados en los componentes originales se actualizan automáticamente aguas arriba del sistema de archivos de simulación.



Se construyeron descriptores de propiedades físicas y contenedores de mallas para cada uno de los materiales con que se construye el mecanismo: **acero de baja aleación AISI 5160, aleación de aluminio 7075 y poliuretano rígido.**

La simulación estructural de un ensamblaje incluye no sólo el análisis del comportamiento mecánico de cada pieza individualmente sino también de cómo las cargas se transmiten de unas piezas a otras.

Para la evaluación de conjuntos de piezas, la herramienta de análisis de UGS NX6 provee de la opción de asociar el unas piezas con otras. Están disponibles dos vías de conexión entre mallas: el **contacto** y el **encolado de superficies**:

-  El **contacto** se define a partir de una región fuente y una región de destino, las cuales no pueden interferir. Estas regiones pueden ser parte del

mismo componente o no. El contacto se suele utilizar para estudiar la tensión que aparece en objetos deformables al entrar en contacto. Se pueden configurar condiciones de contorno para la simulación como, por ejemplo, el coeficiente de rozamiento entre superficies en contacto.



- El **encolado** asocia, también mediante una región fuente y una región de destino, un conjunto de superficies que se mueven solidariamente unas con otras, aunque pertenezcan a componentes diferentes. Los nodos de la región de encolado quedan asociados y su movimiento relativo se reduce a cero durante las simulaciones. El encolado es útil para evaluar cómo se deforma un conjunto de piezas debido a la transferencia de carga entre ellas.

Para conectar las mallas entre los diferentes componentes del modelo se ha empleado el **encolado de superficies**. Este tipo de conexión no refleja completamente el comportamiento real de las piezas, por ejemplo los rodamientos no están soldados a la guía si no que cuentan con un grado de libertad en sentido longitudinal.

Sin embargo se ha elegido este tipo de conexión ya que es el que mejor modeliza la transferencia de cargas entre elementos acoplados, que es el comportamiento que se quiere simular. Se crearon varias instancias de encolado de superficies, a saber:

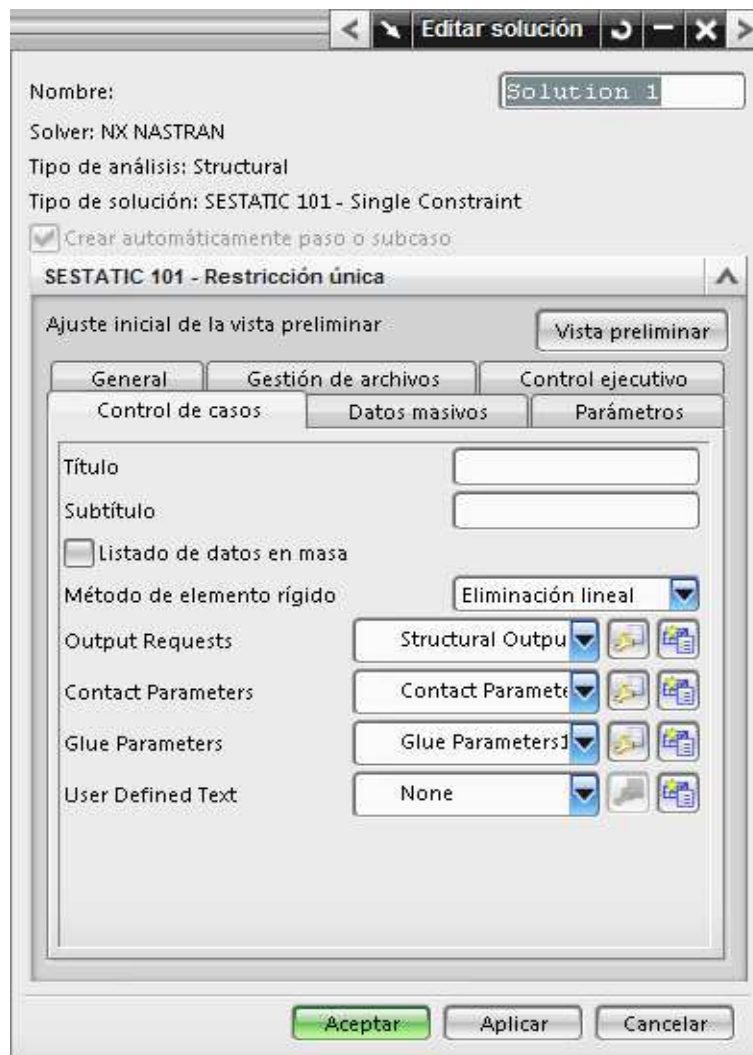
- Entre la superficie del **perno de los rodamientos** y el **taladro correspondiente del carro**.
- Entre las **superficies en V de la guía** y la **ranura de los rodamientos**. Este acople se hizo usando como superficie de origen la de la guía y como destino las superficies de las ranuras correspondientes de cada par de rodamientos.
- Entre la **superficie de montaje del motor de la brida** y la **superficie de acople del motor**.
- Entre la **ranura del carro** y la **chaveta de la brida**, así como entre la **cara anterior del carro** y la **cara de acople de la brida**.
- Entre la **superficie posterior de la cremallera** y la **superficie anterior de la guía de doble canto**.

Con el mallado hecho y las conexiones de superficies necesarias establecidas, se pueden resolver las simulaciones de elementos finitos aplicando las cargas que se determinaron previamente.

También se ha introducido una conexión de **contacto** entre dos superficies que en las simulaciones de control se observó que podrían llegar a tocarse debido a la deformación por las cargas aplicadas. Estas dos superficies son **la superficie posterior del carro y la superficie anterior de la cremallera**, entre ellas el espacio de separación es muy pequeño y podrían presentar interferencias pasado cierto umbral de deformación



CONTROL DE CASOS Y RESOLUCIÓN

El último paso antes de lanzar los datos al solver de FEM, (en el caso de UGS NX el solver por defecto es NX NASTRAN) es comprobar que todos los casos que se van a evaluar están incluidos en la configuración de la solución.



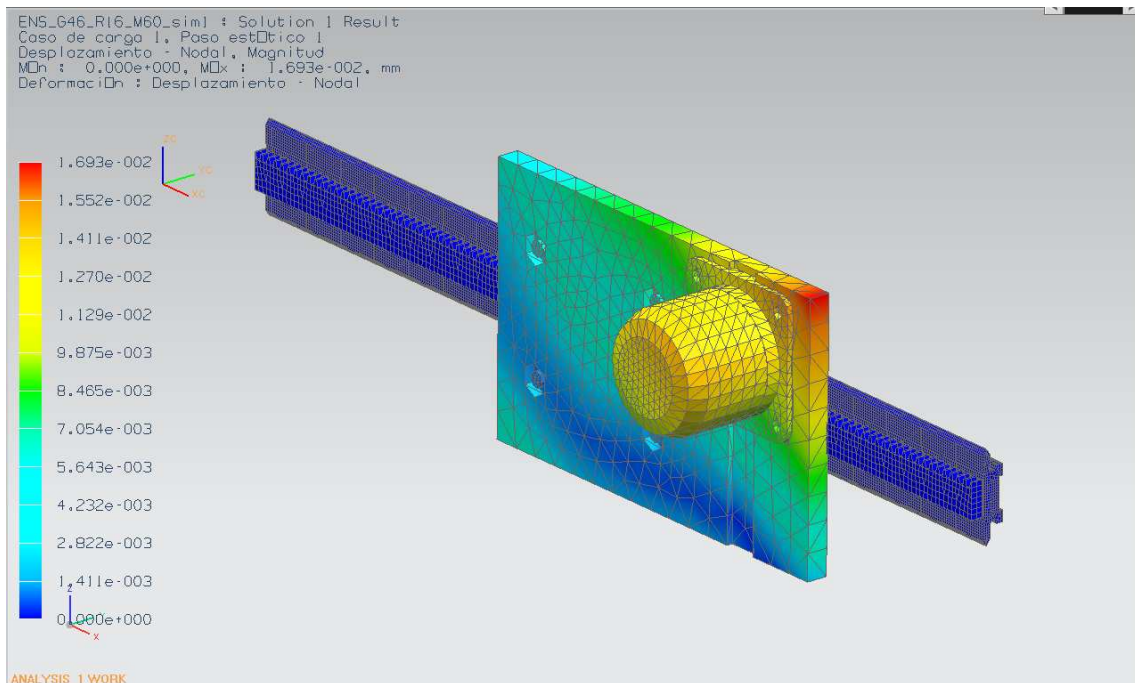
En este contexto “caso” no se refiere a los subcasos de carga de la solución, si no a los entornos físicos que el solver tendrá que analizar. NX NASTRAN entiende como casos

separados el análisis estructural, de contacto y encolado de superficies, de aceleración... etc. y deben indicársele cuáles desean incluirse en los resultados.

Hecha esta última comprobación, lanzamos el comprobador de modelo  para evaluar posibles fallos en el mallado o las cargas. Si la comprobación no devuelve ningún fallo ni advertencia, se puede lanzar el solver .

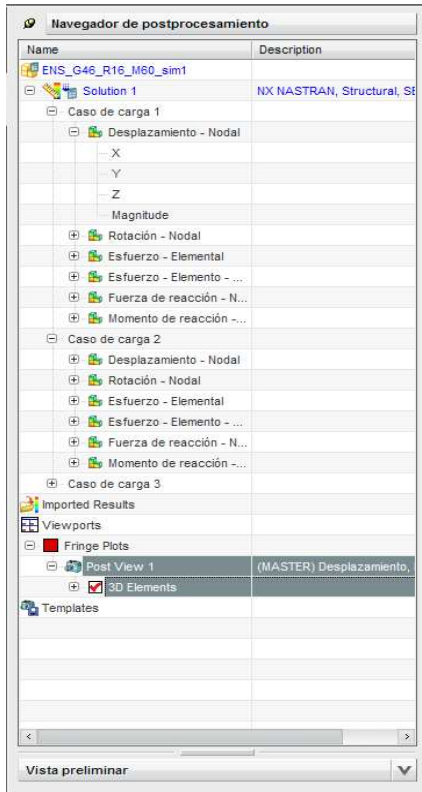
POSPROCESADO

Una vez que el solver termina la resolución del modelo, la ventana de posprocesado nos permite evaluar gráficamente los resultados de la simulación. Entre otros datos nos permite evaluar la deformación, esfuerzo modal y fuerzas de reacción.



La representación gráfica básica muestra en una escala de color la magnitud del parámetro seleccionado. En la figura anterior aparece la representación de la deformación. Las opciones de configuración del visor de posprocesado nos permite ajustar la escala de la deformación (en ocasiones la deformación real es muy pequeña y no se aprecia a escala natural), visualizar elementos concretos o ver vistas en sección.

La ventana de posprocesado muestra un árbol de opciones para cada uno de los subcasos, que pueden de esta manera evaluarse por separado.



Para cada caso pueden evaluarse deformación, rotación, esfuerzo elemental y nodal, fuerza de reacción y momento de reacción y cada uno de estos valores puede particularizarse para un eje del espacio o verse en magnitud absoluta.

En caso de que aparezcan contactos entre superficies durante la simulación de elementos finitos también aparecerá un apartado en el árbol para el esfuerzo en la zona de contacto.

Se comenzará por comprobar el límite de carga de la primera configuración del mecanismo de ejemplo, cuyos componentes eran, tal como son nombrados en la familia de ensamblajes del modelo del mecanismo:

<i>Familia de Ensamblajes</i>							
Componentes							
Nº	Carro	Guía	Rodamiento	Retén	Piñón	Cremallera	Brida
1	CAR_G46_R16	GDOBLE_46_500	ROD_16	RET_16	PIN_28_M1,5	CREM_G46_M1,5	BRIDA_60

Datos para evaluación de los resultados de la simulación

- *Características de los materiales*

<i>Acero AISI 5160 templado</i>		
<i>Carácterística</i>	<i>Magnitud</i>	<i>ud.</i>
Densidad	7850	Kg · m ³
Módulo de Young	213	GPa
Límite elástico	305	MPa
Límite de rotura	800	Mpa
Coef. Poisson	0.295	
Módulo de corte	83	Gpa
Dureza Brinell	179	HB

<i>Aluminio 7075 endurecido T6</i>		
<i>Carácterística</i>	<i>Magnitud</i>	<i>ud.</i>
Densidad	7850	Kg · m ³
Módulo de Young	76	GPa
Límite elástico	530	MPa
Límite de rotura	530	Mpa
Coef. Poisson	0.335	
Módulo de corte	28	Gpa
Dureza Vickers	168	HV

<i>Poliuretano rígido</i>		
<i>Carácterística</i>	<i>Magnitud</i>	<i>ud.</i>
Densidad	1200	Kg · m ³
Módulo de Young	900	MPa
Límite elástico	51	MPa
Límite de rotura	55	Mpa
Coef. Poisson	0.4	
Módulo de corte	100	Mpa

- Resumen de cargas aplicadas

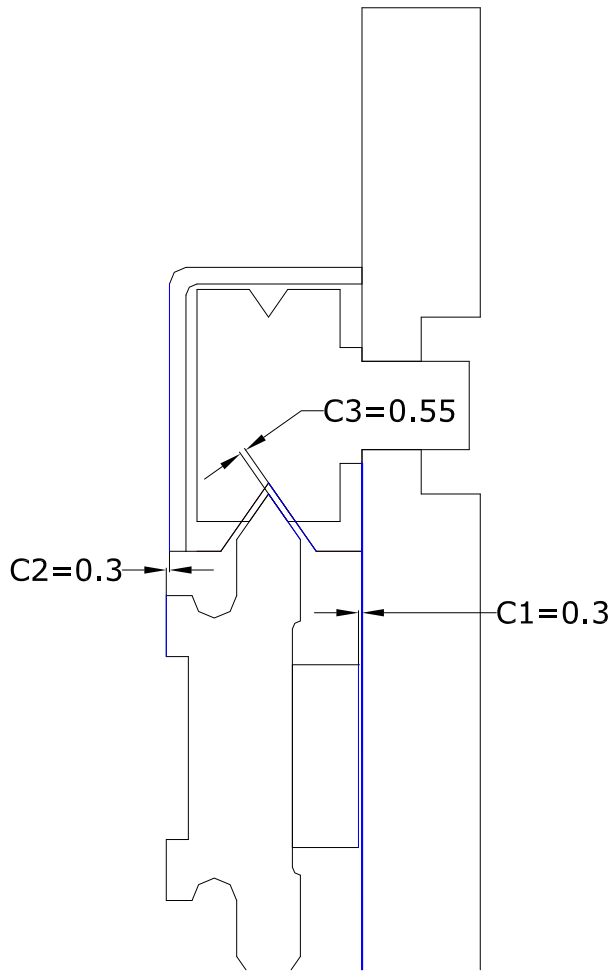
Caso 1			
<i>Carga</i>	<i>Dirección</i>	<i>Magnitud</i>	<i>ud.</i>
Fuerza L1	Y	2500	N
Fuerza L2	- Z	2100	N
Fuerza L3 (peso motor)	- Z	100	N
Momento M	Z	$800 \cdot (\text{Carro_D}^*) = 65$	N·m
- Par de fuerzas FM	$\pm Y$	305	N
Momento MS	-X	50	N·m
- Par de fuerzas FMS	$\pm Y$	485	N
Momento MV	Y	$800 \cdot (\text{Carro_D}) = 65$	N·M
- Par de fuerzas FMV	$\pm Z$	305	N

*Carro_D = distancia en el eje X entre los ejes de los rodamientos

Caso 2			
<i>Carga</i>	<i>Dirección</i>	<i>Magnitud</i>	<i>ud.</i>
Fuerza L1	Y	5000	N
Fuerza L2	- Z	4200	N
Fuerza L3 (peso motor)	- Z	100	N
Momento M	Z	$1600 \cdot (\text{Carro_D}) = 130$	N·m
- Par de fuerzas FM	$\pm Y$	610	N
Momento MS	-X	100	N·m
- Par de fuerzas FMS	$\pm Y$	970	N
Momento MV	Y	$1600 \cdot (\text{Carro_D}) = 130$	N·M
- Par de fuerzas FMV	$\pm Z$	610	N

Caso 3			
<i>Carga</i>	<i>Dirección</i>	<i>Magnitud</i>	<i>ud.</i>
Fuerza L1	Y	7500	N
Fuerza L2	- Z	6300	N
Fuerza L3 (peso motor)	- Z	100	N
Momento M	Z	$2400 \cdot (\text{Carro_D}) = 195$	N·m
- Par de fuerzas FM	$\pm Y$	915	N
Momento MS	-X	150	N·m
- Par de fuerzas FMS	$\pm Y$	1315	N
Momento MV	Y	$800 \cdot (\text{Carro_D}) = 195$	N·M
- Par de fuerzas FMV	$\pm Z$	915	N

- *Distancias límite y regiones de interferencia*



Las superficies marcadas en azul tienen un ajuste muy estrecho y pueden presentar interferencias entre ellas tras la deformación.

Se decidió establecer el límite de la variación con un factor de seguridad de 0.5, es decir, que la mayor reducción que se tolera antes de considerar que la deformación es excesiva es de un 50%.

El ajuste entre las superficies posterior del carro y anterior de la cremallera, separadas por la distancia **C1** es especialmente sensible a la deformación. Entre estas dos superficies se ha establecido una conexión de contacto en la simulación para detectar si aparece una interferencia entre ellas en algún punto.

<i>Condición límite de interferencia</i>		
<i>Ajuste</i>	<i>Valor nominal (mm)</i>	<i>Valor límite (mm)</i>
C1	0.3	0.15
C2	0.3	0.15
C3	0.55	0.275

Resultados obtenidos

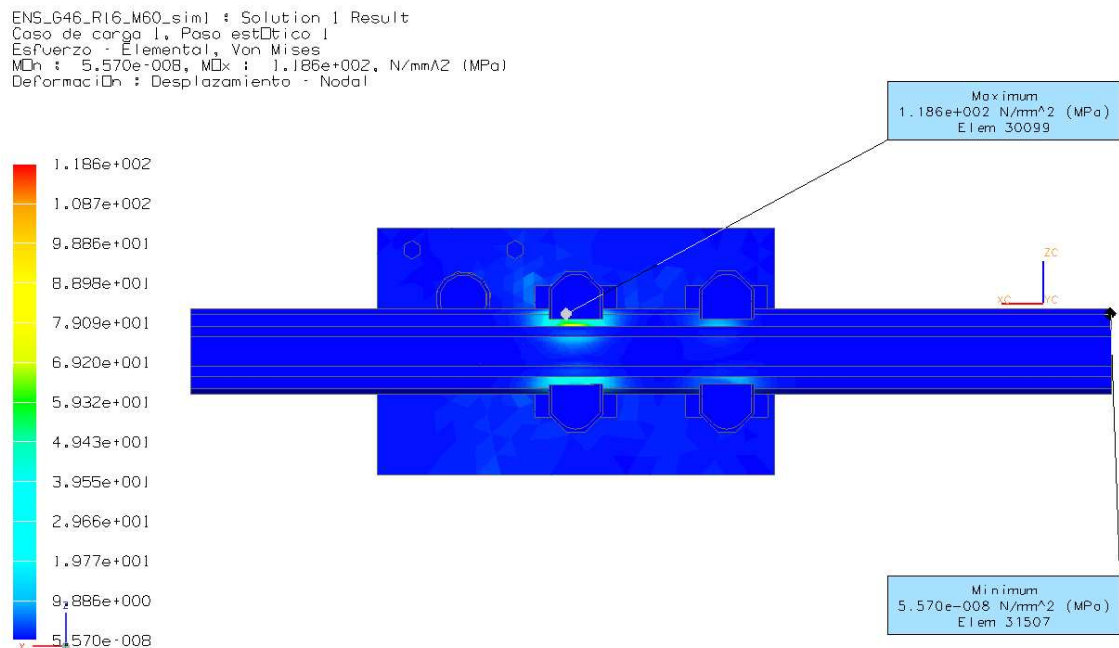
Para validar los resultados de las simulaciones se evaluaron los resultados para los tres casos de carga respecto a los criterios establecidos de esfuerzo y deformación.

La evaluación del esfuerzo se llevó a cabo comparando la tensión equivalente de Von Mises máxima en cada componente con el límite elástico del material de fabricación de cada una de ellas. La evaluación de la deformación se realizó observando la deformación de las zonas de mayor probabilidad de interferencia.

o Caso 1

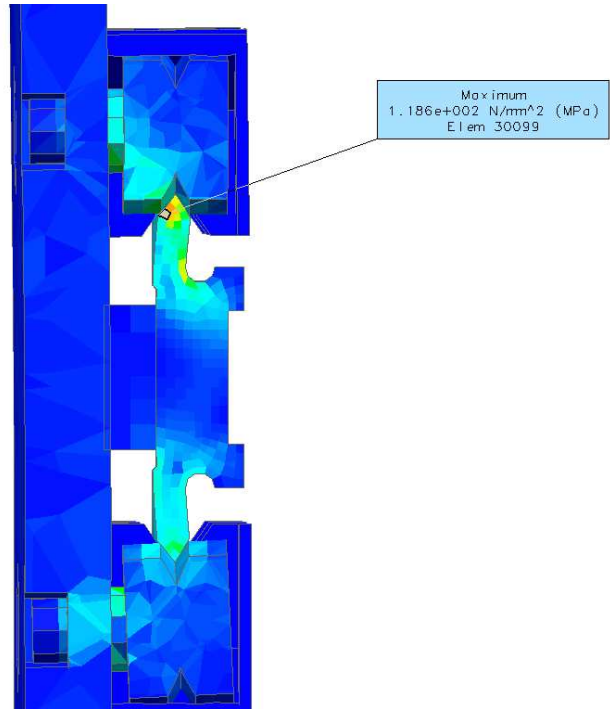
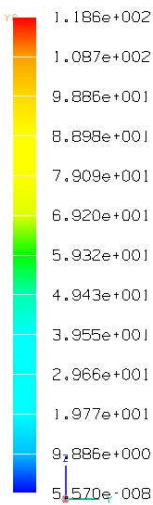
Esfuerzo

El valor máximo de tensión equivalente de Von Mises se presenta en la guía, en la zona de contacto con los rodamientos, con un valor de 118.6 MPa. El mínimo, también situado en la guía, en uno de sus extremos, tiene un valor de 0.0055 Pa.



Las tensiones producidas en la pieza en general no son muy altas como puede verse en la vista trasera. En una vista en sección de la zona de máxima tensión puede localizarse el punto exacto de tensión máxima y ver la deformación que provoca en la zona.

ENS_G46_R16_M60_sim) : Solution 1 Result
 Caso de carga 1, Paso estático 1
 Esfuerzo : Elemental, Von Mises
 MIn : 5.570e-008, MMax : 1.186e+002, N/mm^2 (MPa)
 Deformación : Desplazamiento : Nodal



La tensión máxima aparece en la superficie del canto y se transmite por él hasta el cuerpo de la guía. También aparecen valores elevados de tensión en los separadores de los rodamientos donde entran en contacto con el carro.

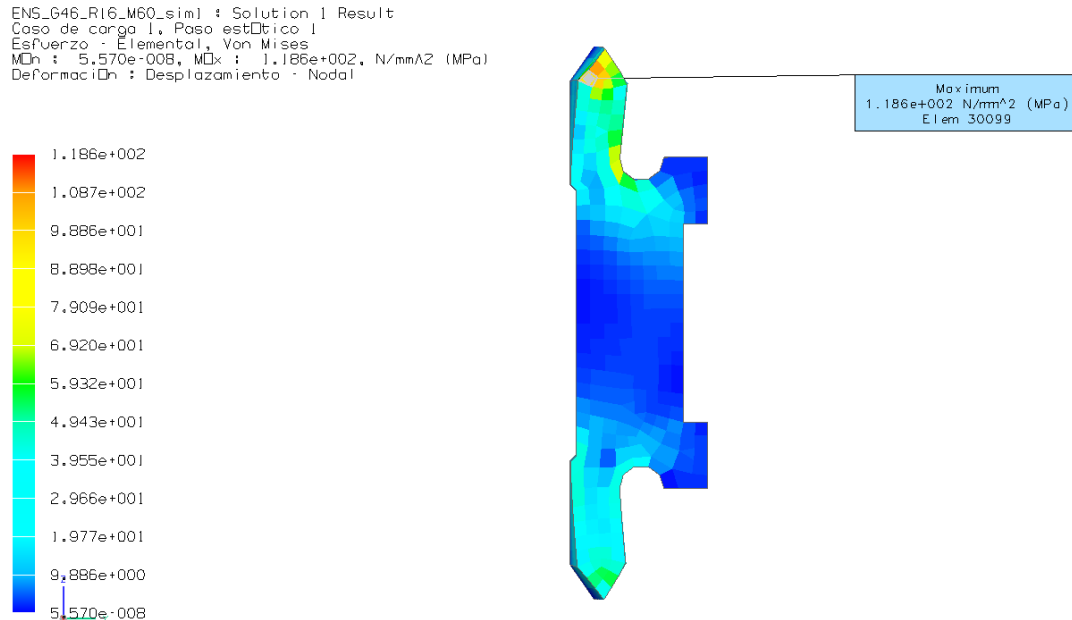
Comparamos la tensión de Von Misses máxima en cada componente con la del material con que está fabricado:

<i>Evaluación del esfuerzo. Caso 1 de carga</i>					
<i>Pieza</i>	<i>Material</i>	<i>Límite elástico</i>	<i>Tensión máxima permitida*</i>	<i>Tensión máxima en la pieza</i>	<i>Válido</i>
Guía	Acero AISI 5160	305 Mpa	213.15 MPa	118.6 MPa	SI
Cremallera				5.035 MPa	SI
Rodamiento				65.55 MPa	SI
Brida				9.11 MPa	SI
Carro	Aluminio 7150	530 Mpa	371 MPa	21.55 MPa	SI
Retén	Polipropileno	51 Mpa	35.7MPa	0.07 MPa	SI

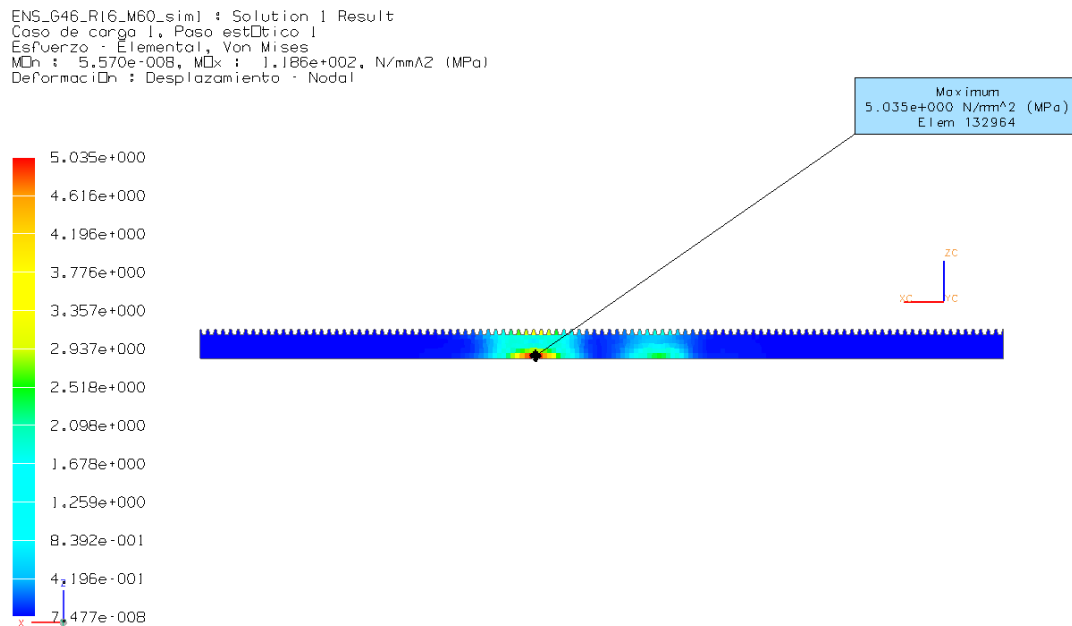
*Tensión máxima permitida = Límite elástico · n (n=0.7)

A continuación se exponen los gráficos de esfuerzos, con la localización del punto de mayor tensión, para cada uno de los componentes del modelo. Se eligió la vista más representativa para cada componente.

- Guía de canto doble. $T_{VM} \max = 118.6 \text{ MPa}$ (Acero AISI 5160)

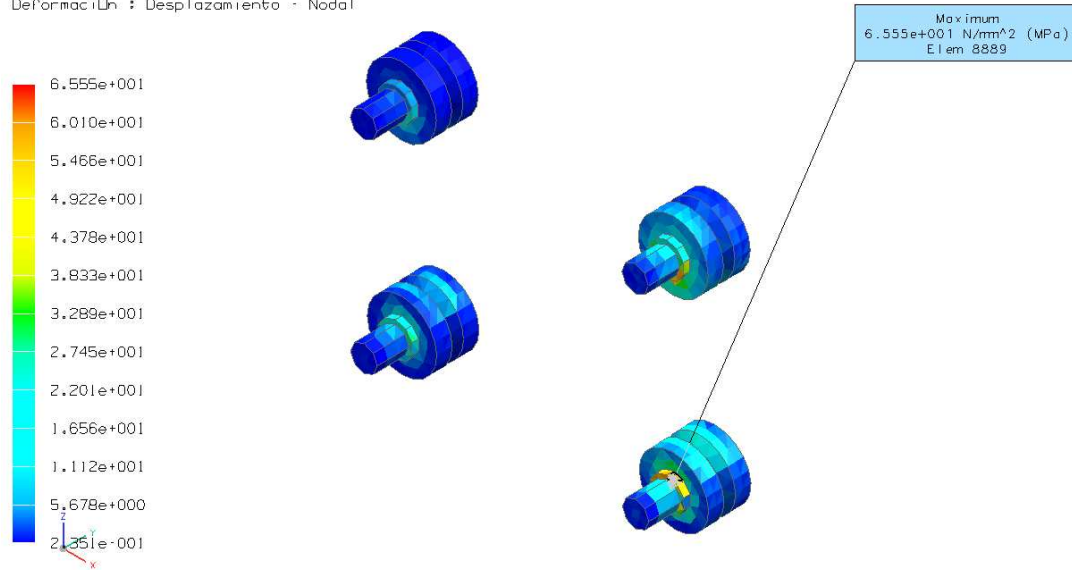


- Cremallera. $T_{VM} \max = 50.35 \text{ MPa}$ (Acero AISI 5160)



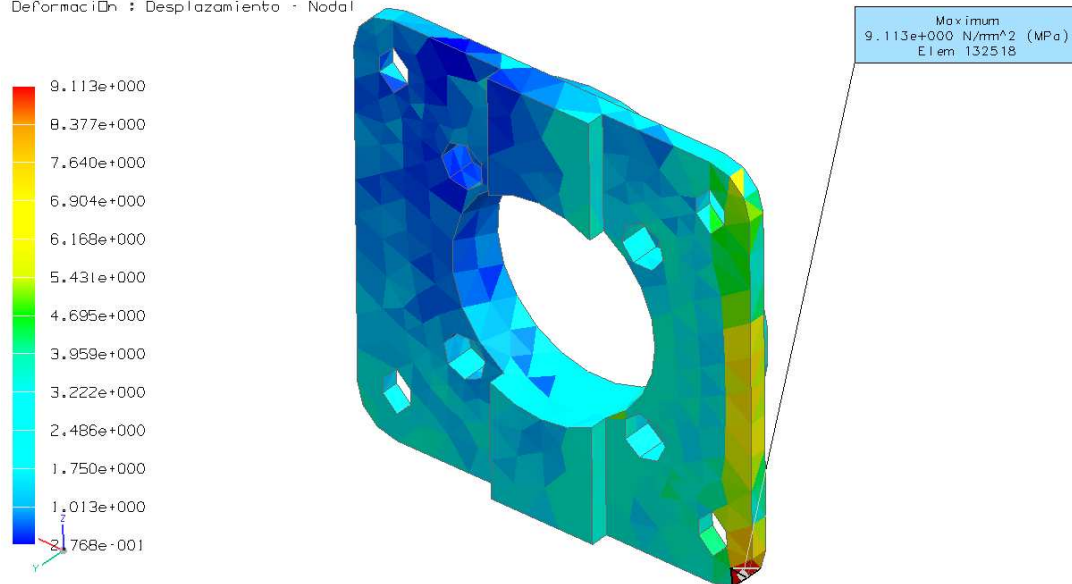
- Rodamientos. $T_{VM} \max = 65.55 \text{ MPa}$ (Acero AISI 5160)

ENS_G46_R16_M60_sim1 : Solution 1 Result
 Caso de carga 1, Paso estático 1
 Esfuerzo : Elemental, Von Mises
 MIn : 5.570e-008, MMax : 1.186e+002, N/mmA2 (MPa)
 Deformación : Desplazamiento : Nodal



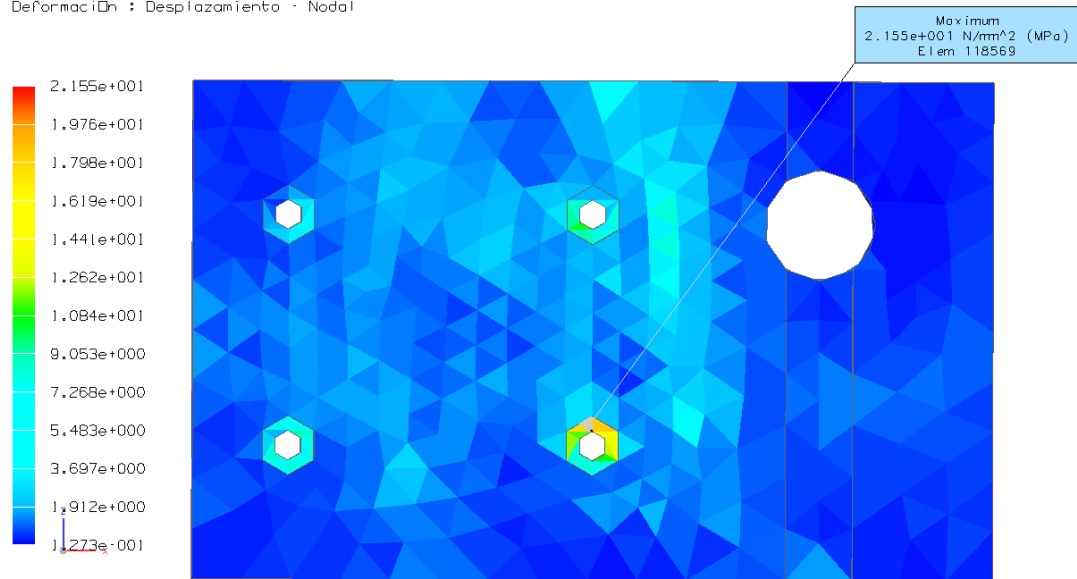
- Brida de acople del motor. $T_{VM} \max = 9.11 \text{ MPa}$ (Acero AISI 5160)

ENS_G46_R16_M60_sim1 : Solution 1 Result
 Caso de carga 1, Paso estático 1
 Esfuerzo : Elemental, Von Mises
 MIn : 5.570e-008, MMax : 1.186e+002, N/mmA2 (MPa)
 Deformación : Desplazamiento : Nodal



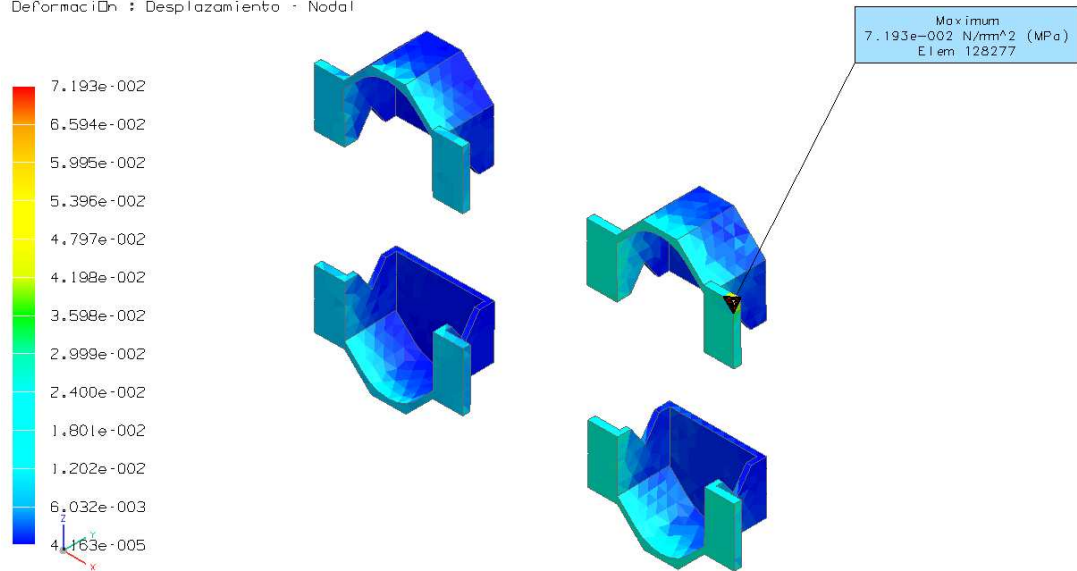
- Carro. $T_{VM} \max = 21.55 \text{ Mpa}$ (Aluminio 7150 T6)

ENS_G46_R16_M60_sim1 : Solution 1 Result
 Caso de carga 1, Paso estático 1
 Esfuerzo : Elemental, Von Mises
 MIn : 5.570e-008, MMax : 1.186e+002, N/mm^2 (MPa)
 Deformación : Desplazamiento - Nodal



- Tapas de retén. $T_{VM} \max = 0.07 \text{ Mpa}$ (Polipropileno rígido)

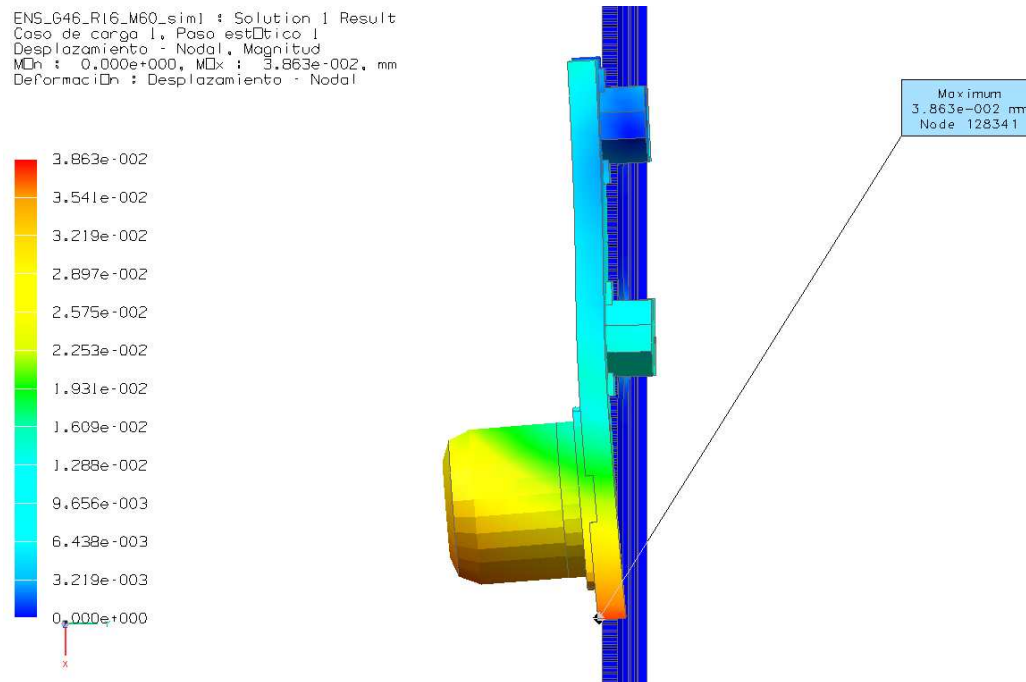
ENS_G46_R16_M60_sim1 : Solution 1 Result
 Caso de carga 1, Paso estático 1
 Esfuerzo : Elemental, Von Mises
 MIn : 5.570e-008, MMax : 1.186e+002, N/mm^2 (MPa)
 Deformación : Desplazamiento - Nodal



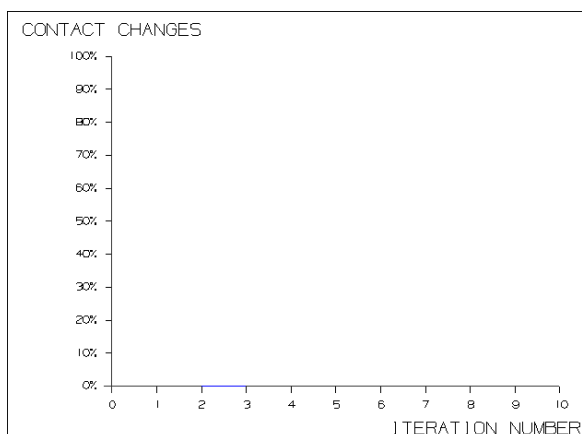
A continuación realizaremos la verificación de la validez del modelo en cuanto a deformación.

Deformación

La evaluación de la deformación nos muestra que el conjunto del mecanismo tiene una elevada rigidez. Como se puede ver en la siguiente figura, la deformación máxima, que se alcanza en una de las aristas del carro tiene una magnitud de 0.00386 mm.



La escala de la deformación en la figura está aumentada un factor de 5000:1 para que se aprecie el desplazamiento de las caras, que a escala natural 1:1 resulta inapreciable.

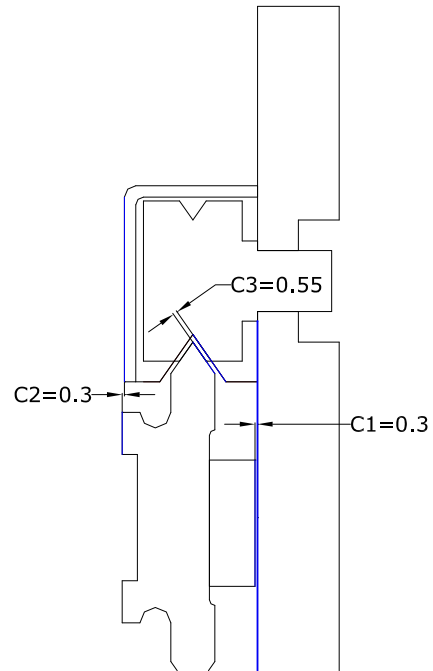


La interferencia que aparece entre el carro y la cremallera y guía no ocurre con este caso de carga de acuerdo a los resultados devueltos por el solver NASTRAN. Durante la resolución del modelo de elementos finitos, el solver no detectó ningún contacto entre las superficies indicadas donde podía producirse.

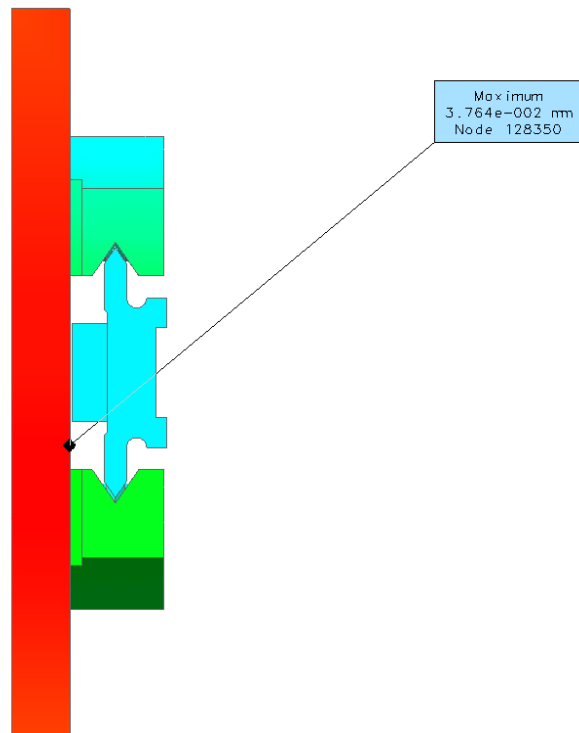
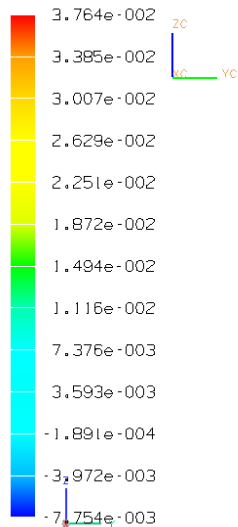
Este resultado queda corroborado por la magnitud de las deformaciones, como se verá a continuación.

La evaluación de la validez del caso de carga respecto a la deformación se realizará comprobando sobre vistas en corte de las zonas que presentan ajustes muy estrechos, y comparando la deformación sobre el eje de menor distancia con el valor conocido de la distancia de separación entre superficies.

Primero evaluemos el ajuste entre el carro y la cremallera (C1 en la figura). Para este ajuste, el eje de menor distancia es el eje Y. Hay que tener en cuenta que la guía también se desplaza, por tanto debemos calcular la desviación relativa entre las dos superficies.



ENS_G46_R16_M60_sim1 : Solution 1 Result
 Caso de carga 1, Paso estático 1
 Desplazamiento - Nodal, Y
 MÍN : -7.754e-003, MÁX : 3.764e-002, mm
 Deformación : Desplazamiento - Nodal



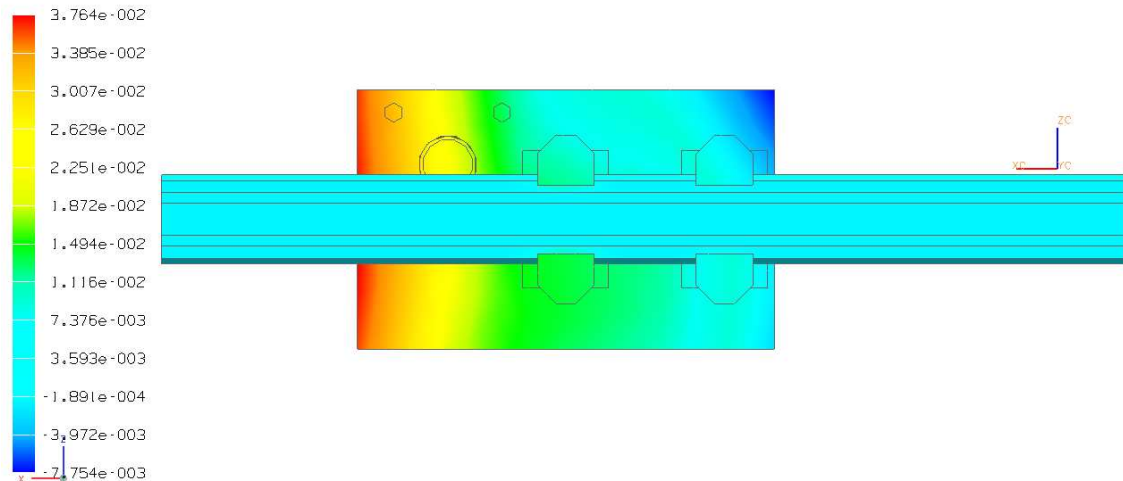
$$D_{\text{carro}} - D_{\text{guía}} = 0.03764 - 0.00737 = 0.03027$$

Evaluación de la deformación. Caso 1 de Carga. Ajuste C1		
<i>Desviación máxima admisible*</i>	<i>Desviación máxima en el modelo.</i>	<i>Válido</i>
0.15mm	0.03027mm	SI

*Desviación máxima admisible = Distancia nominal · n (n=0.5)

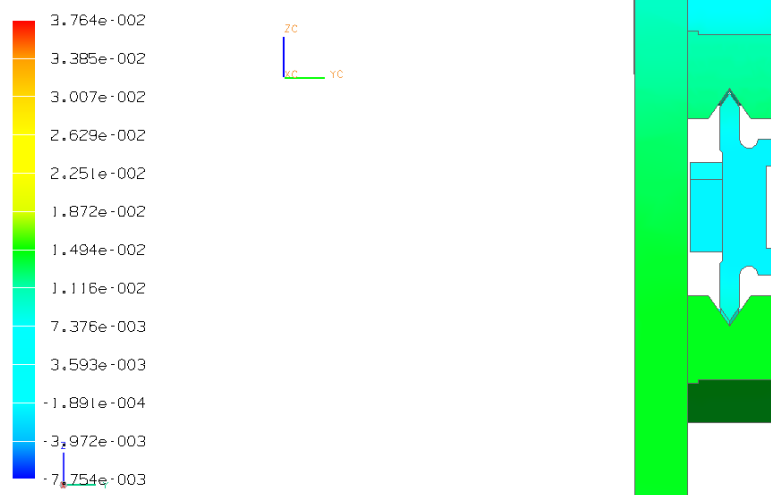
El ajuste C2 tiene en el eje Y la proyección de la distancia más corta, de forma que evaluamos la desviación en este eje. Podemos observar que la desviación máxima de los retenes en magnitud sobre este eje se produce en el par de retenes de la izquierda, según se ve en esta vista trasera:

ENS_G46_R16_M60_sim1 : Solution 1 Result
 Caso de carga 1, Poso estático 1
 Desplazamiento : Nodal, Y
 Mín : -7,754e-003, Mx : 3,764e-002, mm
 Deformación : Desplazamiento - Nodal



Haciendo un corte en el conjunto en el extremo del retén obtenemos la siguiente vista.

ENS_G46_R16_M60_sim1 : Solution 1 Result
 Caso de carga 1, Poso estático 1
 Desplazamiento : Nodal, Y
 Mín : -7,754e-003, Mx : 3,764e-002, mm
 Deformación : Desplazamiento - Nodal



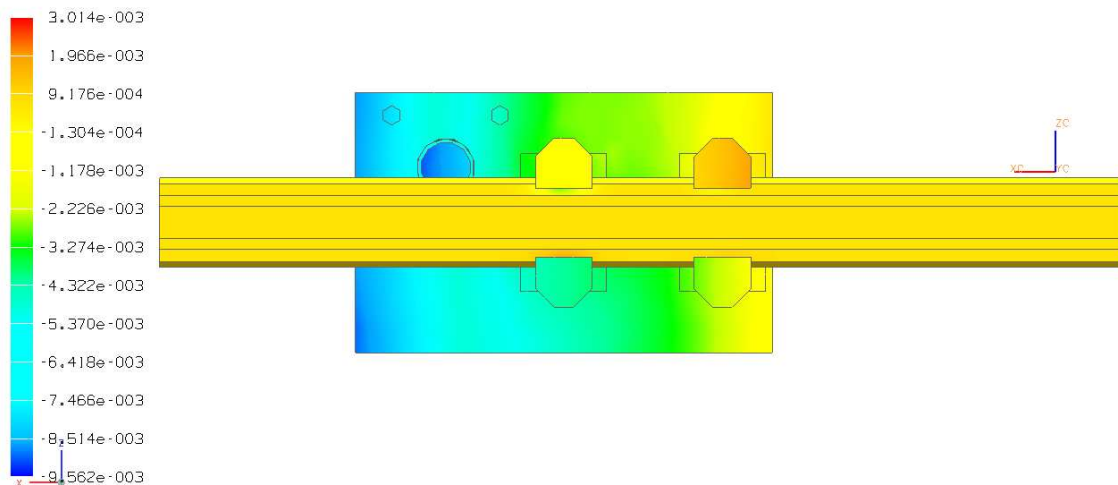
Tomando el valor de la desviación según la leyenda para el retén y calculando la diferencia de los valores del desplazamiento para las dos piezas, obtenemos una magnitud de $D_{\text{reten}} - D_{\text{guia}} = 0.01494\text{mm} - 0.00737\text{ mm} = 0.00757\text{mm}$

Evaluación de la deformación. Caso 1 de Carga. Ajuste C2		
<i>Desviación máxima admisible</i>	<i>Desviación máxima en el modelo.</i>	<i>Válido</i>
0.15mm	0.00757mm	SI

La evaluación del ajuste C3 es más compleja en porque el eje donde está proyectada la menor distancia de separación no es paralelo a ningún eje ortogonal de referencia, sino que forma un ángulo de 35° con el eje Y. Lo que haremos en este caso es calcular una resultante entre las desviaciones que nos indique la simulación en el eje Y y en el eje Z.

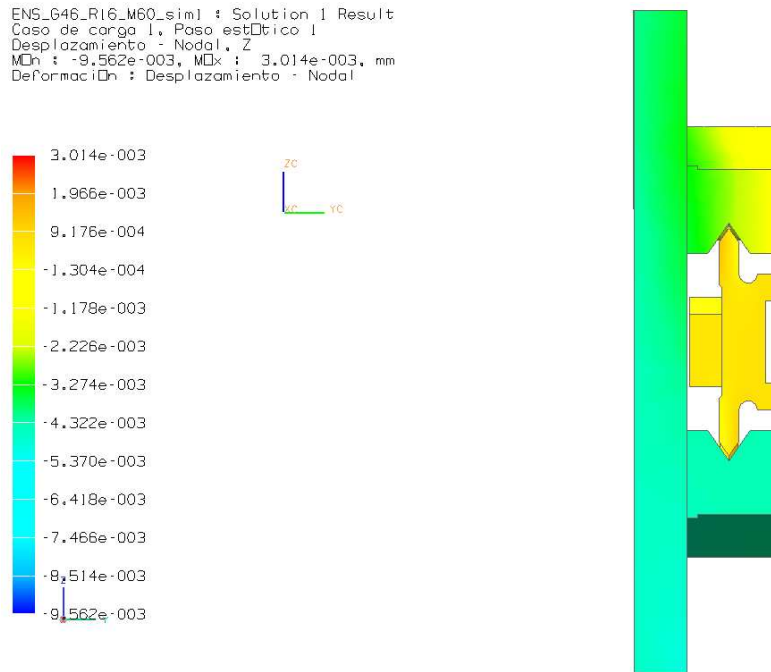
Como vimos en la evaluación del ajuste C2, la desviación máxima de los retenes en el eje Y se producía en el par de la izquierda. Sin embargo, la desviación máxima para el eje Z se produce en el par de la derecha, como nos indica el gráfico de deformación para este eje:

ENS_G46_R16_M60_sim1 : Solution 1 Result
 Caso de carga 1, Paso estático 1
 Desplazamiento - Nodal, Z
 Min : -9.562e-003, Max : 3.014e-003, mm
 Deformación : Desplazamiento - Nodal

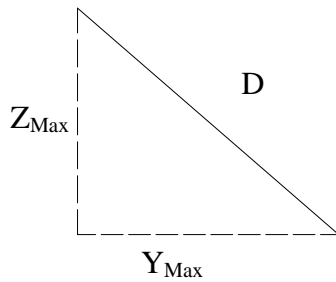


Si nos fijamos en los signos de la desviación en el eje Z veremos que la desviación máxima que se produce en par de retenes de la derecha tiene signo positivo (se produce en el sentido positivo del eje Z) en el retén superior y signo negativo en el inferior (se desplaza en sentido negativo de Z). Estos signos de la desviación nos indican que lo que ocurre en cualquier caso en estas piezas es que **augmenta el valor** de la separación entre las superficies del retén y las de la guía. Por tanto, no se trata de un desplazamiento conflictivo.

En cambio en el par de la izquierda, ambos retenes se desplazan en el sentido negativo del eje Z. Sobre todo el superior izquierdo puede presentar una interferencia, de modo que será esa zona la que evaluaremos.



Tomando el módulo del desplazamiento de las superficies en cuestión, calculamos la deformación de la siguiente manera:



$$Y_{max}^2 + Z_{max}^2 = D^2$$

$$D = \sqrt{Y_{max}^2 + Z_{max}^2}$$

Retén: $Y_{Max} = 0.0149\text{mm}$, $Z_{Max} = 0.00226\text{mm}$

Canto de la guía: $Y_{Max} = 0.00737\text{mm}$, $Z_{Max} = 0.0009\text{mm}$

$$D_{Retén} = \sqrt{0.0149^2 + 0.00226^2} = 0.0151\text{mm}$$

$$D_{Guía} = \sqrt{0.00737^2 + 0.0009^2} = 0.00742\text{mm}$$

$$D_{Rel} = D_{Retén} - D_{Guía} = 0.00768\text{mm}$$

Evaluación de la deformación. Caso 1 de Carga. Ajuste C3		
<i>Desviación máxima admisible</i>	<i>Desviación máxima en el modelo.</i>	<i>Válido</i>
0.275mm	0.00768mm	SI

○ **Caso 2**

Tanto en el caso 2 como en el caso 3 de carga, las cargas y las restricciones están localizadas de forma idéntica al caso 1, con la diferencia de que la magnitud de las cargas es progresivamente mayor, el doble del caso 1 en el caso 2 y el triple en el caso 3.

Por esto la distribución de cargas en el postprocesado no muestra ninguna diferencia, salvo que los valores de tensiones y desplazamientos tienen una magnitud proporcionalmente mayores.

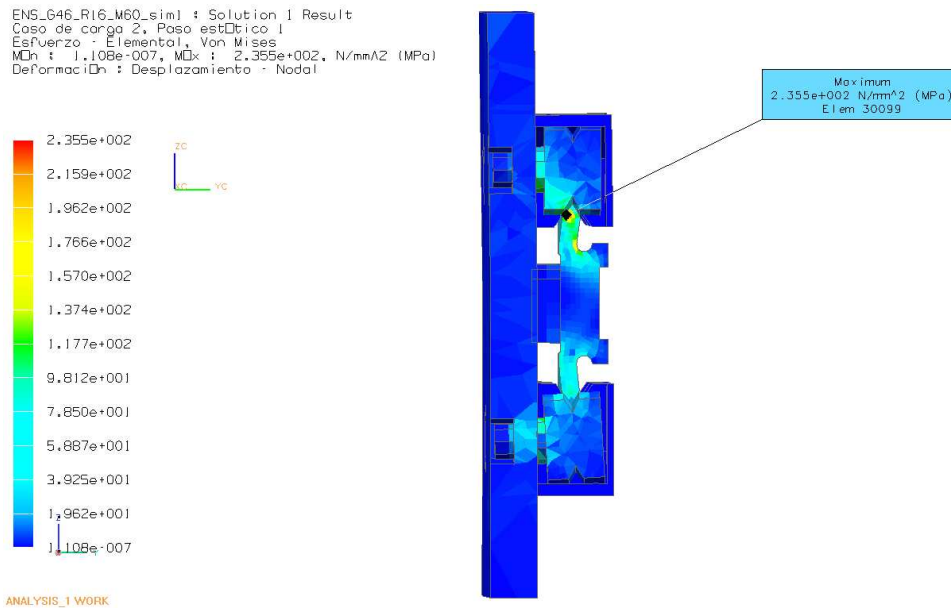
Las particularidades de cada comprobación que se explicaron para el caso 1 de carga aplican de la misma forma a los casos 2 y 3 así que a continuación se expondrán solamente los gráficos generales de tensiones y deformación y las tablas de resultados.

Esfuerzo

<i>Evaluación del esfuerzo. Caso 2 de carga</i>					
<i>Pieza</i>	<i>Material</i>	<i>Límite elástico</i>	<i>Tensión máxima permitida</i>	<i>Tensión máxima en la pieza</i>	<i>Válido</i>
Guía	Acero AISI 5160	305 Mpa	213.15 MPa	235.5 MPa	NO
Cremallera				9.78 MPa	SI
Rodamiento				128 MPa	SI
Brida				18.45 MPa	SI
Carro	Aluminio 7150	530 Mpa	371 MPa	41.94 MPa	SI
Retén	Polipropileno	51 Mpa	35.7MPa	0.1448 MPa	SI

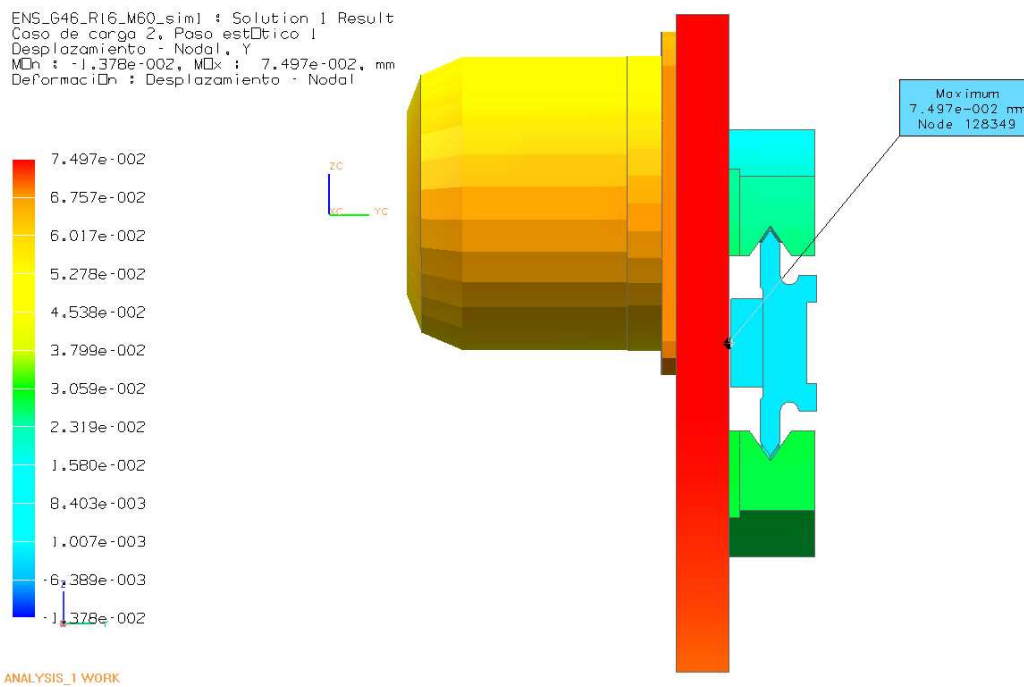
En el caso 2 de carga aparecen esfuerzos por encima de los valores permitidos en la guía de doble canto. Esta circunstancia por si sola basta para considerar que este caso de carga está por encima de la capacidad de carga del mecanismo según el criterio acordado y por tanto **no válido** como definición del límite de carga.

Como las piezas se hallan aún por debajo de su límite elástico, es interesante continuar con el análisis de deformaciones.



Deformaciones

En el caso 2 de carga tampoco se detectan contactos entre las superficies designadas en las cuales el solver debía buscar interferencias.



$$D_{\text{carro}} - D_{\text{cremallera}} = 0.07497\text{mm} - 0.0158\text{mm} = 0.05917\text{mm}$$

Evaluación de la deformación. Caso 2 de Carga. Ajuste C1		
<i>Desviación máxima admisible*</i>	<i>Desviación máxima en el modelo.</i>	<i>Válido</i>
0.15mm	0.05917mm	SI

*Desviación máxima admisible = Distancia nominal · n (n=0.5)

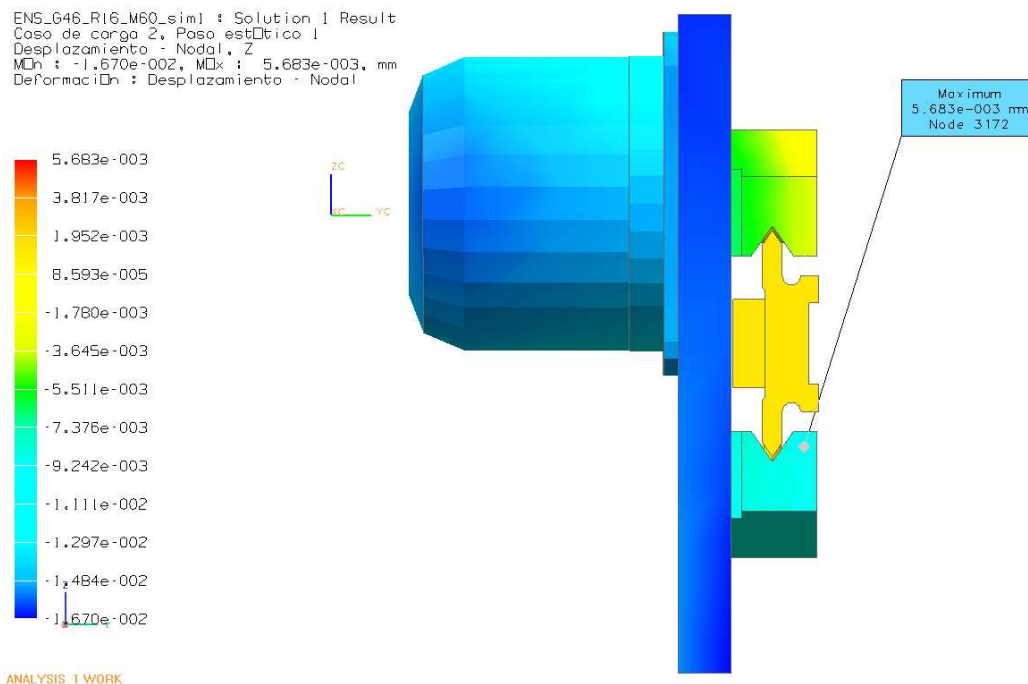
La deformación del ajuste C1 sigue siendo aceptable a pesar de haber aumentado al doble el valor de las cargas.

Esto también se cumple en el ajuste C2, tal como podemos comprobar.

$$D_{\text{retén}} - D_{\text{guía}} = 0.03059\text{mm} - 0.0158\text{mm} = 0.01479\text{mm}$$

Evaluación de la deformación. Caso 1 de Carga. Ajuste C2		
<i>Desviación máxima admisible</i>	<i>Desviación máxima en el modelo.</i>	<i>Válido</i>
0.15mm	0.01479mm	SI

Para evaluar la deformación en el ajuste C3 necesitaremos el gráfico de desplazamiento en el eje Z:



$$D_{\text{Retén}} = \sqrt{0.02548^2 + 0.0033^2} = 0.0257\text{mm}$$

$$D_{\text{Guía}} = \sqrt{0.008^2 + 0.0016^2} = 0.00816\text{mm}$$

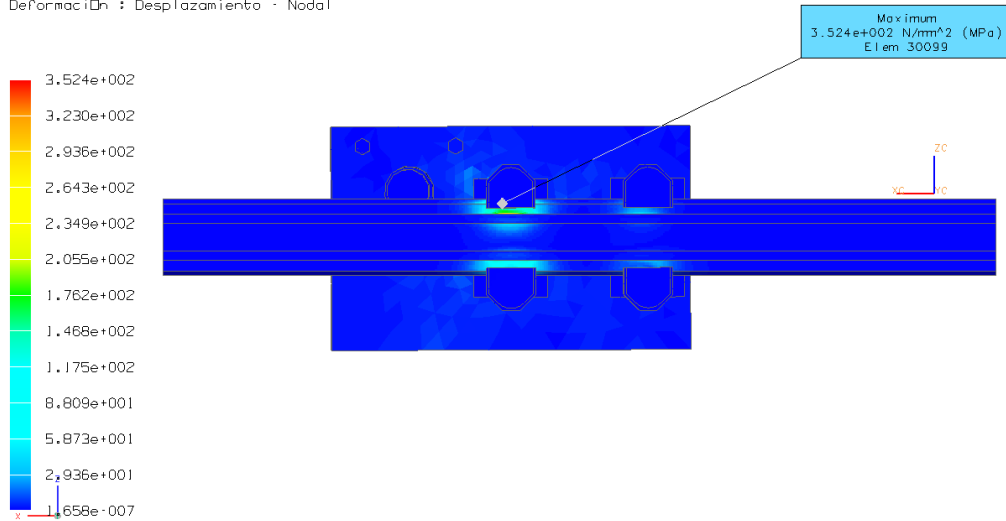
$$D_{\text{Rel}} = D_{\text{Retén}} - D_{\text{Guía}} = 0.01754\text{mm}$$

Evaluación de la deformación. Caso 1 de Carga. Ajuste C3		
<i>Desviación máxima admisible</i>	<i>Desviación máxima en el modelo.</i>	<i>Válido</i>
0.275mm	0.01754mm	SI

○ **Caso 3**

Esfuerzo

ENS_G46_R16_M60_sim1 : Solution 1 Result
 Caso de carga 3, Poso estático 1
 Esfuerzo : Elemental, Von Mises
 Min : 1.658e-007, Max : 3.524e+002, N/mm² (MPa)
 Deformación : Desplazamiento - Nodal



Evaluación del esfuerzo. Caso 2 de carga					
<i>Pieza</i>	<i>Material</i>	<i>Límite elástico</i>	<i>Tensión máxima permitida</i>	<i>Tensión máxima en la pieza</i>	<i>Válido</i>
Guía	Acero AISI 5160	305 Mpa	213.15 MPa	352.4 MPa	NO
Cremallera				14.54 MPa	SI
Rodamiento				190.4 MPa	SI
Brida				27.80 MPa	SI
Carro	Aluminio 7150	530 Mpa	371 MPa	62.33 MPa	SI
Retén	Polipropileno	51 Mpa	35.7MPa	0.218 MPa	SI

Con las cargas aplicadas para el caso 3 aparecen esfuerzos en la guía que no solo están por encima del límite de seguridad establecido si no **por encima del límite elástico del material**. Queda por esta razón **también excluido** como conjunto de cargas representativo del límite de carga de esta configuración del mecanismo.

Deformación

Evaluación de la deformación. Caso 2 de Carga. Ajuste C1		
<i>Desviación máxima admisible*</i>	<i>Desviación máxima en el modelo.</i>	<i>Válido</i>
0.15mm	0.0892mm	SI

$$D_{\text{carro}} - D_{\text{cremallera}} = 0.1139\text{mm} - 0.0247\text{mm} = 0.0892\text{mm}$$

Evaluación de la deformación. Caso 1 de Carga. Ajuste C2		
<i>Desviación máxima admisible</i>	<i>Desviación máxima en el modelo.</i>	<i>Válido</i>
0.15mm	0.02232mm	SI

$$D_{\text{retén}} - D_{\text{guía}} = 0.04702\text{mm} - 0.0247\text{mm} = 0.02232\text{mm}$$

Evaluación de la deformación. Caso 1 de Carga. Ajuste C2		
<i>Desviación máxima admisible</i>	<i>Desviación máxima en el modelo.</i>	<i>Válido</i>
0.15mm	0.02241mm	SI

$$D_{\text{Retén}} = \sqrt{0.03588^2 + 0.0053^2} = 0.03626\text{mm}$$

$$D_{\text{Guía}} = \sqrt{0.0136^2 + 0.0026^2} = 0.01385\text{mm}$$

$$D_{\text{Rel}} = D_{\text{Retén}} - D_{\text{Guía}} = 0.02241\text{mm}$$

En cuanto a las deformaciones para el caso 3, siguen dentro de los límites de seguridad, pero el ajuste C1 ya está bastante cerca de su valor límite.

Toda esta serie de comprobaciones habría de reproducirse para los otros tres modelos del mecanismo. Para el siguiente modelo se toma como estado cargas el primero que dio un resultado no válido de esfuerzos o deformaciones en el modelo anterior.

En caso del modelo 2 del mecanismo (guía de 60mm, rodamiento de 22mm... etc) se utilizaría como caso de cargas de partida el caso 2 del modelo 1.

4

Técnicas de Optimización

4. Técnicas de Optimización

Una de las ventajas del empleo de modelos paramétricos que se citaban en el apartado dedicado a la fase de evaluación en el capítulo 5, era que facilitaban la aplicación de técnicas de optimización numérica al proceso de evaluación de las soluciones del problema de diseño, para hallar los valores ideales de un determinado parámetro.

Cuando la abstracción matemática del comportamiento de un determinado componente se vuelve muy compleja para formularla explícitamente, la optimización numérica es una herramienta muy conveniente porque nos permite averiguar máximos y mínimos de una función sin tener que conocerla. A partir de valores obtenidos de la experimentación se puede aproximar el comportamiento desconocido a una función conocida. El tipo de función al que se aproximan las series de datos experimentales dependerá del algoritmo de optimización que se utilice.

En función del número de variables que se manejen en el proceso de optimización podemos hacer una división elemental de los diferentes algoritmos en Optimización Monodimensional y Optimización Multidimensional.

4.1. Optimización monodimensional con ajuste a función polinomial

Existen enfoques muy variados del problema de optimización con una sola variable. De todos ellos hemos centrado esta exposición en dos: aquellas técnicas de optimización monodimensional sin restricciones basadas en el ajuste de los datos a una función polinomial y las basadas en métodos de enmarcado, que se describirán en el siguiente apartado.

Las técnicas basadas en ajustes a funciones consisten en, una vez encuadrado el valor mínimo o máximo que deseamos conocer, se busca una función polinomial que se ajuste a los puntos cuyos valores de la función son conocidos y se calcula el máximo o mínimo de la función ajustada.

Dependiendo de la información de la que dispongamos (número de puntos, valor de la función en ellos, derivadas¹¹... etc) utilizaremos unas funciones polinómicas u otras para el ajuste.

4.1.1. Ajuste a función cuadrática

En este caso la función de ajuste es cuadrática:

$$f(x) = \frac{(x-x_2)(x-x_3)}{(x_1-x_2)(x_1-x_3)} f(x_1) + \frac{(x-x_1)(x-x_3)}{(x_2-x_1)(x_2-x_3)} f(x_2) + \frac{(x-x_1)(x-x_2)}{(x_3-x_1)(x_3-x_2)} f(x_3) \quad (1)$$

siendo x_1 , x_2 y x_3 los puntos entre los que se encuentra el mínimo.

En general el óptimo x^* de la función cuadrática (1) ajustada es:

$$x^* = \frac{1}{2} \cdot (x_1 + x_2 + x_3) - \frac{1}{2} \cdot \frac{x_1 \cdot F_1 + x_2 \cdot F_2 + x_3 \cdot F_3}{F_1 + F_2 + F_3} \quad (2)$$

con $F_1 = \frac{f(x_1)}{(x_1-x_2) \cdot (x_1-x_3)}$ $F_2 = \frac{f(x_2)}{(x_2-x_3) \cdot (x_2-x_1)}$ $F_3 = \frac{f(x_3)}{(x_3-x_1) \cdot (x_3-x_2)}$

¹¹ El término “derivada” aquí no se refiere a la formulación explícita de la derivada de la función que se estudia, ya que, a priori, es desconocida y por eso se recurre a técnicas numéricas; si no a la tendencia del comportamiento de la función estudiada, que se puede deducir de la observación experimental.

Dependiendo de la forma de obtener x_1 , x_2 y x_3 , entre los que se encuentra el mínimo, tenemos las siguientes técnicas de optimización.

- **Incremento de h y h**

Partimos del punto central x_2 y de un paso h : $x_1 = x_2 - h$,, $x_3 = x_2 + h$
 Se calcula el óptimo x^* de la función cuadrática con (2), que se particulariza en:

$$x^* = x_2 + \frac{1}{2} \cdot \frac{h \cdot (f(x_1) - f(x_3))}{(f(x_1) - 2 \cdot f(x_2) + f(x_3))} \quad (3)$$

Se asigna el punto central x_2 al óptimo x^* y se reduce el paso*
 Se vuelve al principio

*Nota: La reducción del paso debe ser progresiva para no perder el óptimo real. Ej: se puede utilizar el criterio conservador de reducir el paso a la mitad.

- **Incremento de h y 2·h**

Partimos del punto central x_2 y de un paso h : $x_1 = x_2 - h$,, $x_3 = x_2 + 2 \cdot h$
 Se calcula el óptimo x^* de la función cuadrática con (2), que se particulariza en:

$$x^* = x_2 + \frac{1}{2} \cdot \frac{h \cdot (4 \cdot f(x_1) - 3 \cdot f(x_2) - f(x_3))}{2 \cdot (f(x_1) - 3 \cdot f(x_2) + f(x_3))} \quad (4)$$

Se asigna el punto central x_2 al óptimo x^* y se reduce el paso*
 Se vuelve al principio

*Nota: La reducción del paso debe ser progresiva para no perder el óptimo real. Por ejemplo se puede utilizar el criterio conservador de reducción del paso a la mitad.

- **Método de Brent (reutilización de puntos)**

Partimos de los puntos x_1 , x_2 y x_3
 Se calcula el óptimo x^* de la función cuadrática (2)
 Si ($x^* < x_2$) : se asigna $x_3 = x_2$, Si no: se asigna $x_1 = x_2$
 Se asigna el punto central x_2 al óptimo x^*
 Se vuelve al principio

4.1.2. Ajuste a función cúbica

En este caso la función de ajuste es cúbica y, además, suponemos que disponemos de la derivada* de la función a optimizar. Con lo cual para la función de ajuste tenemos:

$$\begin{aligned} f(x) &= a \cdot x^3 + b \cdot x^2 + c \cdot x + d \\ f'(x) &= 3 \cdot a \cdot x^2 + 2 \cdot b \cdot x + c \end{aligned} \quad (5)$$

*Nota: En el caso de no disponer de la derivada de la función a optimizar se puede hacer un planteamiento similar pero con cuatro puntos en lugar de con dos.

El óptimo x^* de la función cúbica (5a) para dos puntos dados resulta:

$$\begin{aligned} x^* &= \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 3 \cdot a \cdot c}}{3 \cdot a} \\ \text{siendo} \begin{bmatrix} a \\ b \\ c \\ d \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} x_1^3 & x_1^2 & x_1 & 1 \\ x_2^3 & x_2^2 & x_2 & 1 \\ 3x_1^2 & 2x_1 & 1 & 0 \\ 3x_2^2 & 2x_2 & 1 & 0 \end{bmatrix}^{-1} \cdot \begin{bmatrix} f(x_1) \\ f(x_2) \\ f'(x_1) \\ f'(x_2) \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (6)$$

De los dos óptimos de (6) el mínimo es el de menor $f(x^*)$.

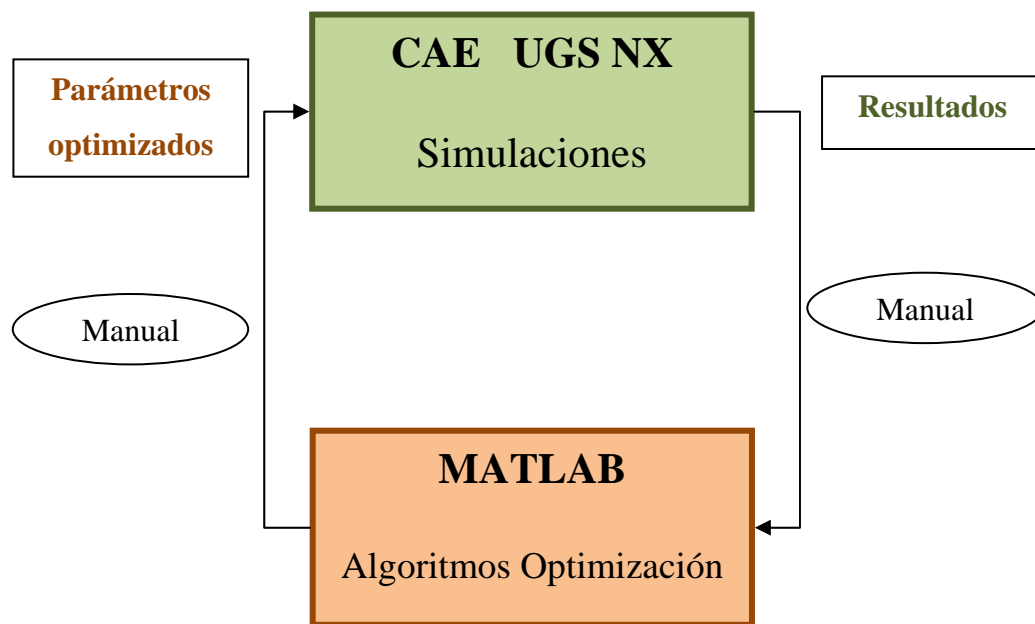
La forma de obtener x_1 y x_2 es reutilizando óptimos anteriores, siendo el algoritmo:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Partimos de los puntos } x_1 \text{ y } x_2 \\ \text{Se calcula el óptimo } x^* \text{ de la función cúbica con (6)} \\ \text{Si } (\text{distancia}(x^*, x_1) < \text{distancia}(x^*, x_2)) : \text{ se asigna } x_2 = x^* , \text{ Si no: } x_1 = x^* \\ \text{Se vuelve al principio} \end{array} \right.$$

4.1.3. Ejemplo de implementación de optimización monodimensional

Las técnicas de optimización numérica son herramientas muy útiles en la fase de evaluación de la solución del diseño, sobre todo integradas en procesos de CAE, ya que nos permiten optimizar características de utilidad del modelo sin tener que conocer explícitamente la función matemática que modeliza la evolución del comportamiento de estas utilidades.

Muchos paquetes de software de CAE incluyen herramientas de optimización, pero dado el carácter de independencia del software y los conceptos desarrollados que se propuso como objetivo de este trabajo, en este ejemplo y el siguiente que se expone en el apartado de Optimización Multidimensional se han dividido las tareas entre los programas específicos para cada una de ellas: la construcción de modelos y las simulaciones se han llevado a cabo con UGS NX6 y los algoritmos de optimización y el análisis numérico se han realizado con el programa de aplicaciones matemáticas MATLAB.



Para este ejemplo, hemos optimizado la resistencia mecánica de la guía de doble canto. A continuación veremos los pasos que se han seguido para resolver este problema mediante técnicas de optimización monodimensionales.

Selección del parámetro a optimizar

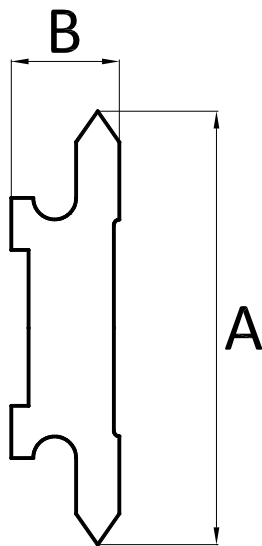
El primer paso en la implementación de una técnica de optimización numérica en la evaluación de un modelo de diseño paramétrico es seleccionar qué función de utilidad del mismo queremos optimizar.

Dado que trabajamos con modelos paramétricos, seleccionar una funcionalidad normalmente irá relacionada con seleccionar un parámetro o conjunto de parámetros a los que esa funcionalidad está ligada. De esta manera mediante el diseño paramétrico se

transforma un problema de optimizar una característica del diseño a un problema de optimizar el valor de un parámetro.

En este ejemplo, sabemos que la resistencia al esfuerzo mecánico de un componente está relacionada con las características geométricas de su sección transversal, concretamente las que tienen más influencia son el área y el momento de inercia. En el caso de la guía de doble canto, esta sección transversal se encuentra parametrizada y se usa como curva generatriz para construir el elemento.

El parámetro independiente a partir del cual se calculan los demás es el ancho de la guía, medido entre los extremos de las superficies en V, que se nombra como “A”.



El parámetro B que refleja la profundidad de la sección es dependiente de A mediante una relación de proporcionalidad directa. El valor de la proporción entre A y B se ha inscrito en un tercer parámetro F1, para facilitar la edición de su valor. La fórmula de definición del parámetro B queda $B = F1 * A$.

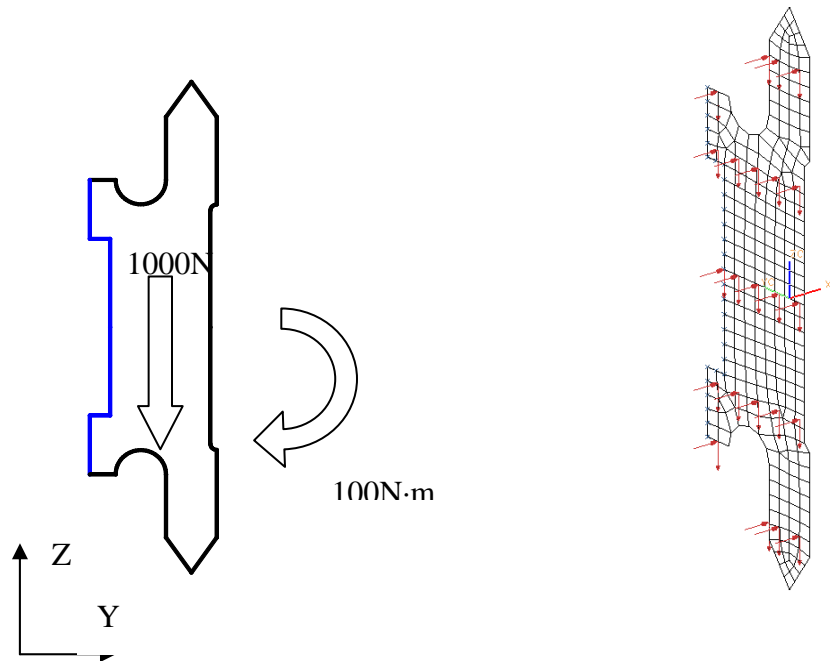
Para un valor fijo de A y variando el valor de F1 podemos alterar la geometría de la sección transversal de la guía de doble canto. El problema de optimizar la resistencia mecánica de la guía pasa por averiguar cuál es la relación de proporcionalidad entre A y B que para un valor constante de A nos proporciona los mejores resultados. Por tanto el objetivo del trabajo de optimización será **averiguar el valor óptimo de F1**.

Creación de la simulación de evaluación

Necesitamos evaluar la influencia del valor del parámetro a optimizar en la funcionalidad que representa. Para esto utilizamos la herramienta de CAE a nuestra disposición y construimos una simulación estructural en 2D para ver cómo responde la resistencia mecánica de la sección transversal a los cambios de geometría.

La hipótesis de cargas y enlaces que utilizamos es una sencilla, para que se pueda evaluar rápidamente pero que se parezca a las condiciones de trabajo reales de la guía. La que se ha utilizado en el proceso de optimización incluye dos cargas, una fuerza de

1000N en el eje Z y un momento de 100N·m en el eje X positivo, distribuidas homogéneamente en toda la sección. Se configuraron como fijas las caras que en el uso se encuentran acopladas al soporte.



De los resultados obtenidos de las simulaciones realizadas a este caso de carga, el dato que se ha utilizado como indicador ha sido la tensión equivalente de Von Mises, entendiendo que cuanto menor sea el valor de este parámetro, mejor es el comportamiento mecánico del modelo.

Considerando $T_{VM} = f(F1)$

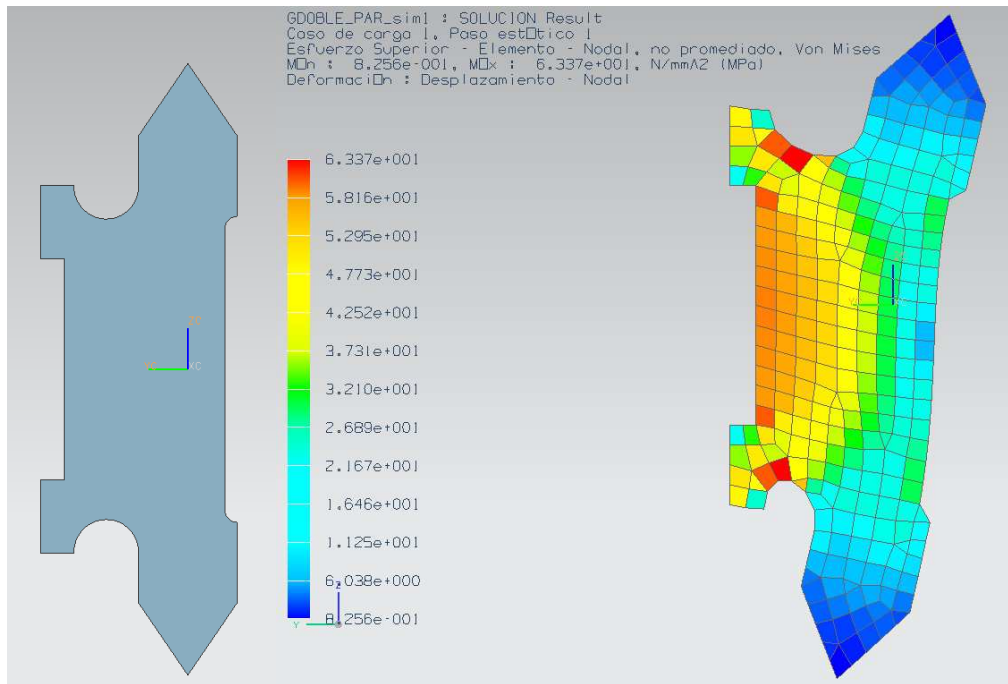
Lo que se persigue mediante el algoritmo de optimización numérica es encontrar un mínimo de la función.

Obtención de datos y aplicación del algoritmo de optimización

En las técnicas de optimización monodimensional que se han expuesto previamente, una condición para poder comenzar el proceso es conocer un intervalo en el cual esté enmarcado el mínimo (o máximo) de la función a optimizar. Para conocer los límites de ese intervalo, se realizaron cuatro simulaciones con tres valores de F1 distanciados regularmente: $F1_1=0.33$, $F1_2=0.66$, $F1_3=0.99$.

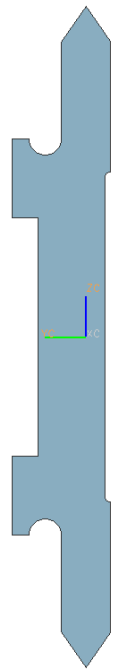
De los resultados de estas simulaciones se encontró que podría haber un mínimo entre los puntos $F1_1$ y $F1_3$.

Los datos para las configuraciones de la geometría comprendidas en ese intervalo son las siguientes:

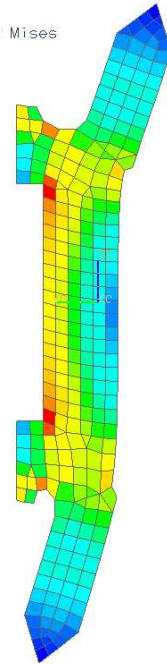
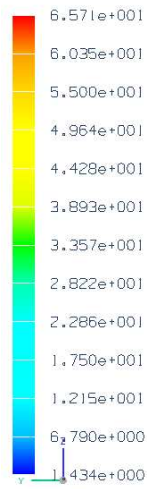


F1	$T_{VM} f(F1)$
0.66	63.37 Mpa

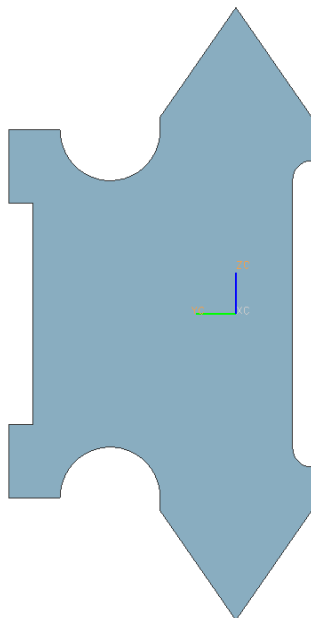
El valor $F1=0.66$ es el valor de partida de $F1$ antes de la optimización.



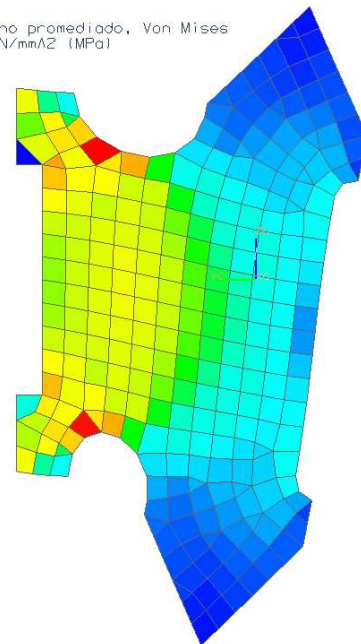
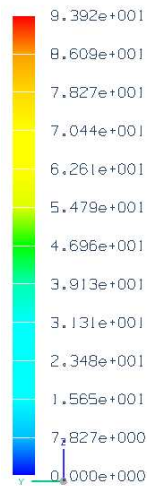
GDOUBLE_PAR_sim1 : SOLUCION Result
 Caso de carga 1, Paso estático 1
 Esfuerzo Superior - Elemento - Nodal, no promediado, Von Mises
 MIn : 1.434e+000, MMax : 6.571e+001, N/mm² (MPa)
 Deformación : Desplazamiento - Nodal



F1	$T_{VM} f(F1)$
0.33	65.71 Mpa



GDOUBLE_PAR_sim1 : SOLUCION Result
 Caso de carga 1, Paso estático 1
 Esfuerzo Superior - Elemento - Nodal, no promediado, Von Mises
 MIn : 0.000e+000, MMax : 9.392e+001, N/mm² (MPa)
 Deformación : Desplazamiento - Nodal



F1	$T_{VM} f(F1)$
0.99	93.92 Mpa

La técnica que se ha utilizado es la Optimización Monodimensional mediante Ajuste a Cuadrática y el algoritmo ha sido el Brent de reutilización de puntos. El algoritmo se ha escrito a partir del que proponen Josep Tornero y Leopoldo Armesto en su libro Técnicas de Optimización ⁽¹²⁾. Se implementó el algoritmo en el software de aplicaciones matemáticas MATLAB y se hicieron algunas modificaciones al código del algoritmo original para adecuarlo a este estudio.

```

%
*****
% Función de optimización monodimensional de ajuste a cuadrática con
% incorporación del óptimo de la cuadrática
%
% Sintaxis:
% [evol,ptos_utilizados,resolucion]=BrentSinFun(x1,x3,N)
%
% Parámetros: x1,x3: inicio y final del intervalo
% N= nº de pasos a realizar
% Los valores de la función se solicitaran al usuario para cada punto
% dim(evol)=Nx5 (1ª columna: nº de la iteración, 2ª, 3ª y 4ª columna:
ptos
% de la iteración, 5ª columna punto óptimo de la iteración,
% ptos_utilizados= N° de ptos para los que se ha calculado la función
% resolución= resolución que se alcanza en la última iteración
%
*****

function [evol,ptos_utilizados,resolucion]=BrentSinFun(x1,x3,N)
%
warning on;
close all;
% inicializamos variables
x_1=x1;
x_2=(x1+x3)/2;
x_3=x3;
x_opt=x_2;
evol=[];
}          Calcula el punto intermedio del intervalo
           (x1,x3)
% Dibuja la función real en el intervalo de búsqueda
%inc_dib=(x3-x1)/100;
%dib_fun=[];
%for x=x1:inc_dib:x3
%  dib_fun=[dib_fun,FUNCTION(x)];
%end
%plot([x1:inc_dib:x3],dib_fun);
%hold;
%pause;
fun_1=input(sprintf('funcion(%0.3f)= ',x_1));
fun_2=input(sprintf('funcion(%0.3f)= ',x_2));
fun_3=input(sprintf('funcion(%0.3f)= ',x_3));
%
}          Solicita los valores de la función
           en los puntos del intervalo para
           que sean introducidos por
           teclado. Se modificó la llamada
           original del algoritmo para que
           el prompt tuviera la forma:

```

12 Técnicas de Optimización. Josep Tornero Monserrat, Leopoldo Armesto. 2007

```

for i=1:N
    % Calculamos el punto óptimo
    f_1=fun_1/((x_1-x_2)*(x_1-x_3));
    f_2=fun_2/((x_2-x_3)*(x_2-x_1));
    f_3=fun_3/((x_3-x_1)*(x_3-x_2));
    % Dibuja la función aproximada en el intervalo de búsqueda actual
    dib_cuadratica(x_1,x_2,x_3,fun_1,fun_2,fun_3,100)
    hold on;
    if (f_1+f_2+f_3==0)
        warning('Se ha producido una singularidad en el cálculo.');
```

Hace la aproximación a cuadrática y calcula el punto óptimo.

```

        warning('El ajuste cuadrático ha resultado una recta.');
```

Prepara un nuevo intervalo con el punto óptimo calculado para el intervalo actual.

```

        warning('Se detiene el algoritmo a mitad de la Iteración:');
        break;
    end
    % Calcula el óptimo de la cuadrática formada por los 3 puntos
    x_opt=(x_1+x_2+x_3)/2-
    (1/2)*(x_1*f_1+x_2*f_2+x_3*f_3)/(f_1+f_2+f_3);
    % Almacena las variables para imprimir despues
    evol=[evol;i,x_1,x_2,x_3,x_opt];
    % Preparamos siguiente iteración
    if (x_opt>x_2)
        x_1=x_2;
        fun_1=fun_2;
    elseif (x_opt<x_2)
        x_3=x_2;
        fun_3=fun_2;
    else
        x_1=x_2;
        fun_1=fun_2;
        x_3=x_2;
        fun_3=fun_2;
        warning('El óptimo se repite.');
```

Vuelve a solicitar que se introduzca por teclado el valor de la función en el punto óptimo propuesto.

```

        warning('Se detiene el algoritmo para evitar una indeterminación.');
```

En este punto el algoritmo original hacía una llamada a una función para comprobar la calidad del óptimo gráficamente. Se modificó el algoritmo para que usara los

```

        warning('Fin en la Iteración:'); i
        break;
    end
    if (abs(x_opt-x_2)<1e-6)
        warning('La resolución alcanzada es muy grande.');
```

En este punto el algoritmo original hacía una llamada a una función para comprobar la calidad del óptimo gráficamente. Se modificó el algoritmo para que usara los

```

        warning('Se detiene el algoritmo para evitar perder precisión en el cálculo.');
```

En este punto el algoritmo original hacía una llamada a una función para comprobar la calidad del óptimo gráficamente. Se modificó el algoritmo para que usara los

```

        warning('Fin en la Iteración:'); i
        break;
    end
    x_2=x_opt;
    fun_2=input(sprintf('funcion(%0.3f)= ',x_2));
end
ptos_utilizados=i+2;
resolucion=abs(x_3-x_1);

% Dibujamos puntos: inicial (negro), óptimo por iteración (verde) y
optimo(rojo)
for j=1:i-1
    plot(evol(j,2), evol(j,3),'go-');
end
if (i<=size(evol,1))
    plot(evol(i+3,2),funcion1(evol(i+3,3)),'ro-');
end
title('Función Monodimensional a Minimizar');
zoom;

```

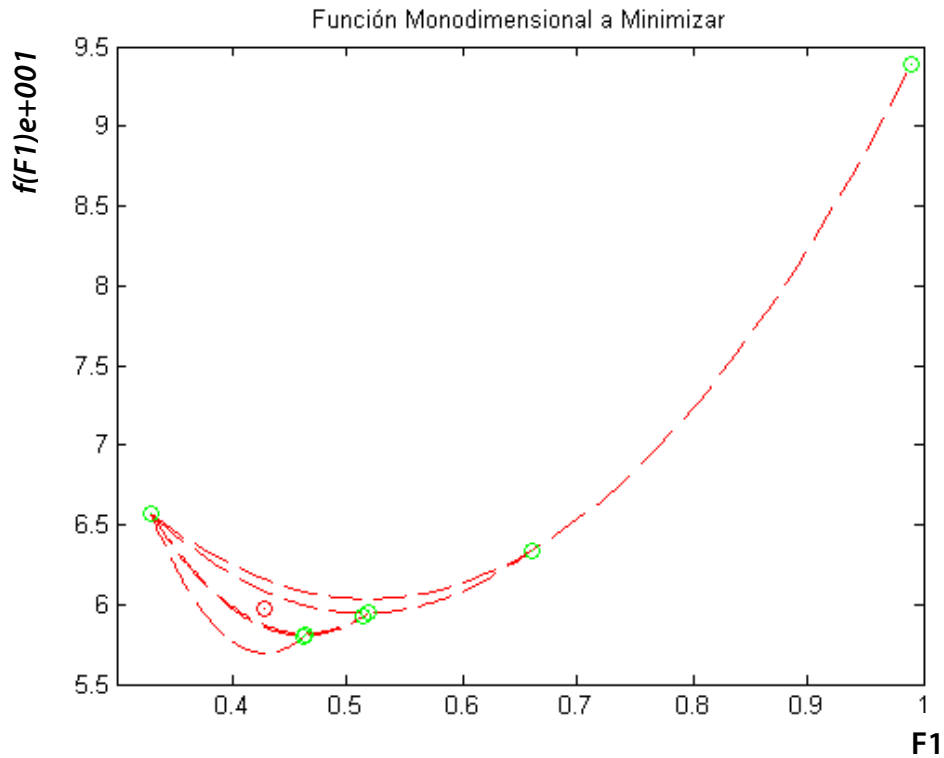
Este algoritmo solicita como datos de entrada los valores inicial y final del intervalo donde está enmarcado el parámetro y el número de iteraciones que se desean realizar. Se hizo un ciclo de optimización de 5 iteraciones.

Proporcionados estos datos de partida, el algoritmo solicita los valores de la función en cada uno de los puntos de los extremos del intervalo y en un punto intermedio. A continuación proporciona un valor óptimo tentativo por cada iteración hasta agotar el número de iteraciones indicado. Los valores de los óptimos proporcionados por el algoritmo de Brent fueron:

i	F1	T_{VM} f(F1)Mpa
p1	0.99	93.92
p2	0.66	63.37
p3	0.33	65.71
1	0.518	59.45
2	0.514	59.26
3	0.464	58.05
4	0.462	57.94
5	0.429	59.71

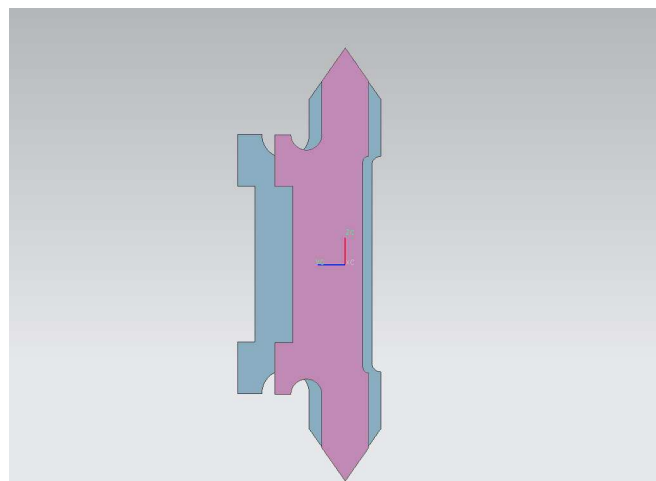
De los resultados del proceso de optimización hallamos que hay un valor óptimo de F1 en el entorno del centro del intervalo **F1=0.46** donde se producen tensiones de magnitud de hasta 30Mpa inferiores respecto a los extremos del intervalo.

El algoritmo de Brent implementado en MATLAB también devuelve al final de las iteraciones un gráfico donde se pueden ver las diferentes funciones cuadráticas que ha ido aproximando a la función $f(F1)$ a medida que avanzaba en las iteraciones buscando el mínimo.



El valor inicial de F1 que se había empleado en el diseño era de **F1=0.66** ($B=2A/3$), de los resultados del proceso de optimización hallamos que un valor menor de la relación entre el las dimensiones A y B respecto al punto de partida resulta en una pieza más eficiente: la pieza con valor más bajo de tiene mejor resistencia mecánica con un una menor área de la sección, y por tanto empleando menos material.

F1	A mm²	TVM (f (F1)) MPa
0.66	505.99	73.56
0.46	371.3	57.94



4.2. Optimización multidimensional

En la optimización multivariable, como en la de una sola variable buscamos un conjunto de valores \mathbf{x}^* que optimicen una función, $f(x)$, que podemos o no conocer a priori. La diferencia está en que, en un caso n-dimensional, x será un vector columna de n componentes de la forma $(\mathbf{x}_1, \mathbf{x}_2, \dots, \mathbf{x}_n)$.

En este estudio vamos a suponer que no existen restricciones en la búsqueda de la solución y, por tanto, el vector \mathbf{x}^* puede tomar cualquier valor. Además vamos a estudiar el caso más general en el que *las derivadas de la función no estén disponibles*.

De los métodos de optimización multivariable que existen, en este estudio mencionamos dos cuyas técnicas de búsqueda del óptimo son diferentes.

Por un lado están los métodos de direcciones axiales, que emplean técnicas de búsqueda en las que se busca la dirección en la que se encuentra el óptimo, moviendo un puntero de búsqueda a lo largo de un eje cada vez. La evaluación de una dirección se puede realizar mediante salto fijo (el puntero se desplaza una distancia fija cada vez) o mediante salto variable (la distancia del salto varía según los resultados obtenidos). Veremos un algoritmo de optimización particularizado de los métodos de direcciones axiales llamado método de Rosenbrock.

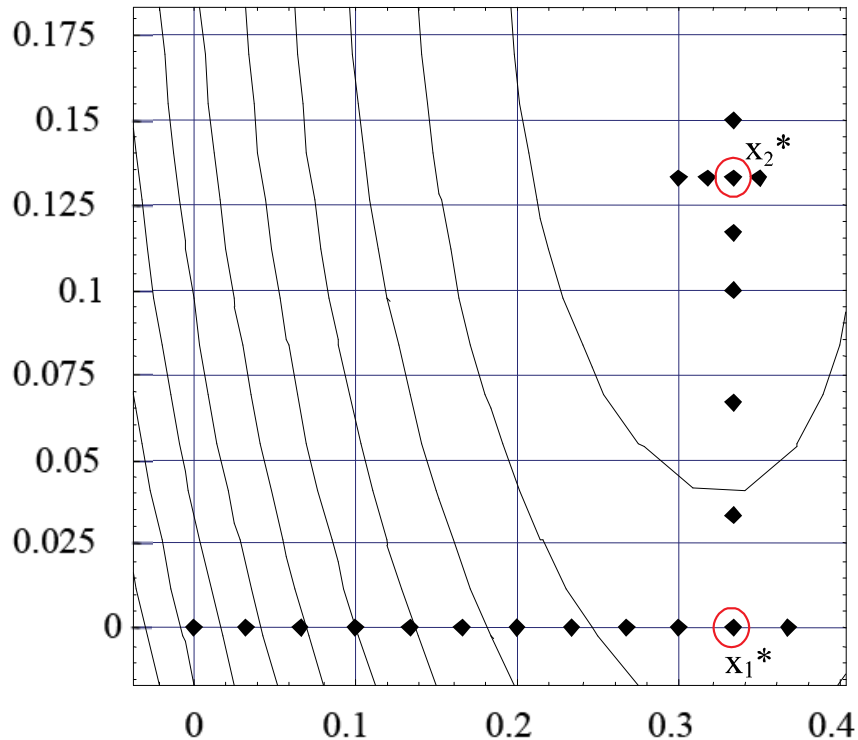
Por otro lado, otros métodos analizan sectores del espacio de la función para acotar regiones que pueden albergar el punto óptimo. La forma de la región y la forma en que se realiza el “barrido” en busca del óptimo varían de un algoritmo a otro. Como ejemplo de estos métodos expondremos el Simplex, que emplea sectores con forma de triángulo.

4.2.1. Método de las direcciones axiales

El método de las direcciones axiales puede ser entendido como una generalización de los métodos de búsqueda unidimensionales. Analicemos primero el método en dos dimensiones.

Partiendo de un punto inicial, primero se busca la optimización en una primera dirección, por ejemplo \mathbf{x}_1 . Una vez obtenido el \mathbf{x}_1^* que maximiza o minimiza la función,

fijamos este valor x_1^* y pasamos a buscar el x_2^* que optimiza la función en la segunda dirección. Se fija el valor obtenido x_2^* y volvemos a repetir la búsqueda para x_1 .



Este planteamiento tiene como contrapartida la necesidad de un gran número de iteraciones para llegar al punto óptimo. A pesar de esto, este método resulta particularmente útil cuando la función es de tipo cuadrático o se puede aproximar como una función cuadrática de la forma:

$$f(x) = x^T A x + b^T c + c$$

El método es particularmente eficaz si podemos reorientar los ejes correspondientes a los parámetros de búsqueda de tal forma que coincidan con los ejes principales de la función cuadrática a optimizar.

A continuación vamos a realizar el desarrollo teórico de otros métodos de las direcciones axiales

Sean e_1, e_2, \dots, e_n , vectores unitarios en las direcciones ortogonales de los ejes coordenados. Desde el punto inicial X_0 , se hace un movimiento primeramente a lo largo

de \mathbf{e}_1 , con una longitud de paso adecuada para llegar a \mathbf{X}_1 ; seguidamente se desplaza a lo largo de \mathbf{e}_2 y así sucesivamente, hasta dar \mathbf{n} pasos, uno en cada una de las direcciones axiales, hasta arribar a \mathbf{X}_n . El algoritmo es el siguiente:

Escoger \mathbf{X}_0

Para : $\mathbf{j}=1,2, \dots ,\mathbf{n}$

$f(\mathbf{X}_j) = \min (\mathbf{X}_{j-1} + \lambda_j \mathbf{e}_j)$ con respecto a λ_j

$\mathbf{X}_0 := \mathbf{X}_n$;

Otro método que utiliza direcciones axiales fue propuesto por Hooke y Reeves, en el cual la longitud de paso se conserva constante para cada ciclo de movimiento a lo largo de los ejes. El paso en cada dirección se realizará solamente si con ello se mejora la búsqueda del óptimo.

Puede suceder que λ haya sido escogida demasiado grande y que las series anteriores de paso fallen para reducir a $f(\mathbf{X})$, es decir, $f(\mathbf{X}_n) < f(\mathbf{X}_0)$. En un caso así, reducir λ a valores tales como $\lambda/5$ o $\lambda/10$ y ensayar de nuevo.

Después de que un ciclo de pasos a través de todas las direcciones axiales hayan tenido éxito esto es $f(\mathbf{X}_n) < f(\mathbf{X}_0)$, lo más sencillo sería repetir las operaciones desde el nuevo punto de partida \mathbf{X}_n . No obstante, como una alternativa, puede reemplazarse el conjunto de pasos axiales por un solo paso en la dirección del éxito:

$$\mathbf{X} = \mathbf{X}_0 + \lambda (\mathbf{X}_n - \mathbf{X}_0)$$

lo que significa que la dirección de búsqueda ahora es la línea que une a \mathbf{X}_0 con \mathbf{X}_n . Esto implica que el patrón del conjunto precedente de pasos axiales se repita para alguna distancia adicional . Después de esto, se reanuda la búsqueda axial y se establece un nuevo patrón para continuar, y así sucesivamente.

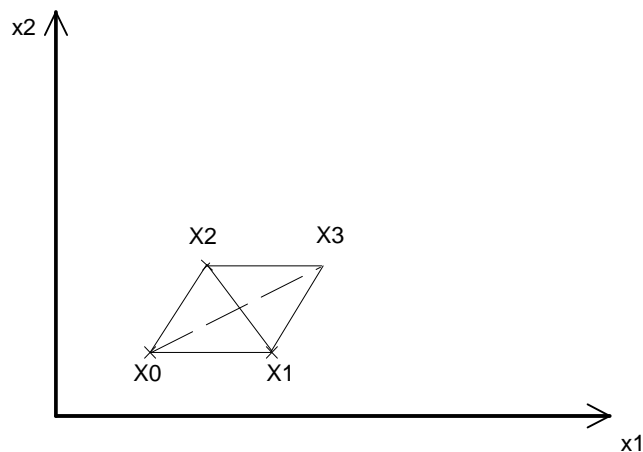
4.2.2. Método de Simplex

El método de simplex está basado en la evaluación de la función en determinados puntos para obtener una acotación de la zona donde puede estar el óptimo.

En el caso de la optimización en una dimensión, encontrar el óptimo en una recta, hemos necesitado dos puntos para acotar el óptimo.

De la misma manera, en el caso de dos dimensiones necesitaremos tres puntos para hacer la acotación, mientras que en general, para el caso de dimensión n tendremos que evaluar la función en $n+1$ puntos.

Para ilustrar gráficamente el método de simplex lo desarrollaremos para el caso de dos dimensiones.



Necesitamos tres puntos iniciales, en general $n+1$ puntos. El método de simplex, en una primera versión, requiere que estos tres puntos sean equidistantes entre sí. Es decir formando un triángulo equilátero.

Supongamos que nuestro óptimo es el mínimo de la función $f(x)$. Nombramos los tres puntos como $\mathbf{x}_0, \mathbf{x}_1$ y \mathbf{x}_2 de tal forma que

$$f(x_0) \geq f(x_1) \geq f(x_2).$$

Si estuviéramos en n dimensiones tendríamos que $f(x_0) \geq f(x_1) \geq \dots \geq f(x_n)$

Suponiendo que estamos buscando el mínimo, y que \mathbf{x}_0 nos ha dado el valor más alto, nuestra búsqueda debe dirigirse en dirección opuesta a \mathbf{x}_0 . Concretamente, el nuevo

punto x_3 se toma en la perpendicular a la recta formada por los puntos x_1 y x_2 que pasa por x_0 . El nuevo punto deberá también formar con los restantes un triángulo equilátero.

El punto x_{n+1} se halla, por tanto, utilizando la siguiente expresión:

$$x_{n+1} = x_0 + 2(\bar{x} - x_0) \quad \text{siendo} \quad \bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i$$

Ahora nuestros tres puntos son x_1 , x_2 y x_3 . Al evaluar la función en x_3 podemos tener uno de los siguientes casos:

- $f(x_3) \leq f(x_1)$. Ahora proyectaremos x_1 ó x_2 . Será proyectado el punto donde la función obtenga un peor valor (o valor mayor).
- $f(x_3) \geq f(x_1)$. x_3 es el peor punto de los tres, pues la función toma el valor más elevado. Por lo tanto deberíamos proyectar otra vez el punto x_3 obteniendo de nuevo el triángulo original. Para superar este ciclo repetitivo se plantea una nueva estrategia. Cuando eso ocurra se refleja el segundo peor punto, x_1 .

Sin embargo, si el tamaño del triángulo es demasiado grande, puede ocurrir que se vayan repitiendo vértices sin encontrar el punto óptimo. Se ha comprobado que cuando un vértice se repite más de $M = 1.65n + 0.005n^2$ veces (n dimensión del espacio) entonces debe reducirse la distancia entre los puntos a la mitad. El procedimiento es el siguiente: se guarda el mejor punto (x_n) y se obtienen los demás puntos aplicando la expresión

$$\bar{x}_i = x_n + \frac{1}{2}(x_i + x_n) = \frac{1}{2}(x_n + x_i) \quad i = 0, 1, \dots, n-1$$

Para $n = 2$ el valor de $M = 3.32$ (es decir se deberá de repetir más de 3 veces)

4.2.3. *Ejemplo de implementación de optimización multidimensional*

Para ilustrar el empleo de optimización multidimensional emplearemos el mismo caso que para el caso monodimensional.

Teníamos la sección transversal de la guía de doble canto e intentamos hallar el valor de la relación entre dos de sus parámetros que optimizaba la respuesta de la sección al

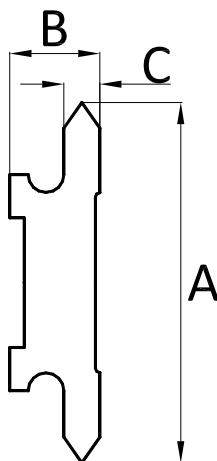
esfuerzo mecánico. Los parámetros eran A y B que están asociados a las dimensiones de la sección en dos direcciones perpendiculares: entre los extremos de las superficies en V (A) y entre las superficies anterior y posterior (B). La relación entre ambas dimensiones está expresada mediante el parámetro F1 de manera que $B=F1*A$. Al modificar el valor del parámetro F1 en la optimización monodimensional, sobre todo al darle valores menores a 0.5 se observó que el espesor de los brazos de la guía se volvía muy pequeño, y eso podría tener efectos adversos en la respuesta estructural de la sección.

El enfoque monodimensional de la optimización de esta pieza era demasiado simple y no tenía en cuenta todas las posibles variables. En este ejemplo introducimos una variable más y compararemos los resultados de ambos estudios.

Los pasos a seguir son los mismos que se propusieron para el caso monodimensional.

Selección de los parámetros a optimizar

Como ya se ha comentado, el estudio monodimensional tenía el problema de que con valores de $F1 < 0.5$ las dimensiones de los brazos de la guía se reducían mucho y esto podía influir negativamente en la respuesta mecánica del diseño.



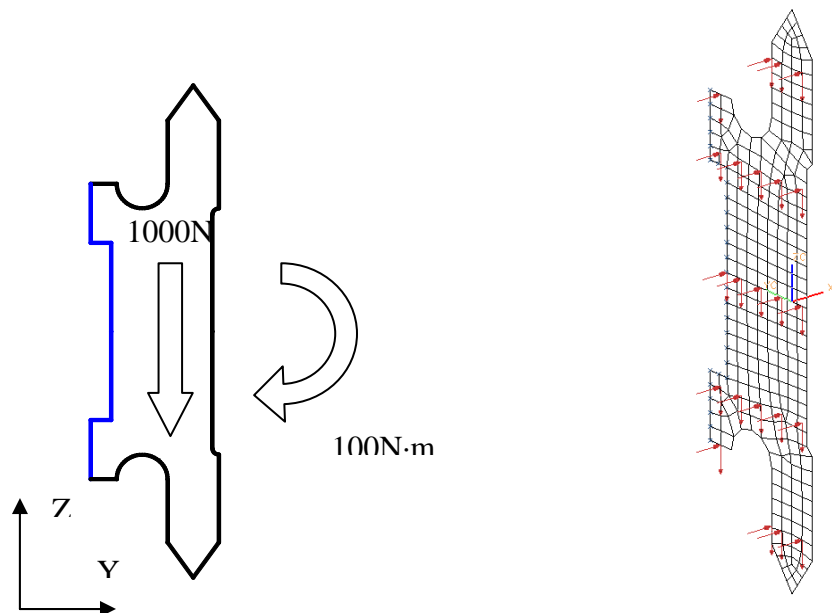
El modelo cuenta con un parámetro que controla el espesor de esa parte de la geometría, que se denomina C. El valor de este parámetro es proporcional al del parámetro B, en el primer estudio de optimización monodimensional, la relación de proporcionalidad se mantuvo fija en $C=2B/5$. Para el estudio multidimensional se ha sacado esta relación fuera de la definición de C a un parámetro nuevo que hemos llamado F2, de manera que la fórmula del parámetro C queda tal que $C=F2*B$.

El problema de optimización será **hallar la combinación óptima de los valores de F1 y F2**.

Construcción de la simulación

Utilizamos la misma simulación que se empleó en el caso monodimensional para poder comparar los datos, con dos cargas, una fuerza de 1000N en el sentido negativo del eje

Z y un momento de 100N·m en el sentido positivo del eje X; y una restricción fija en las superficies de montaje de la guía en su soporte.



Utilizando el mismo criterio que en el caso monodimensional, consideramos que el objetivo deseado es la minimización de los valores de la tensión equivalente de Von Misses en la sección de la guía.

Consideramos $T_{VM} = f(F1, F2)$

Obtención de datos y aplicación del algoritmo de optimización

En el caso de optimización multidimensional, los métodos expuestos no requieren que se enmarque el mínimo si no que basta con proporcionarles un punto inicial para que empiecen a realizar la búsqueda mediante la técnica que tengan implementada.

El algoritmo elegido para este ejemplo de optimización multivariable fue el de Simplex, implementado en MATLAB a partir del algoritmo Simplex que propone los autores en el libro *Técnicas de Optimización* ⁽¹³⁾.

13 *Técnicas de Optimización*. Josep Tornero Monserrat, Leopoldo Armesto. 2007

```

% Minimiza una función mediante el metodo del Simplex
% [pto_opt,valor_opt,num_iteracs]=Simplex(pto_ini,factor,precision)
% Esta implementación del algoritmo es válida solo para funciones
bidimensionales
%
% Los parámetros de entrada son: pto_ini->Punto inicial del que se
parte,factor->Lado del triángulo equilatero, precisión->Resolución a
alcanzar
%
% Los parámetros de salida son: pto_opt->Óptimo alcanzado, valor_opt-
>valor de la función en el optimo, num_iteracs->número de iteraciones
realizadas
%
```

```

function
[pto_opt,valor_opt,num_iteracs]=Simplex(pto_ini,factor,precision);
```

```

format long;
warning off;
```

```

% Inicialización de variables
valor=zeros(1,length(pto_ini));
p_1=zeros(3,2);
p_2=p_1;
p(1,:)=pto_ini;
p(2,:)=p(1,:)+factor*[0,1];
p(3,:)=p(1,:)+factor*[sqrt(3)/2,0.5];
nIteraciones=0;
```

Calcula los otros dos puntos del triángulo a partir del punto inicial y el factor.

Dado que los valores negativos de las funciones F1 y F2 no tienen sentido, se dan las instrucciones para que construya el triángulo inicial en el cuadrante

```

%*****
% Visualización de la función
%*****
```

```

aux1=figure; zoom;
title('Optimización con el método de Simplex de función de 2
variables');
set(aux1,'name',...
'Optimización con el método de Simplex de función de 2 variables',...
'numbertitle','off');
```

```

x=[0:0.1:1];
y=[0:0.1:1];
length(x);
```

```

colormap(1-gray); shading interp;
view(0,90); grid off;
axis equal; axis([0,1,0,1]); hold;
```

```

%*****
% ***** OPTIMIZACIÓN POR SIMPLEX *****
%*****
```

```

% Evaluamos el valor de la función en cada uno de los 3 puntos
iniciales
fun_1=input(sprintf('funcion(%0.3f)= ',p(1,:)));
fun_2=input(sprintf('funcion(%0.3f)= ',p(2,:)));
fun_3=input(sprintf('funcion(%0.3f)= ',p(3,:)));
valor=[fun_1,fun_2,fun_3];
```

Se modificó el algoritmo para que solicitara la introducción por teclado del valor de la función en los tres puntos del

```

%*****
% Dibujo del triángulo inicial
line([p(1,1) p(2,1)], [p(1,2) p(2,2)]);
p(2,2), [valor(1), valor(2)], 'EraseMode', 'background');
line([p(2,1) p(3,1)], [p(2,2) p(3,2)]);
p(3,2), [valor(2), valor(3)], 'EraseMode', 'background');
line([p(3,1) p(1,1)], [p(3,2) p(1,2)]);
p(1,2), [valor(3), valor(1)], 'EraseMode', 'background');
%*****

% Ordenación de puntos iniciales con los valores de menor a mayor
valor de función
[ordenados, indice]=sort(valor);
p=[p(indice(1),:); p(indice(2),:); p(indice(3),:)];
valor=ordenados;

% Mientras el lado del triángulo sea mayor que la resolución seguimos
realizando iteraciones
while precision^2 < (p(1,1)-p(2,1))^2 + (p(1,2)-p(2,2))^2

    nIteraciones=nIteraciones+1;

    % Proyectamos el peor de los 3 puntos del triángulo equilátero, que
    es el P3
    vmedio=mean([p(1,:); p(2,:)]);
    p(3,:)=p(3, :)+2*(vmedio-p(3, :));

    % En el caso de que repitamos triángulo reducimos el mismo a la
    mitad
    if p(3, :)==p_2(3, :)
        p(3, :)=0.5*(p(1, :)+p(3, :));
        p(2, :)=0.5*(p(1, :)+p(2, :));
        % Evaluamos la función en el nuevo Punto 2
        p(2, :);
        fun_2=input(sprintf('funcion(%0.3f)= ', p(2, :)));
        valor(2)=fun_2;
    end

    % Evaluamos la función en el nuevo Punto 3
    if p(3, :) >= 0
        fun_3=input(sprintf('funcion(%0.3f)= ', p(3, :)));
    else
        fun_3=1000;
    end
    valor(3)=fun_3;
}

```

Como ya se anotó antes, los valores negativos de los parámetros F1 y F2 no tienen sentido.

Se introduce aquí una condición tal que si al evaluar la función en el espacio de la función aparece un valor negativo, el algoritmo le asigna un valor muy alto. Como estamos buscando el mínimo de la función, el punto queda automáticamente descartado. Para valores positivos de los parámetros


```

% Ordenación de puntos iniciales con los valores de menor a mayor
valor de función
[ordenados,indice]=sort(valor);
p=[p(indice(1),:);p(indice(2),:);p(indice(3),:)];
valor=ordenados;

% Almacenamos los puntos de hace dos iteraciones para detectar
repeticiones del triángulo
p_2=p_1;    p_1=p;

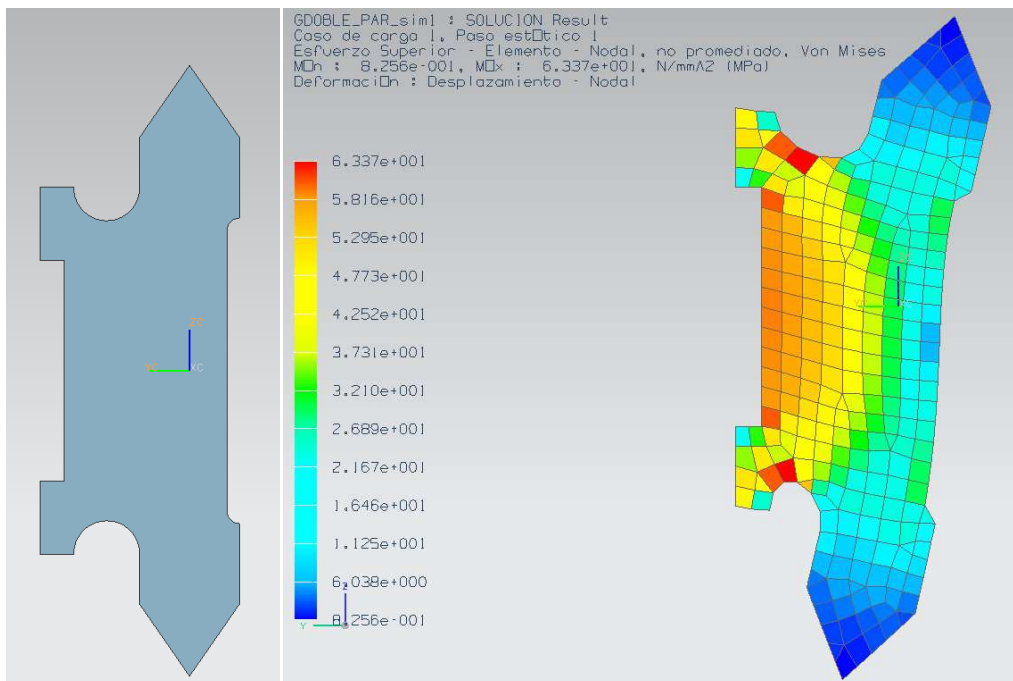
%*****
% Dibujo del triángulo actual
line([p(1,1)                                p(2,1)], [p(1,2)
p(2,2)], [valor(1),valor(2)], 'EraseMode', 'background');
line([p(2,1)                                p(3,1)], [p(2,2)
p(3,2)], [valor(2),valor(3)], 'EraseMode', 'background');
line([p(3,1)                                p(1,1)], [p(3,2)
p(1,2)], [valor(3),valor(1)], 'EraseMode', 'background');
%*****
end

% Actualizamos valores devueltos
pto_opt=p(1,:);
valor_opt=valor(1);
num_iteracs=nIteraciones;

% Visualizamos resultados
fprintf('\nPunto      óptimo:(%2.4f,%2.4f),      Valor      óptimo:%2.4f,
Iteraciones:%d\n'...
,pto_opt(1),pto_opt(2),valor_opt,num_iteracs);

```

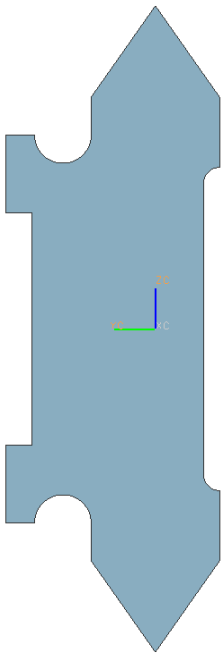
Se ha decidido como punto inicial el estado de los parámetros F1 y F2 antes de la optimización $P_0 = (0.66, 0.5)$. A estos valores de F1 y F2, la simulación nos devuelve un valor de TVM = 63.37 MPa.



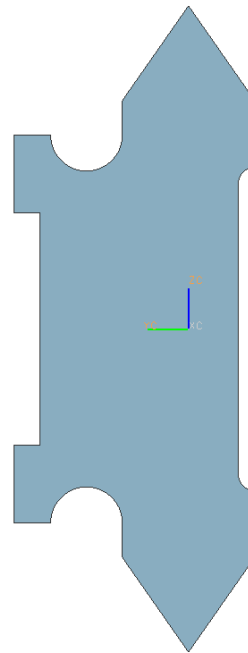
A partir de este punto inicial el algoritmo nos solicita los valores de la función $f(F1, F2)$ en otros dos puntos para poder construir el triángulo inicial. Los valores de F1 y F2 para estos puntos son:

p	F1	F2	T_{VM} f(F1,F2) Mpa
p1	0.66	0.5	63.37
p2	0.5	0.6	64.98
p	0.747	0.55	74.70

El algoritmo también solicita el valor del lado del triángulo (factor) y la precisión objetivo que se desea alcanzar. Se le proporcionaron los valores **factor = 0.1** y **precisión = 0.05**



(p2) $F1=0.5$ $F2 = 0.6$



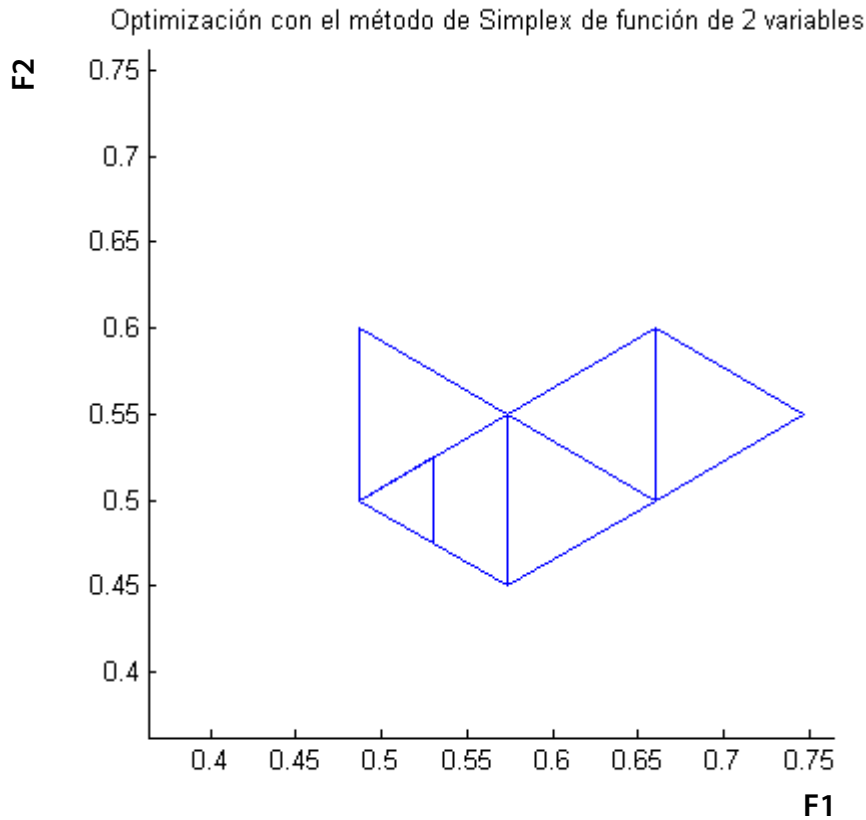
(p3) $F1=0.747$ $F2=0.55$

A partir del triángulo inicial el algoritmo busca la región del óptimo. Tras siete iteraciones en las que analiza la función en 13 puntos, el algoritmo nos devuelve el resultado de que el punto óptimo se halla en el punto de partida $p0 = (0.5, 0.5)$

La serie de puntos analizados y los valores de la función en cada uno de ellos son los que aparecen en la siguiente lista:

i	p	F1	F2	T_{VM} f(F1,F2) Mpa
1	p1	0.66	0.5	63.37
1 / 2	p2	0.66	0.6	64.98
1/2/3	p3	0.747	0.55	74.70
2/3/4	p4	0.573	0.55	59.48
3/4/5	p5	0.573	0.45	60.27
4/5/6	p6	0.487	0.5	59.20
5/6/	p7	0.487	0.6	61.27
6	p8	0.53	0.525	58.30
6	p9	0.53	0.475	57.92

La gráfica de la búsqueda por triángulos equiláteros efectuada por el algoritmo quedó tal como se muestra a continuación. Se puede ver como se aproxima progresivamente hacia la región donde se encuentra el óptimo y como en la última iteración reduce factor (lado del triángulo equilátero):



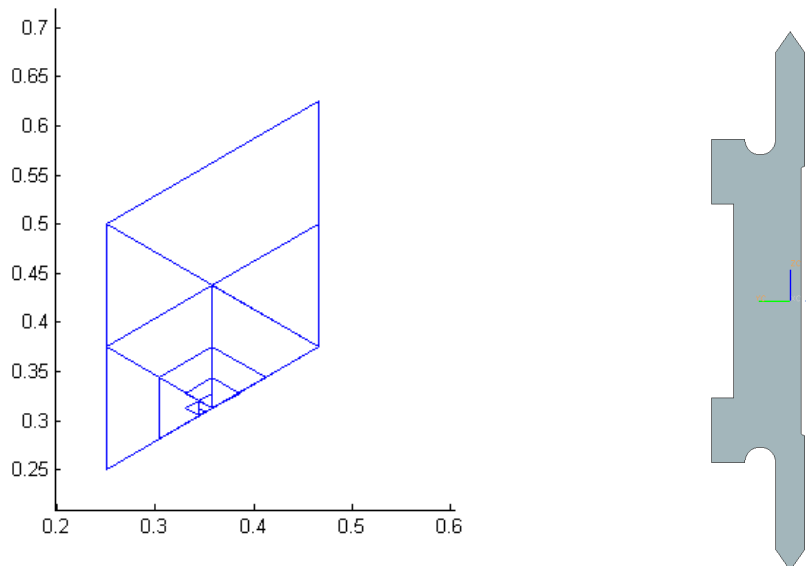
El resultado en cuanto a la resistencia del modelo con los valores óptimos de los parámetros analizados, no hay mucha diferencia entre los resultados obtenidos con la optimización monodimensional y la optimización multidimensional. El valor optimizado de F2 no se distancia mucho del valor inicial de este parámetro antes de la

optimización, de manera que la optimización monodimensional ya se desarrollaba en la región del óptimo de este parámetro.

Un dato interesante que se halló durante las simulaciones es que partiendo de un punto inicial distinto, $P_0 (F1,F2) = (0.25, 0.25)$ y con un factor más pequeño (0.01) el algoritmo simplex encontró otro mínimo local con un valor de T_{vm} parecido al del óptimo hallado en la búsqueda muestra antes. Este mínimo local se hallaba en la región del punto (0.3, 0.3), concretamente en el valor (0.345, 0.313)

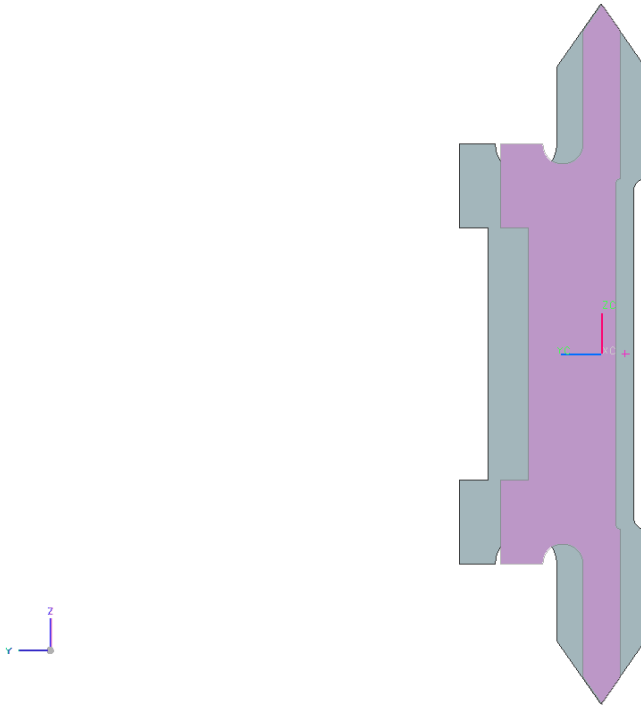
i	p	F1	F2	$T_{VM} f(F1,F2)$ Mpa
1	p1	0.25	0.25	71.81
1 / 2	p2	0.25	0.5	69.22
1/2/3	p3	0.467	0.375	68.51
2/3/4	p4	0.467	0.625	71.00
3/4/5	p5	0.358	0.438	61.01
4/5/6	p6	0.467	0.5	70.03
5/6/7	p7	0.358	0.313	60.38
6/7/8	p8	0.25	0.375	66.52
7/8/9	p9	0.358	0.375	63.05
8/9/10	p10	0.412	0.344	64.69
9/10/11	p11	0.304	0.344	61.74
10/11/12	p12	0.304	0.281	62.31
12/13/14	p13	0.331	0.328	61.33
13/14/15/	p14	0.358	0.344	60.77
14/15/16	p15	0.358	0.328	60.78
15/16/17	p16	0.345	0.320	60.01
16/17/18	p17	0.345	0.305	59.76
17/18	p18	0.331	0.313	60.96
18	p19	0.345	0.313	59.64

Optimización con el método de Simplex de función de 2 variables



$$A=256.66$$

Esta configuración de la sección de la guía es más eficiente que el anterior óptimo que se encontró mediante simplex, ya que ofrece un resultado similar en esfuerzo pero utilizando menos material.



F1,F2	A mm²	TVM (f (F1)) MPa
0.53, 0.475	424.37	57.92
0.345, 0.313	256.66	59.64

Sin embargo esta construcción de la sección de la guía no es práctica para utilizarse en el entorno del ensamblaje por ser demasiado estrecha (su dimensión B, esto es, la distancia entre las superficies exteriores paralelas al canto de la guía, es demasiado pequeña). Esta circunstancia dificulta el ajuste con otras piezas, como la cremallera, el piñón y los rodamientos y obligaría a utilizar guías muy anchas, de manera que la economía de materiales no quedaría completamente compensada.

Gracias a que obtenemos resultados similares de resistencia para diferentes formas de la sección transversal, podemos extraer varias conclusiones de los resultados obtenidos en las simulaciones realizadas para los diferentes estados de los parámetros analizados durante la optimización:

En el comportamiento mecánico de la sección no se ve afectado negativamente por esbeltez de la dimensión C, más bien al contrario. Hasta cierto punto que esta parte de la geometría sea más esbelta respecto a la anchura de la guía redonda en que la sección transversal sea más rígida frente a las sollicitaciones mecánicas a las que está sometida en la hipótesis de carga.

Una razón para explicar este comportamiento es que **a mayor esbeltez de la sección, mayor es su momento de inercia en el plano**, que como ya se mencionó es una de las magnitudes que influye en el comportamiento mecánico de la misma. Otra hipótesis es que una mayor anchura de los resaltos en V respecto al total de la sección provoca que **el redondeo de la base de acople de la sección tenga que tomar un radio muy pequeño, convirtiéndolo en un concentrador de tensiones**.

También reconfirmamos en la simulación bidimensional la conclusión extraída de la optimización monodimensional, que **mayor cantidad de material no significa mayor resistencia** obligatoriamente y que el diseño geométrico también juega un papel importante.

Análisis de Tolerancias

5

Complejas



5. Análisis de Tolerancias Compuestas

En todas las aplicaciones mecánicas en las que hay ensamblajes de piezas, y más aún en mecanismos donde hay piezas en movimiento, la consideración de cuestiones de metrología y concretamente el tratamiento de tolerancias es un paso inevitable en el proceso de diseño.

El análisis de tolerancias es una herramienta valiosa para reducir costes de fabricación al mejorar la viabilidad.

En el método de diseño paramétrico que se ha expuesto hasta ahora, podemos observar que con frecuencia se trasladan dimensiones de unas piezas a otras, y en ocasiones nos podemos encontrar que varias cotas provenientes de piezas diferentes se combinan para formar una cota nueva de otro componente. En la circunstancia en que se combinan varias cotas es importante analizar también como interaccionan sus tolerancias para asegurar que la transferencia de dimensiones funciona correctamente y su fabricación es viable con los métodos de producción planeados en el proyecto.

Como ya se mencionó antes, al estar esta metodología particularizada al diseño de componentes mecánicos y mecanismos, en la mayoría de modelos parametrizados que se construyan los parámetros que se transfieran de unas piezas a otras representarán dimensiones longitudinales, es decir, cotas. Sin embargo, la definición de parámetro que se ha dado en la metodología es más amplia y abarca otras dimensiones como pueden ser ángulos, masa, coeficientes mecánicos... por tanto la aplicación de este apartado es a aquellos **parámetros del modelo que representen cotas** y nos referiremos en lo sucesivo a ellos con la denominación de su contenido, “*cotas*”.

Como en otros apartados del trabajo, habremos de hacer una estratificación de las consideraciones del análisis de tolerancias complejas: a nivel de componente y a nivel de ensamblaje.

5.1. Composición de tolerancias complejas

A nivel de componente podemos encontrarnos con que debemos transferir un parámetro que se construye que se define por la suma o diferencia de dos cotas adyacentes. En este caso, hemos de asegurarnos que la tolerancia del parámetro conjunto sea coherente con las tolerancias de los parámetros base.

La normativa de metrología nos propone métodos para calcular unas cotas a partir de otras en una pieza a partir de otras de la misma teniendo en cuenta las tolerancias que las afectan. Sevilla Hurtado y Martín Sanchez de la Universidad de Málaga desarrollan estos métodos, de los que extremos ideas aplicables a la composición de parámetros y las tolerancias que están asociadas con ellos.

Los dos métodos que se exponen en el Manual de Metrología son la **adición de cotas** y la **transferencia de cotas** ⁽¹⁴⁾.

5.1.1. Adición de cotas

Procedimiento a partir del cual se pretende determinar las longitudes no especificadas en los planos, a partir de operaciones realizadas con el resto de las longitudes acotadas en el dibujo. Ergo, calcular una cota en función de otras para conocerla.

Consiste en los siguientes pasos:

- 1) Establecer la cadena de cotas. $A=f(C_k)$
- 2) Calcular el valor nominal de A. $A=\Sigma C_k^{(+)}-\Sigma C_k^{(-)}$ donde $\Sigma C_k^{(+)}$ es la suma de valores nominales absolutos de las cotas que tienen el mismo sentido que la cota A y $\Sigma C_k^{(-)}$ es la suma de los valores nominales absolutos de las cotas que tienen sentido contrario a la cota A.
- 3) Calcular el valor de la desviación superior de A $DS_A = \Sigma DS_{Ck}^{(+)} - \Sigma Di_{Ck}^{(-)}$
- 4) Calcular el valor de la desviación inferior de A $Di_A = \Sigma Di_{Ck}^{(+)} - \Sigma DS_{Ck}^{(-)}$
- 5) Calcular el valor de la franja de tolerancia de la cota A $T_a=\Sigma T_{ck}$

14 Lorenzo Sevilla Hurtado, Maria Jesus Martín Sanchez. Manual de Metrología Dimensional 2005

Si se verifica que las cotas parciales se encuentran dentro de sus tolerancias, se puede asegurar que la cota obtenida por adición, A , también se encuentra dentro de la tolerancia calculada. Sin embargo el caso recíproco no siempre es cierto.

5.1.2. *Transferencia de cotas*

En casos en los que hay que replantear la acotación para definir correctamente la geometría de una pieza (por ejemplo, cuando intervienen en la definición cotas de varias piezas distintas) el plano suministrado pasa a un segundo plano y se crea un *plano de fabricación* que tiene la particularidad de que las tolerancias a respetar son las que se indican en el plano inicial suministrado.

En nuestro caso podemos establecer una equivalencia entre el *plano de fabricación* que indica la normativa y la *pieza destino* cuyos parámetros se definen con la intervención de parámetros de otras piezas del modelo paramétrico.

Para poder obtener la pieza destino se deberá de efectuar la sustitución de la cota L_a por la cota L_c . Para ello se emplea la terminología:

Cota sustituida: L_{cs}

Cota nueva: L_{cn}

Cotas conservadas: L_{cc}

En la definición de estas, las cotas deben formar una cadena. Normalmente para la definición de las desviaciones de la cota nueva se presentarán diferentes alternativas de las cuales, la elección de la correcta se resolverá de acuerdo a la siguiente filosofía: si se define la pieza por las cotas L_a y L_b del plano suministrado y una de ellas, L_a , se sustituye por la cota L_c , se puede determinar el valor de L_a por adición de cotas de L_b y L_c , ya que este método verifica que si las cotas origen están dentro de sus tolerancias, al cota destino también lo estará.

La realización práctica de la transferencia de cotas exige que se trabaje con la ecuación representativa de la cadena de cotas que posea en su primer miembro la cota a sustituir exclusivamente, es decir, que debe tener la forma:

Cota a sustituir = cota nueva \pm cotas conservadas

A esta ecuación se le aplicará el método de adición de cotas para calcular las desviaciones. De la ecuación adoptada para aplicar este método se deduce:

$$T_{cs} = T_{cn} + \sum T_{cc}$$

Como los valores de las amplitudes de las franjas de tolerancia son siempre positivos es necesario que se cumpla:

$$T_{cs} - \sum T_{cc} > 0, \text{ puesto que si no es así}$$

$$T_{cn} < 0, \text{ que es imposible}$$

$T_{cn} = 0$, lo que implica que se debe fabricar la cota nueva con precisión absoluta, lo que en la práctica también es imposible

Por tanto, matemáticamente, la transferencia de cotas sólo es posible si:

$$T_{cn} = T_{cs} - \sum T_{cc} > 0$$

Aunque tecnológicamente, sólo es posible si:

$$T_{cn} = T_{cs} - \sum T_{cc} > \delta > 0$$

Dónde δ representa la imprecisión mínima con la que es posible obtener las piezas mecanizadas en el taller o máquina en que se vaya a realizar la fabricación. De esta circunstancia se deduce que la transferencia de cotas no siempre es posible, y cuando lo sea, implica una reducción de la amplitud de la franja de tolerancia de la cota nueva respecto a la antigua, lo que obliga a un mecanizado más preciso y, por tanto, más caro.

Debido a que asegura la reciprocidad del ajuste de las cotas componentes con la cota compuesta, el procedimiento de transferencia de cotas es el que parece más adecuado a la hora de calcular las tolerancias compuestas en el caso de parámetros por varias cotas afectadas cada una por su propia tolerancia.

5.1.3. Ejemplo de construcción de tolerancias complejas

Veamos cómo se desarrolla esta idea de adición/transferencia en la aplicación de una parte de la geometría del caso práctico planteado en este trabajo.

Una de las cotas compuestas que aparecen en el mecanismo de movimiento lineal que se ha construido para ilustrar este trabajo es una de las cotas que indican la posición del eje del rodamiento en el plano de la cara del carro.

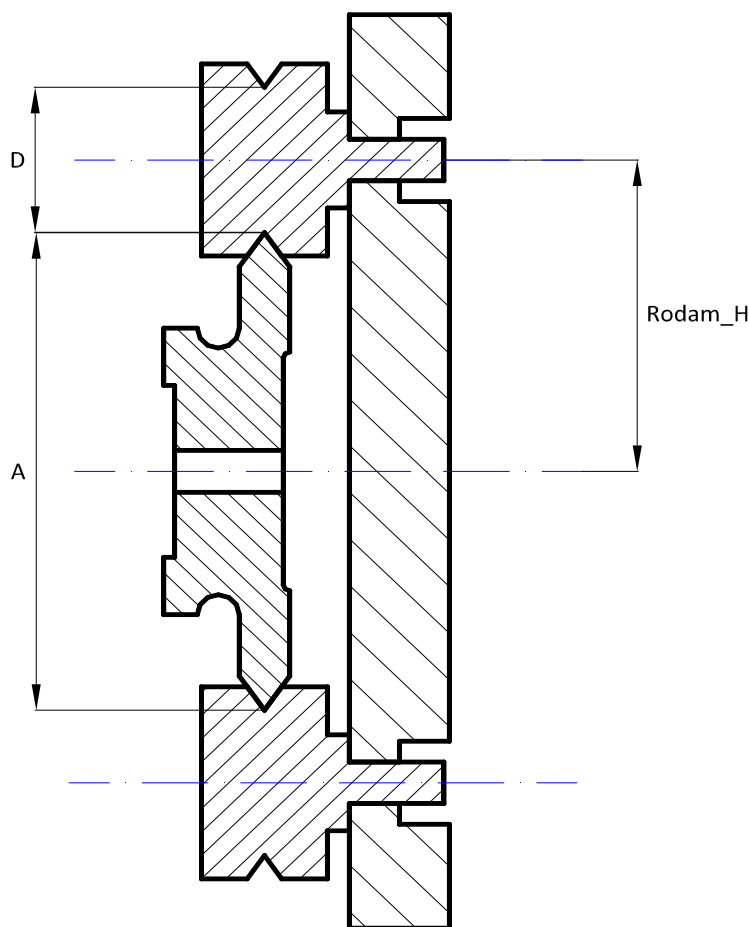
Esta cota, asociada al parámetro **Rodam_H** en la lista de parámetros del carro, obtiene su valor de la combinación de otras dos cotas: A, proveniente de la guía doble y D del rodamiento; asociadas con los parámetros del mismo nombre.

El catálogo del fabricante HEPCO Motion nos indica las tolerancias dimensionales asociadas a algunas cotas de sus componentes de acuerdo a sus materiales y procesos de fabricación. Para las cotas indicadas de la guía doble y el rodamiento las tolerancias correspondientes según el catálogo son:

$$A = X_i^{+0.013}_{-0.013}$$

$$D = X_i^{+0.025}_{-0.025}$$

X_i = valor nominal de la cota.



Construyamos primero la cota *Rodam_H* mediante **adición**:

La cadena para la cota $Rodam_H$ es: $Rodam_H = A/2 + D/2$

Los valores nominales no son relevantes en el estudio de la acumulación de tolerancias, así que pasamos por alto el cálculo del valor de la cota compuesta y lo dejamos indicado.

Las formulas para las desviaciones superior e inferior en una cota compuesta cualquiera A son:

$$D_{S_A} = \sum D_{S_{Ck}}^{(+)} - \sum D_{i_{Ck}}^{(-)}$$

$$D_{i_A} = \sum D_{i_{Ck}}^{(+)} - \sum D_{S_{Ck}}^{(-)}$$

Sustituyendo los valores para la cota $Rodam_H$:

$$\begin{aligned} D_S Rodam_H &= \left(\frac{D_S A}{2}\right) + \left(\frac{D_S D}{2}\right) = \left(\frac{D_S A + D_S D}{2}\right) = \\ &= \left(\frac{0.013 + 0.025}{2}\right) = 0.019 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} D_I Rodam_H &= \left(\frac{D_I A}{2}\right) + \left(\frac{D_I D}{2}\right) = \left(\frac{D_I A + D_I D}{2}\right) \\ &= -\left(\frac{0.013 + 0.025}{2}\right) = -0.019 \end{aligned}$$

$$T_{Rodam_H} = \frac{T_A + T_D}{2} = 0.038$$

Calculado mediante **adición** el valor de las tolerancias de la cota compuesta son:

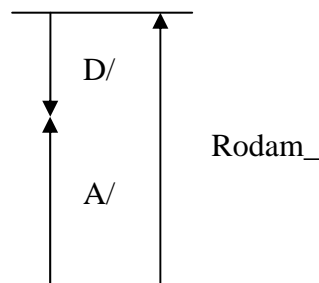
$$Rodam_{H_{adic}} = X_{i-0.019}^{+0.019}$$

Veamos ahora el resultado si calculamos las tolerancias acumuladas mediante **transferencia de cotas**:

Dadas las cotas A , D y su compuesta $Rodam_H$, podemos definir la cadena de definición de $Rodam_H$ de dos maneras.

La primera considera:

- **Cota nueva (Cn) :** $Rodam_H$



- **Cota sustituida (Cs) :** $A/2$
- **Cota conservada (Cc) :** $D/2$

$$Cs = Cn \pm Cc \rightarrow A/2 = Rodam_H - D/2$$

Esta cadena es válida si se cumple la condición $T_{cn} = T_{cs} - \Sigma T_{cc} > 0$

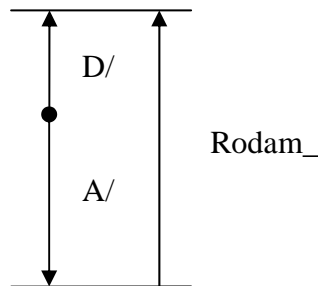
Sustituyendo con los valores de las cotas del modelo:

$$T_{RodamH} = \frac{T_A - T_D}{2} > 0 \rightarrow \frac{0.026 - 0.05}{2} = -0.012 < 0$$

La condición no se cumple y por tanto esta cadena no es válida.

La segunda cadena utiliza la siguiente combinación de cotas:

- **Cota nueva (Cn) :** $Rodam_H$
- **Cota sustituida (Cs) :** $D/2$
- **Cota conservada (Cc) :** $A/2$



$$Cs = Cn \pm Cc \rightarrow D/2 = Rodam_H - A/2$$

Comprobamos la validez de la cadena:

$$T_{RodamH} = \frac{T_D - T_A}{2} > 0 \rightarrow \frac{0.05 - 0.023}{2} = 0.012 > 0$$

Esta cadena si cumple la condición de validez, y será la que utilizemos para calcular la transferencia de tolerancias.

Con esta cadena de cotas, las formulas para las desviaciones superior e inferior son:

$$\begin{aligned} \frac{D_S D}{2} = D_S RodamH - \frac{D_I A}{2} &\rightarrow D_S RodamH = \frac{D_S D}{2} + \frac{D_I A}{2} = \frac{0.025 + (-0.013)}{2} = \\ &= \frac{0.012}{2} = 0.006 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{D_1 D}{2} = D_1 \text{Rodam}H - \frac{D_S A}{2} \rightarrow D_1 \text{Rodam}H &= \frac{D_1 D}{2} + \frac{D_S A}{2} = \frac{-0.025 + 0.013}{2} = \\ &= \frac{-0.012}{2} = -0.006 \end{aligned}$$

La definición de la cota compuesta Rodam_H mediante **transferencia de cotas** es:

$$\text{Rodam}H_{\text{trans}} = X_i^{+0.006}_{-0.006}$$

Comparemos ahora los resultados para las dos definiciones de la cota compuesta según ambos métodos. La teoría nos dice que la ventaja de la transferencia de cotas frente a la adición de cotas es que las tolerancias de la cota compuesta obtenidas mediante transferencia son recíprocas a las tolerancias de las cotas componentes. Lo comprobamos a continuación, calculando las desviaciones de un componente a partir de la cota compuesta y el otro componente, mediante los dos métodos:

- *Adición de cotas.* $\text{Rodam}H_{\text{adic}} = X_i^{+0.019}_{-0.019}$

La cadena de composición de cota es $\text{Rodam}_H = (A/2) + (D/2)$

Calculamos las desviaciones de A a partir de Rodam_H y D

$$A = (2 \cdot \text{Rodam}_H) - D$$

$$D_S A = (2 \cdot D_S \text{Rodam}H) - D_1 D = (2 \cdot 0.019) - (-0.025) = 0.063$$

$$D_I A = (2 \cdot D_I \text{Rodam}H) - D_S D = (2 \cdot -0.019) - 0.025 = 0.063$$

$$[A_{\text{adic}} = X_i^{+0.063}_{-0.063}] \neq [A_{\text{orig}} = X_i^{+0.013}_{-0.013}]$$

$$D = (2 \cdot \text{Rodam}_H) - A$$

$$D_S D = (2 \cdot D_S \text{Rodam}H) - D_I A = (2 \cdot 0.019) - (-0.013) = 0.051$$

$$D_I D = (2 \cdot D_I \text{Rodam}H) - D_S A = (2 \cdot -0.019) - 0.013 = -0.051$$

$$[D_{\text{adic}} = X_i^{+0.051}_{-0.051}] \neq [D_{\text{orig}} = X_i^{+0.025}_{-0.025}]$$

Podemos comprobar que en efecto, las desviaciones **no son recíprocas**.

- *Transferencia de cotas.* $RodamH_{trans} = X_{i-0.006}^{+0.006}$

En el caso de la transferencia de cotas, la cadena que se demostró válida fue:

$$(D/2) = Rodam_H - (A/2).$$

Si calculamos las desviaciones de las cotas elementales:

$$D = (2 \cdot Rodam_H) - A$$

$$D_S D = (2 \cdot D_S RodamH) - D_I A = (2 \cdot 0.006) - (-0.013) = 0.025$$

$$D_I D = (2 \cdot D_I RodamH) - D_S A = (2 \cdot -0.006) - 0.013 = -0.025$$

$$\left[D_{trans} = X_{i-0.025}^{+0.025} \right] = \left[D_{orig} = X_{i-0.025}^{+0.025} \right]$$

$$A = (2 \cdot Rodam_H) - D$$

$$D_S A = (2 \cdot -D_S RodamH) - D_I D = (2 \cdot 0.006) - (-0.025) = 0.013$$

$$D_I A = (2 \cdot -D_I RodamH) - D_S D = (2 \cdot -0.006) - 0.025 = -0.013$$

$$\left[A_{trans} = X_{i-0.013}^{+0.013} \right] = \left[D_{orig} = X_{i-0.013}^{+0.013} \right]$$

Comprobamos que en efecto las desviaciones de la cota compuesta y de las cotas elementales son recíprocas.

5.2. Evaluación de tolerancias complejas

En el entorno de ensamblajes, nos encontramos con cotas definidas a partir de la suma o diferencias de cotas provenientes de varias piezas diferentes. El factor más importante en el análisis de cotas y tolerancias compuestas en este caso es la variabilidad de las dimensiones. Puesto que cada cota componente puede tomar cualquier valor dentro de su margen de tolerancia, existen infinitas combinaciones que definan la dimensión final de la cota compuesta. Para analizar y predecir cómo se van a comportar las tolerancias compuestas, los dos métodos más habituales empleados en la industria son los **modelos de peor caso y análisis estadístico** ⁽¹⁵⁾.

5.2.1. Método del peor caso

En el análisis del peor caso, la **tolerancia del ensamblaje** se determina sumando **las tolerancias de los componentes** de forma lineal. La cota implicada de cada componente se asume en su límite superior o inferior resultando en el peor caso posible de ensamblaje.

Unidimensional: $T = \sum T_i$

Multidimensional: $T = \sum (|\partial f / \partial x_i| T_i)$, donde:

X_i = cota nominal del componente y $f(X_i)$ es la función de ensamblaje que describe la cota resultante. La derivada parcial representa la *sensibilidad* de la tolerancia de ensamblaje a variaciones de las cotas de componentes individuales.

5.2.2. Método del análisis estadístico

La tolerancia de ensamblaje se calcula como la raíz cuadrada de la suma de cuadrados de las tolerancias de los componentes individuales. Se asume una distribución estadística (Normal o Gauss) para las variaciones de cota de los componentes y las tolerancias se corresponden a seis veces la variación estándar (de -3σ a 3σ).

Unidimensional: $T = [\sum T_i^2]^{1/2}$

15 Bryan R.Fischer . Mechanical Tolerance Stackup and Analysis. 2004

Multidimensional: $T = [\sum(\partial f/\partial x_i)^2 T_i^2]^{1/2}$

Las probabilidades de que se produzca el peor caso están contenidas en la distribución, normalmente son muy pequeñas.

5.2.3. *Limitaciones de los métodos habituales*

- El Modelo del peor caso es demasiado conservador: resulta en tolerancias de componentes estrechas y costosas de producir.
- El Modelo de análisis estadístico permite tolerancias más amplias, pero a menudo es demasiado optimista, y predice mayores rendimientos de ensamblajes de los que se producen en la fabricación real.
- En ensamblajes con pocos componentes o en los que uno de estos tiene una tolerancia mucho mayor que los demás, el método estadístico común puede producir tolerancias más estrechas que las calculadas con el modelo del peor caso.
- El modelo estadístico solo contempla variaciones que siguen distribuciones normales o gaussianas y no tiene en cuenta sesgos o asimetrías que, por otro lado, son comunes en manufactura.

Este trabajo solo presenta un esbozo de los procedimientos de análisis de tolerancias complejas, ya que fue una cuestión que surgió en el desarrollo del modelo del demostrador, pero no pretende profundizar en esta problemática ya que se aleja un poco de los objetivos primarios de la investigación.

Un estudio más extenso y metódico del análisis de tolerancias compuestas (y sobre todo del caso inverso de **asignación de tolerancias**) sería una interesante ampliación de este trabajo como se expone en la sección de Alternativas y Ampliaciones.

6 *Conclusiones y Trabajos Futuros*

6.1. Conclusiones

El trabajo desarrollado en esta tesina ha servido para reflexionar sobre el proceso de diseño y las herramientas que para llevarlo a cabo disponen diseñadores e ingenieros, concretamente una de ellas, el diseño paramétrico y el empleo de modelos parametrizados.

Los productos de esta reflexión y de la investigación y experimentación que la soportan son los esbozos de una metodología que servirá para ordenar y racionalizar el proceso, mediante el empleo de términos y reglas sencillas y de acuerdo al sentido común y el conocimiento tecnológico. La construcción de esta metodología se marcó como uno de los objetivos de la tesina, que podemos decir que se alcanzó con éxito.

También se estudió la aplicación del método propuesto en una herramienta informática comercial, desarrollando un caso práctico en el que aplicaron las bases metodológicas, comprobando su utilidad.

Por último, se llevó el estudio del diseño paramétrico más allá de la aplicación al diseño formal, geométrico; y se estudiaron sus implicaciones en dos procesos más relacionados con el trabajo de diseño de productos: el análisis de tolerancias dimensionales y los procesos de optimización. Como resultado de este estudio, se obtuvieron conclusiones acerca de la conveniencia del empleo de técnicas de diseño paramétrico y modelos parametrizados en estos dos campos.

El diseño paramétrico es un modo de trabajo con grandes posibilidades para el diseñador industrial. Proporciona ventajas a la hora de llevar a cabo el proceso de resolución de los problemas de diseño y de la integración de este proceso, en entornos de ingeniería concurrente. Esta tesina es, como ya se ha mencionado, solo una aproximación a las aplicaciones de la idea de parametrización aplicada al diseño de productos, y a partir de ella se podrían desarrollar otros trabajos que continuaran profundizando en esta cuestión.

De las posibles ampliaciones a esta tesina que se plantearon durante el proceso de conceptualización y redacción de la misma han sido, algunas se exponen a continuación brevemente:

6.2. Trabajos Futuros

6.2.1. *Especialización y particularización*

El conocimiento juega un papel muy importante en la elaboración de los criterios de diseño con los que se crean los modelos parametrizados. Cuanto más profundo es el entendimiento del diseñador en el campo del objeto que diseña sabrá con más acierto cuales son los componentes que influyen más en el funcionamiento del artefacto y podrá traducir ese conocimiento en restricciones y parámetros para el modelo.

El método propuesto es muy genérico de acuerdo a los objetivos del trabajo. Se puede particularizar para cualquier componente mecánico cuyo funcionamiento se conozca bien: juegos de engranajes, rodamientos, hélices... para crear **modelos plantilla** a partir de los cuales trabajar, que pueden ser muy útiles en el sector de la manufactura de componentes. Cada fabricante podría adaptar la plantilla a las particularidades de su producto y aprovecharse del potencial del diseño paramétrico.

6.2.2. *Parametrización de superficies y envolventes*

Relacionado con la idea de particularización expuesta antes, el método también puede dirigirse a la parametrización de otro tipo de componentes que tienen su propia idiosincrasia: superficies y envolventes.

Este trabajo está enfocado al diseño de componentes mecánicos. Estos se suelen modelar mediante operaciones booleanas, pero las superficies cuentan con sus propios métodos de trabajo y las geometrías se generan mediante barrido de secciones, superficies definidas por nurbs y otros. La idea de relacionar los requisitos y límites del objeto de diseño con su forma y construcción mediante parámetros puede ser trasladada a la generación de superficies.

Por ejemplo, en aplicaciones para la industria automovilística, aeronáutica, naval... contar con modelos paramétricos de carrocerías, fuselajes, cascos... en general todos los componentes afectados por la aerodinámica, redundaría en ventajas a la hora de hacer simulaciones ya que se mantiene un gran control sobre la geometría.

6.2.3. *Automatización*

Las aplicaciones modernas de CIM y PLM como UGS NX de Siemens, CATIA de Dassault permiten la creación de APIS mediante el empleo de bibliotecas abiertas.

Una ampliación de esta tesina podría involucrar la utilización de esas bibliotecas para crear APIS de las aplicaciones informáticas que ayuden a automatizar el proceso de diseño paramétrico. Se podría relacionar un modelo paramétrico de CAD con una hoja de cálculo de Excel, que nos permite realizar cálculos más complejos y controlar y limitar los valores. Se podrían crear bases de datos de piezas que relaciones familias de piezas para crear automáticamente ensamblajes a pedido. Hay muchas posibilidades para explorar en este campo.

6.2.4. *Integración de optimización y análisis de tolerancias*

El tratamiento de tolerancias complejas y acumulaciones de tolerancia fue una necesidad que se detectó mientras se experimentaba con modelos paramétricos para intentar encontrar patrones que constituyeran la base del método de diseño paramétrico. Aunque se detectó la problemática y algunas soluciones, no es un parte que esté plenamente integrada si no que es más bien un proceso que se lleva paralelamente aunque separado del trabajo principal de síntesis del modelo paramétrico. Esta falta de integración puede ser problemático, por descuido puede perderse información que desemboque en falta de consistencia del modelo que se construye.

Las herramientas internas de gestión de parámetros de las aplicaciones de CIM y PLM no incluyen muchas utilidades para el tratamiento de tolerancias complejas y acumulaciones de tolerancia. Podría explorarse la creación de APIS para este propósito que ayudaran al diseñador.

Los principios de análisis y tratamiento de tolerancias complejas que se han expuesto en el apartado correspondiente son bastante elementales. Profundizar en este campo también podría ser una ampliación interesante para esta tesina.

7

Bibliografía



7. Bibliografía

- *Parametric Design Problem Solving* - **Enrico Motta, Zdenek Zdrahal**. Knowledge Media Institute, The Open University. Walton Hall, UK. 1999
<http://ksi.cpsc.ucalgary.ca/KAW/KAW96/motta/pardes-banff.html>
- *Manual de Metrología dimensional* – **Lorenzo Sevilla Hurtado, Maria Jesus Martín Sanchez**. Servicio de publicaciones de la Universidad de Málaga. 2005
- *Design Issues in Mechanical Tolerance Analysis* – **K.W.Chase, W.H.Greenwood**. Manufacturing Review. 1988
<http://adcats.et.byu.edu/Publication/87-5/WAM2.html>
- *Mechanical Tolerance Stackup and Analysis* – **Bryan R.Fischer**. CRC Press. 2004
- *Diseño en Ingeniería Mecánica* – **Joseph Edward Shigley, Larry D. Mitchel**. McGrawhill. 1985
- *Técnicas de Optimización* – **Josep Tornero Montserrat, Leopoldo Armesto**. Editorial UPV 2007
- *Prácticas de Optimización y Control Óptimo*. – **Luis Gracia, Josep Tornero Montserrat**. Editorial UPV 2003
- *Técnicas de Optimización (Temas de Ingeniería de Sistemas y Automática)* – **Josep Tornero Montserrat**. Servicio de Publicaciones UPV. 1998
- *NX5 Student Guide* – Unigraphics Corp. 2006
- *Advanced Simulation Using Nastran NX5 / NX6* – **Stephen M. Samuel, Benjamin Stevnson, Eric Weeks**. Design Visionaries 2008
- *Catálogo de la serie GV3* – **HEPCOMOTION**. 2009

8

Anexos



8. Anexos