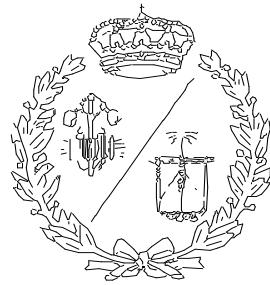


ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Proyecto Fin de Grado

**MODELO DINÁMICO DE BANCO DE PRUEBAS
DE ENGRANAJES PLANETARIOS**
(Dynamic model of a Planetary Gears Sets test
bench)

Para acceder al Título de

GRADUADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

Autor: Víctor Gutiérrez Gutiérrez

Directores: Ana M. De Juan De Luna, Alfonso Fernández del
Rincón

Septiembre - 2019

Resumen:

En las siguientes páginas se explica al lector el proceso de modelado de sistemas multicuerpo a través del software ROMAX, que cuenta con herramientas de gran precisión para definir los componentes presentes en cajas de cambios y para extraer datos de éstas.

El mecanismo a modelizar es un banco de ensayos de trenes de engranajes epicicloidales, con una disposición de recirculación de carga que hace necesaria la presencia de un grupo auxiliar, además del propio grupo sobre el que se realiza el ensayo.

El primer paso es la obtención de la geometría de los distintos componentes del banco, como los ejes, los rodamientos o las ruedas dentadas, para lo cual se dispone de planos y de medidas realizadas en campo.

La mayoría de los elementos en fases iniciales del diseño son definidos de una manera básica y, conforme se verifica que el funcionamiento del modelo es el correcto se les aplican modificaciones con el objetivo de aproximarles a los componentes reales.

De esta forma los cojinetes del modelo empiezan siendo definidos únicamente con sus rigideces lineales y torsionales en las tres direcciones del espacio, para terminar definiendo parámetros como el número y tipo de elementos en su interior, las holguras o el lubricante.

Ocurre lo mismo con los engranajes, que al principio sólo tienen definidos los diámetros primitivos y el número de dientes, pero que conforme el modelo va avanzando se les introducen datos como el módulo, la distancia de montaje o la microgeometría de sus dientes.

Tras comprobar que el funcionamiento del modelo del banco es correcto sin el grupo auxiliar, se procede a la introducción de este, así como de la definición del torque que se aplica en su corona, de igual forma que en la realidad.

Al finalizar el modelo se le hace funcionar de acuerdo con unos valores de entrada, y se extraen una serie de datos como el desalineamiento entre pares de engrane o la vida de los rodamientos, y su sensibilidad a variaciones de diferentes parámetros como la velocidad de giro de los ejes, el torque transmitido o la temperatura.

Abstract:

In the following pages the multibody system modelization process using ROMAX software, which has high precision tools for defining the components which take part in gearboxes and for extract data about them, is described to the reader.

The mechanism which is aimed to be modelize is a planetary gear set test bench, with mechanical recirculation power, which makes neccesary the presence of a auxiliar group.

The process begins with the obtaining of the bench components geometry, like shafts, bearings or gears, using blueprints or direct measurements.

Most of the elements at the first stage of the modelization process are defined in a basic way and, if the model works correctly, some modifications are included in them with the aim of approximate their behaviour to the real components.

Thus, bearings in the model starts being defined only with their linear and torsional stiffness about the three axis of the space, and parameters like clearance, lubricant or number and type of elements in their interior are inluded in the next phases of the modelization.

The same thing occurs with gears. Firstly, only pitch circle diameter and number of teeth are described, but module, working centre distance and microgeometry are introduced according to the model developement.

After checking the model runs correctly without the auxiliar gearbox, its introduction is carried out. Then, the torque introduced in the ring, like in the real bench.

When the model is finished, some imputs are defined and according to them data about misalignment or bearing integrity are extracted, specifying their sensitivity at changes like shaft rotation speed, amount of torque being transmited or temperature.

1	INTRODUCCIÓN.....	6
2	DESCRIPCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS	7
3	TRENES DE ENGRANAJES EPICLOOIDALES.....	9
4	EL BANCO A MODELIZAR.....	12
5	EL SOFTWARE ROMAX	21
6	MODELIZACIÓN DEL BANCO DE ENSAYOS EN ROMAX.....	24
6.1	MODELADO DE LOS EJES.....	24
6.2	MODELADO BÁSICO DE LOS COJINETES	31
6.3	MODELADO BÁSICO DEL CONJUNTO EPICLOOIDAL.....	33
6.4	AUMENTO DE COMPLEJIDAD DEL CONJUNTO EPICLOOIDAL.....	37
6.4.1	Carrier	37
6.4.2	Gears	39
6.5	POSICIONADO DE LOS ENGRANAJES DEL PLANETARIO DE PRUEBA.....	54
6.6	MODELADO Y POSICIONADO DEL CONJUNTO EPICLOOIDAL AUXILIAR.....	59
6.7	AUMENTAR LA COMPLEJIDAD DE LOS RODAMIENTOS	63
6.8	DEFINIR LOAD CASES.....	73
6.9	OBTENCIÓN Y ANÁLISIS DE RESULTADOS	77
6.9.1	Deformaciones, fuerzas, momentos y solicitudes de los ejes.....	79
6.9.2	Desgaste de los cojinetes	85
6.9.3	Error de transmisión	89
6.9.4	Esfuerzos en los dientes.....	92
6.9.5	Desalineamientos en los engranajes.....	94
7	CONCLUSIONES	96
8	REFERENCIAS.....	97

1 INTRODUCCIÓN

La finalidad del proyecto aquí presente es la creación de un modelo dinámico, empleando un software de análisis de sistemas multicuerpo, de un banco de ensayos de engranajes epicicloidales.

Usando el modelo se pretende poder simular diferentes situaciones de trabajo que se espera aparezcan durante la vida en servicio de los engranajes, con el objetivo de obtener resultados que representen de la manera más acertada posible el comportamiento real del engranaje cuando está sometido a esas mismas situaciones de trabajo.

En consecuencia, el modelo debe adaptarse de la forma más fiable posible al engranaje real, para lo cual se han de extraer datos relevantes del banco para que sean incluidos en el modelo.

De esta forma se puede obtener información sobre el desalineamiento de engranajes, tensiones máximas en los dientes, modos y frecuencias de vibración, o vida útil de los elementos sin la necesidad de construir prototipos y ensayarles hasta rotura, ya que el modelo creado representa de manera muy exacta el funcionamiento de los componentes reales.

Para poder acometer esta tarea se dispone de una licencia de uso de un software específico para el desarrollo de cajas de cambios y engranajes en general como es ROMAX.

2 DESCRIPCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS

El mecanismo que se pretende modelizar es un banco de ensayos de engranajes epicicloidales, propiedad del Área de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Cantabria.

Este tipo de bancos pueden ser de dos tipos en función de cómo circula el flujo de potencia a través de sí mismo; con configuración directa o de recirculación de potencia.

En la configuración directa (Figura 1), se colocan los engranajes a testear entre el motor y una carga resistente que permite la transmisión de par. Dicha carga resistente, que normalmente es un freno friccional, hidráulico o magnético, absorbe la totalidad de la energía del motor, disipándola en forma de calor, dando lugar de este modo a un ciclo abierto.

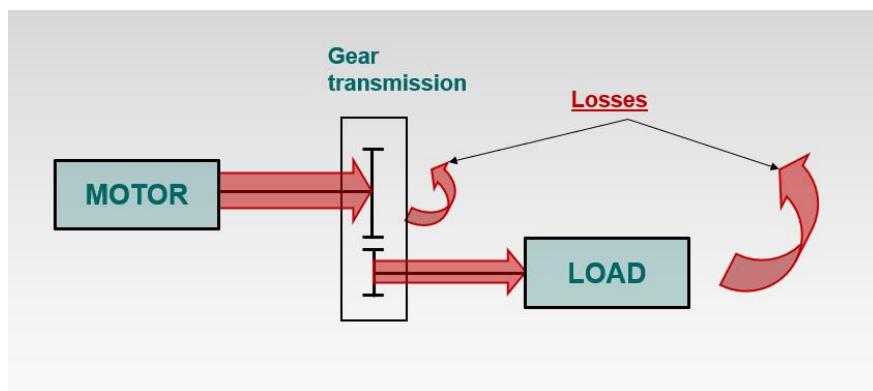


Figura 1: Esquema de una disposición directa

Pese a ser la disposición más sencilla y económica, no es apropiada para ensayar engranajes de grandes dimensiones, ya que para que fallen son necesarias grandes cantidades de energía que será consumida por la carga resistente, pudiendo hacer inasumibles los costes de electricidad.

Debido a este inconveniente aparece la necesidad de usar sistemas de recirculación de potencia (Figura 2), en los que parte de la potencia que abandonaría en el sistema en forma de pérdidas es reintroducida al inicio del ciclo, quitándole trabajo al motor y por tanto permitiendo que éste sea más pequeño y consuma menos energía, dando lugar a un ciclo cerrado.

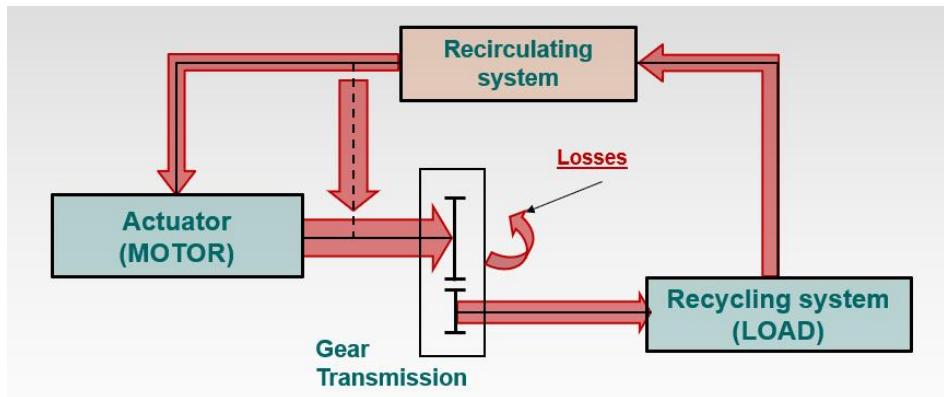


Figura 2: Esquema de una disposición de recirculación de energía

Desde un punto de vista energético ésta última resulta la opción más favorable. En este tipo de configuración, el actuador, que para el caso concreto que nos ocupa es un motor eléctrico, sólo se utiliza para compensar las pérdidas internas por rozamiento y para inducir movimiento al mecanismo.

El movimiento ocasionará ciclos de carga y descarga sobre los dientes de los engranajes, de tal forma que aparecerán fenómenos de fatiga sobre los mismos.

Como ejemplo de esto último, si suponemos que necesitamos un par de 300 Nm. para producir el fallo en nuestro engranaje que en condiciones de operación gira a 1000 rpm, y cuyo rendimiento es del 95%, necesitaríamos, en el caso de la configuración directa;

$$P = T \times W = 300 \times \frac{2 \times \pi \times 1000}{60} = 31'4 \text{ kW}$$

Sin embargo, si se emplea un banco con un sistema de ciclo cerrado basado en la recirculación de energía el motor sólo tiene que contrarrestar las pérdidas, ya que la potencia que no es disipada vuelve a ser introducida en el ciclo sin necesidad de que vuelva a ser generada.

$$P_1 = P \times (1 - \eta) = 31'4 \times (1 - 0'95) = 1'57 \text{ kW}$$

Como podemos ver, en este segundo caso con el gasto es 20 veces menor, por lo que optando por esta configuración bastará con un motor significativamente más pequeño, lo que se traducirá en un beneficio económico en cuanto a la adquisición de éste y al consumo de energía durante su vida útil.

Sin embargo, el concepto de recirculación de energía requiere de componentes que encarecen el conjunto. El generador que actúa como recuperador de energía y el sistema eléctrico que transforma y acondiciona la señal de recirculación son componentes que no están presentes si usamos una configuración directa y que implican un coste adicional.

Como en casi todos los problemas de ingeniería, es el criterio del ingeniero el que, en última instancia, decante la balanza por una de las dos disposiciones considerando criterios tanto económicos como de desempeño para la función que está prevista que realicen.

3 TRENES DE ENGRANAJES EPICLOOIDALES

Los sistemas de transmisión basados en trenes epicicloidales o planetarios están actualmente bajo una gran demanda de mejora de sus prestaciones en cuanto a durabilidad, eficiencia o carga que deben ser capaces de soportar. Suelen estar presentes en cajas de cambio automáticas en automóviles o camiones, o en turbinas de viento.

Su principal ventaja es que permiten relaciones de transmisión muy reducidas en pequeños volúmenes, y pueden ofrecer más de una combinación cinemática dependiendo de que componentes estén embragados, fijos o con rotación libre. Sin embargo, son más complejas de ensamblar que las cajas de cambios de ejes paralelos y pueden ocasionar grandes cargas sobre los rodamientos que pueden inducir a fallos.

Este tipo de engranajes están compuestos por una corona montada sobre un eje externo, un planeta montado sobre un eje interno, y una serie de satélites unidos a un eje portasatélites, siendo ambos ejes concéntricos.

Usando el criterio de Grubler y asumiendo que el movimiento se mantiene dentro de un plano, se puede determinar fácilmente que son sistemas de dos grados de libertad, en el que aparecen pares de rotación (clase I, restringen la traslación en el plano y permiten la rotación), representados en color azul y pares leva (clase II, restringen la traslación en una dirección, permiten giro y deslizamiento) representados en color verde en la Figura 3:

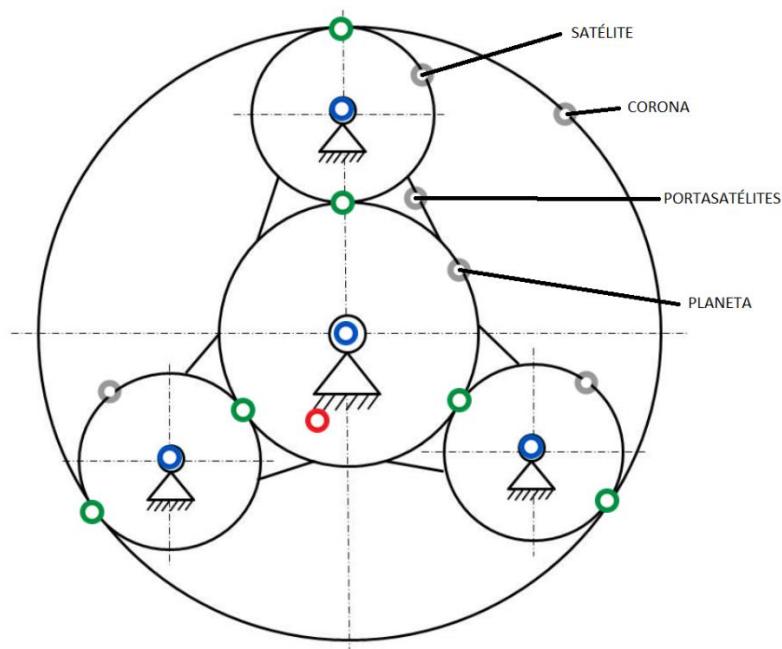


Figura 3: Esquema de un tren de engranajes planetario, con 3 satélites [1].

En el planetario de la Figura 3 aparecen 7 elementos contando el suelo, pero en el criterio de Grubler sólo se tiene en cuenta un satélite dado que los otros dos, junto con sus pares, son redundantes al no ser imprescindibles para que se cumpla la cadena cinemática, bastando con uno de ellos. Así que el sistema queda compuesto por 4 elementos móviles con 3 G.D.L, uno fijo con 0 G.D.L, cuatro pares de rotación que restringen 2 G.D.L. y 2 pares leva que eliminan 1 G.D.L. al sistema cada uno.

$$G.D.L = 3(n - 1) - 2 * P(I) - P(II) = 3(5 - 1) - 2 * 4 - 2 = 2$$

Como podemos ver, un tren de engranajes planetario tiene dos grados de libertad. Esto implica que se necesitan dos variables de entrada para poder determinar la posición de todos los elementos que lo componen.

En el banco, al fijar la corona al bastidor, se restringe su rotación y por tanto el sistema pierde un grado de libertad más, quedándose con uno. De esta forma haciendo rotar el planeta a través de un eje acoplado al motor, el sistema queda completamente definido.

La potencia puede entrar al sistema y abandonarla a través de dos de los tres ejes mientras que el eje restante se mantenga unido al suelo para que de esta forma se produzca la reacción que permita la transmisión de par.

Dos condiciones son de obligado cumplimiento para que un tren de engranajes epicicloidal funcione correctamente. La **primera condición** es que todos los dientes de todas las ruedas tengan el mismo módulo o paso circular, lo que asegurará que éstos encajarán entre sí.

Por otro lado, si llamamos Z_c al número de dientes de la corona, Z_b al número de dientes de los satélites y Z_a al número de dientes del planeta (Figura 4).

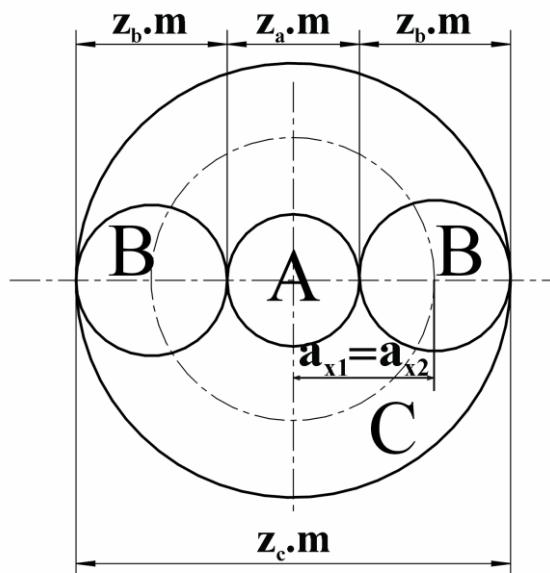
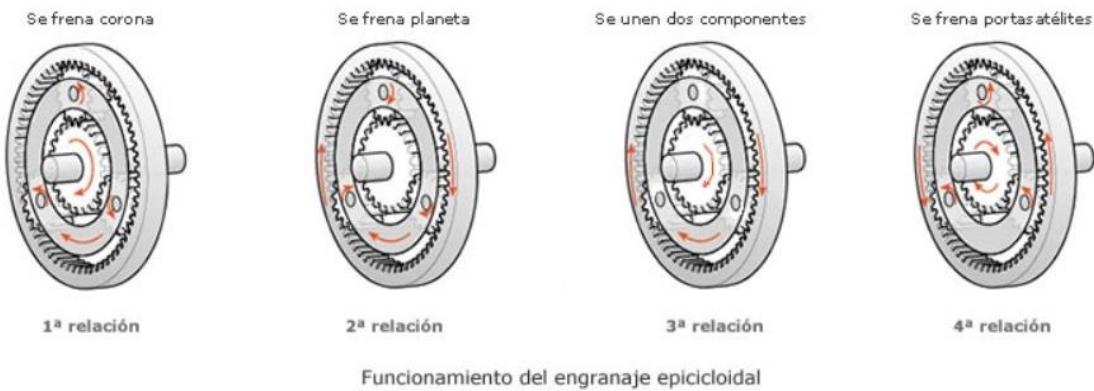


Figura 4: Diámetros primitivos de las ruedas de un tren de engranajes planetario.

El diámetro primitivo de la corona debe de ser dos veces el diámetro primitivo de un satélite más el diámetro primitivo del planeta. Como el módulo debe de ser el mismo en todos los dientes para conseguir que éstos engranen correctamente, y sabemos que el diámetro primitivo de un engranaje es igual al número de dientes por el paso circular o módulo, llegamos a la **segunda condición**, que es que se verifique la siguiente igualdad:

$$Z_C = 2 \times Z_B + Z_A$$

En función de cuál de los elementos quede fijo, conseguiremos una relación de transmisión diferente, como se muestra en la Figura 5.



Relación	Corona	Planeta	Portasatélites	Desmultiplicación
1 ^a	Fija	Salida de fuerza	Impulsión	Grande
2 ^a	Salida de fuerza	Fijo	Impulsión	Menor
3 ^a	Fija	Fijo	Salida de fuerza	Sin desmultiplicación
4 ^a	Impulsión	Salida de fuerza	Fijo	Inversión de giro

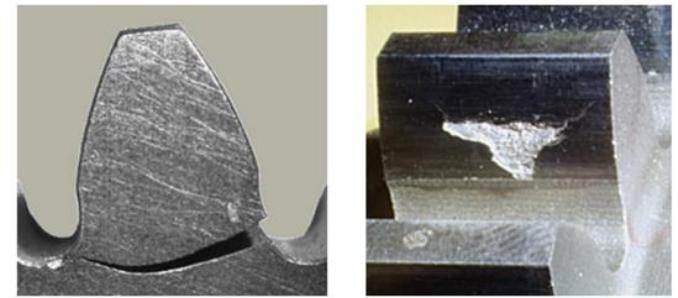
Figura 5: Diferentes relaciones que podemos obtener con un único tren de engranajes planetario [2].

Los engranajes planetarios se pueden colocar en varias etapas, lo que permite aumentar considerablemente el número de relaciones de transmisión que podemos obtener en nuestra caja de cambios.

4 EL BANCO A MODELIZAR

El engranaje planetario que se ensaya mediante el banco de pruebas que se modeliza en el presente proyecto forma parte de un grupo reductor empleado en maquinaria industrial, fabricado por la empresa John Deere.

Ya que interesa conocer el funcionamiento de los especímenes de prueba en situaciones límite, es necesario determinar que valores de potencia y par deben ser posibles producir en nuestro banco de pruebas, que deben ser lo suficientemente altos como para crear defectos en los engranajes y propagarlos, así que se necesitan los datos de la resistencia de los dientes ante su principales mecanismos de fallo; el cracking y el pitting (Figura 6).



Meshing Pair	Crack		Pitting	
	Gear	Applied Torque (N·m)	Gear	Applied Torque (N·m)
Sun-Planet	Sun	8534	Sun / Planet	5548
Planet-Ring	Planet	7982	Planet	8535

Figura 6: Valores de par necesarios para que aparezcan defectos en los dientes.

El banco de pruebas debe poder producir valores de carga mayores que éstos sobre los dientes para hacerlos fallar.

En el banco, el uso de instrumentación como acelerómetros repartidos en puntos estratégicos de nuestra máquina permite obtener el gráfico de las vibraciones de nuestro banco en el momento del ensayo, de forma que podemos extraer los modos y vibraciones del sistema bajo las condiciones que se necesiten ensayar.

Sabiendo de antemano que los principales defectos que pueden aparecer en los engranajes durante su uso, como son las grietas o el *pitting* (desgaste superficial en los flancos de los dientes debido a la fatiga), tienen unas características únicas dentro del gráfico de vibraciones del banco, podemos

intentar aislarlas del ruido y resto de vibraciones y de esa forma predecir cuándo van a ocurrir los fallos en tiempo real y de que tipo van a ser.

De esta forma, es posible determinar unos límites dentro de nuestra gráfica, que cuando se vean sobrepasados mientras esté nuestra máquina en funcionamiento, activen una alarma que la detenga evitando así males mayores.

Este tipo de práctica se conoce como mantenimiento en condición y es interesante puesto que es capaz de evitar que se gasten grandes cantidades de dinero en reparaciones más grandes que las que tendrían que llevarse a cabo si sólo se sustituyese el elemento concreto que está empezando a sufrir daños, ya que si este fallase comprometería la integridad del resto de nuestra máquina.

En la Tabla 1 aparecen los datos de los diferentes componentes de nuestro tren epicicloidal, cuya geometría deberemos introducir con la mayor precisión posible en nuestro modelo dinámico dentro del software ROMAX para que su comportamiento refleje de la forma más fiable el funcionamiento de los engranajes reales.

Tabla 1: Datos de los engranajes del tren de engranajes planetario.

	planeta	satélites	anillo
Número de dientes Z	16	24	65
Módulo m (mm)	4.2333	4.2333	4.2333
Ángulo de presión (º)	25.0	25.0	25.0
Ángulo de hélice (º)	0	0	0
Diámetro de la raíz del diente (mm)	55.513-55.832	93.454-93.773	288.71-288.91
Diámetro base (mm)	61.38676	92.08015	249.38373
Diámetro de la punta del diente (mm)	76.86-80.06	114.14-114.34	269.405-269.605
Diámetro del hueco interior (mm)	35	55.19	-

El diámetro base es el diámetro de la circunferencia respecto de la cual trazamos el perfil de evolvente que permite que los dientes rueden sin deslizamiento, y es propiedad de las ruedas.

El ángulo de presión nominal de todos los engranajes del tren epicicloidal es de 25 grados y representa el ángulo que forman el vector dirección de la fuerza de contacto y el vector dirección de la velocidad de la rueda conducida, en el caso de que la separación de montaje sea también la nominal.

En la Figura 7, el ángulo de presión está designado con la letra α . Los ángulos de presión de 20 y de 25 grados están normalizados.

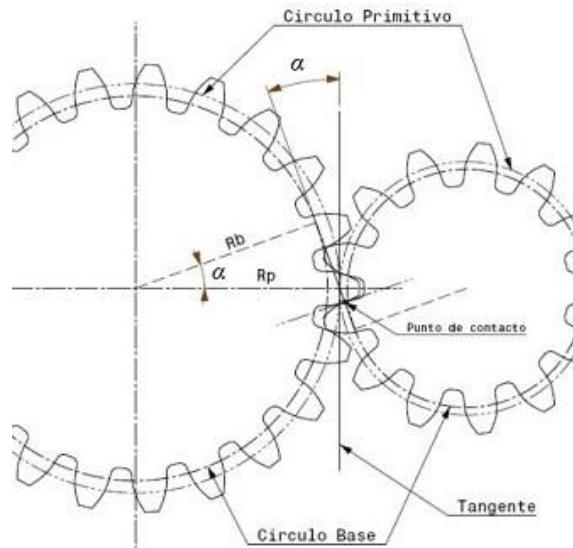


Figura 7: Ángulo de presión [3].

El ángulo de hélice, representando en la Figura 8 mediante el símbolo Ψ , es el ángulo que forma el dentado con el eje axial, es igual a cero en las ruedas del banco, por lo que los engranajes que se ensayan son de dientes rectos.

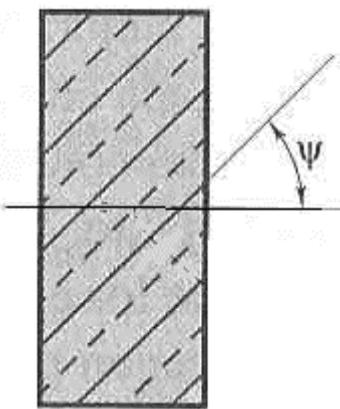


Figura 8: Ángulo de hélice de un engranaje [4].

En la Figura 9 se muestra una imagen del grupo planetario de John Deere del que se tiene como objetivo obtener resultados de su comportamiento bajo solicitudes de servicio.



Figura 9: Tren original John Deere

La versatilidad del banco de ensayos, al estar pensado para ensayar un único tipo de engranaje, no supone un problema. Y dado que los engranajes de estudio tienen un módulo superior a 4, será necesaria una considerable cantidad de energía para producir el fallo en los especímenes de prueba ya que los dientes van a tener una base bastante gruesa.

En la Figura 6 aparecen representados los valores de par que debe de ser transmitidos entre parejas de engranajes de la caja de cambios epicicloidal de John Deere que está siendo ensayada para que aparezcan los defectos más comunes. Los valores son notablemente elevados.

Es por ello por lo que el banco cuenta con una disposición de recirculación de potencia, en la que el consumo eléctrico es notablemente menor que la disposición directa, ya que el motor sólo aporta el movimiento y suple las pérdidas internas, mientras que la carga sobre los dientes es aportada de una forma externa.

Para poder llevar a cabo la recirculación en el banco es necesario instalar una segunda caja de cambios de engranajes planetarios auxiliar, ya que se hace entrar una al sistema una carga externamente a través de la corona de dicho grupo adicional.

Dicho segundo conjunto de engranajes en circunstancias normales debe estar ligeramente sobredimensionado para hacerlo más resistente, con el objetivo de que el fallo mecánico se produzca en los especímenes de prueba y no en la caja de cambios auxiliar.

Sin embargo, en el caso específico del banco que se estudia en el presente proyecto, dicho sobredimensionamiento no es necesario debido a que se inducirán defectos como picaduras o grietas intencionadamente en el grupo auxiliar provocando así que el fallo se produzca en él. Los grupos de prueba y auxiliar de hecho son idénticos.

Se introduce en el sistema una carga externa mediante un brazo con un peso en uno de sus extremos (Figura 10), que torsiona el eje de la corona del grupo auxiliar, que puede girar libremente con respecto al bastidor mediante una fricción lubricada con aceite, para precargar el grupo de prueba, buscando que alcance el límite de su capacidad de tal manera que podamos estudiar su comportamiento en estado último de servicio.

La recirculación no es exactamente de potencia, sino más bien de carga.

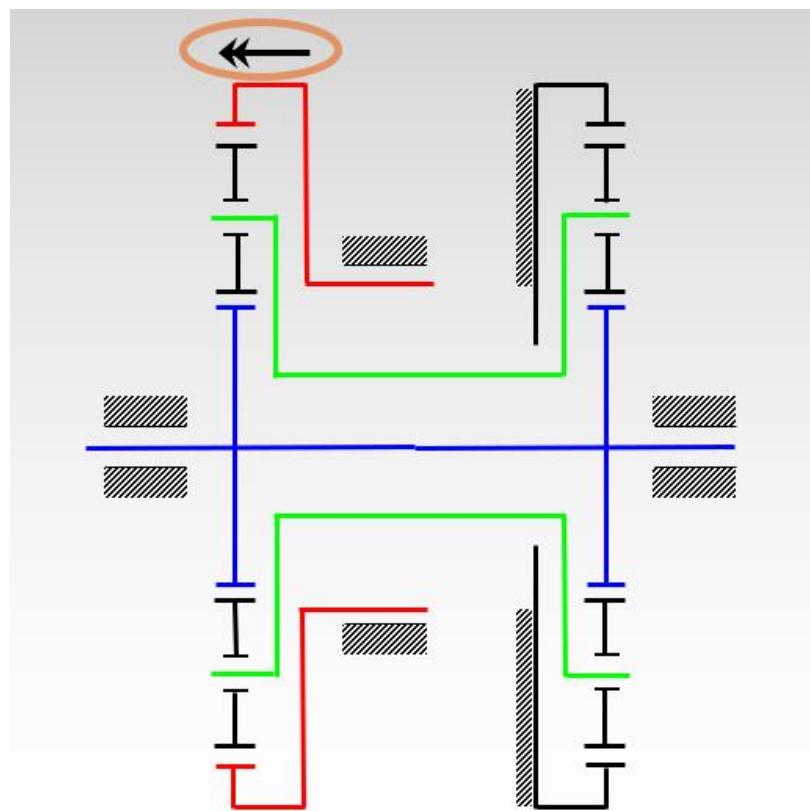


Figura 10: Recirculación de carga en el banco de pruebas

Debido a que el peso se encuentra a una distancia de 1 metro del eje (Figura 11), induce sobre el mismo un esfuerzo tangencial de torsión sobre el mismo, que será transmitido al grupo epicicloidal de prueba a través de los diferentes pares de engrane.

Ésta forma de introducir carga al sistema se conoce como recirculación mecánica, toda la torsión que genera el brazo crea una carga en los dientes en contacto que no necesita ser producida por el motor, disminuyendo la dependencia del sistema de éste para poder conseguir niveles de solicitud en los dientes adecuados para un ensayo fructífero.



Figura 11: Banco de pruebas

Como se puede ver en la Figura 6, los módulos de las tres ruedas tienen el mismo valor de 4'233, por lo que la primera condición que mencionamos anteriormente para que el tren epicicloidal funcione correctamente se cumple.

Sin embargo, en el caso concreto de la caja del banco, Z_C es 65, Z_B es 24 y Z_A es 16, por lo que la segunda condición, que el número de dientes de la corona sea igual a la suma del número de dientes del planeta y dos veces el número de dientes de un satélite no se cumple con una diferencia de una unidad.

Esto es debido a que entre las ruedas existe una holgura necesaria para el montaje y desmontaje de los diferentes elementos, por lo que la distancia de montaje no es la nominal (suma de los radios primitivos de los dos engranajes en contacto, Figura 12).

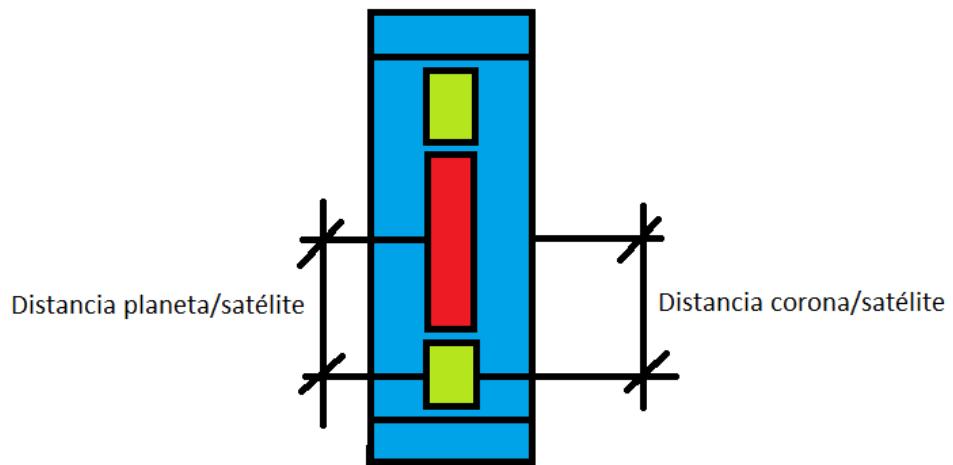


Figura 12: Distancias de montaje teóricas según el número de dientes

Dado que las distancias de montaje deben de ser las mismas entre el planeta y los satélites, y entre la corona y los satélites, esto provoca que el valor de los ángulos de presión entre los pares de engrane difiera del valor nominal. La distancia de montaje es un dato conocido: 86'4 milímetros.

A continuación se muestra el cálculo de los ángulos de presión reales de los engranajes del banco. Se parte de que los radios base son propiedad de los engranajes (Tabla 1). Sus valores son 30'69, 46'04 y 124'69 milímetros para el planeta, el satélite y la corona respectivamente.

En las Figura 13 y Figura 14 se muestran los esquemas correspondientes para calcular los ángulos de presión de funcionamiento para la corona-planeta y para planeta-sol, respectivamente.

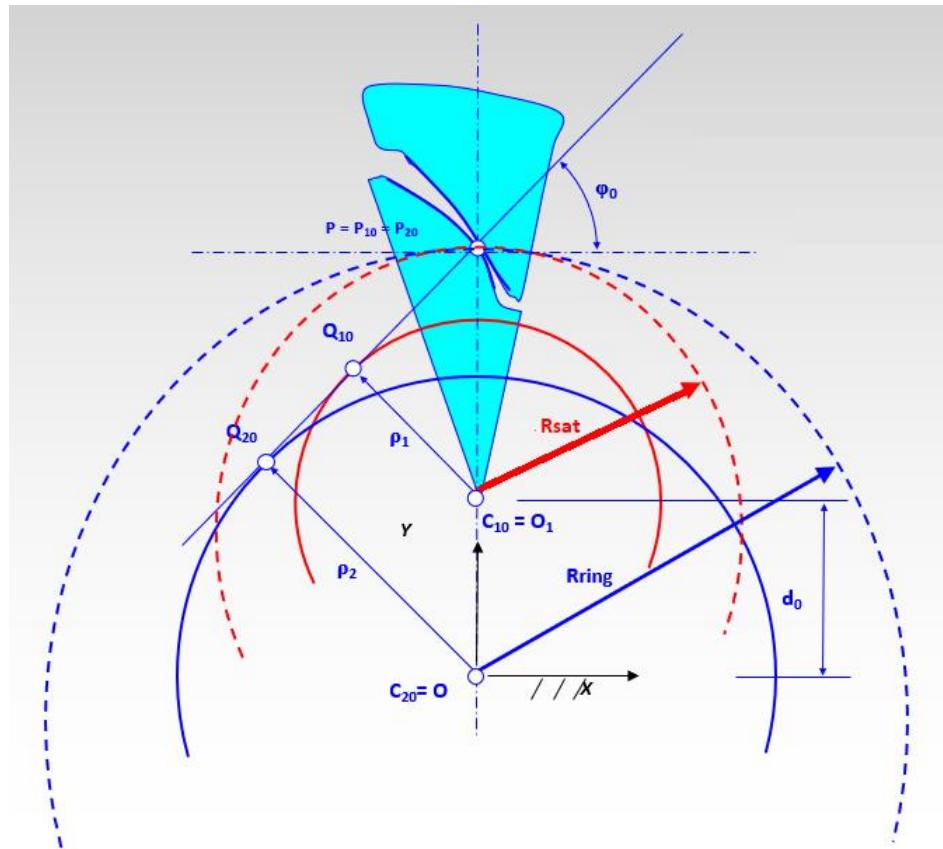


Figura 13: Distancia de montaje Corona – Satélite

$$d_0 = Rring - Rsat$$

$$86,4 = \frac{\rho_2}{\cos(\varphi_0)} - \frac{\rho_1}{\cos(\varphi_0)} = \frac{124,7}{\cos(\varphi_0)} - \frac{46}{\cos(\varphi_0)}$$

Despejando el del ángulo de presión φ_0 , se obtiene que un valor de 24,37 grados.

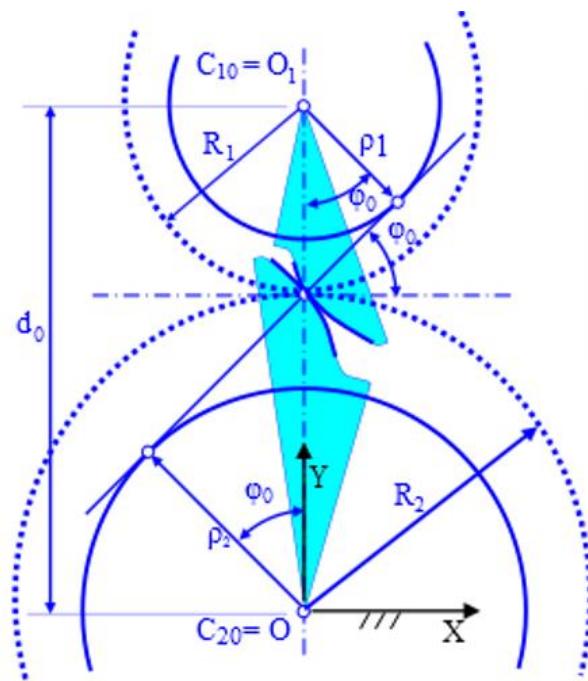


Figura 14: Distancia de montaje Planeta - Satélite

$$d_0 = R_1 + R_2$$

$$86,4 = \frac{\rho_2}{\cos(\varphi_0)} + \frac{\rho_1}{\cos(\varphi_0)} = \frac{30,7}{\cos(\varphi_0)} + \frac{46}{\cos(\varphi_0)}$$

El del ángulo de presión φ_0 en el contacto Planeta – Satélite es de 27,41 grados.

5 EL SOFTWARE ROMAX

Con sede en Nottingham, Reino Unido, Romax Technology es una empresa fundada en 1989, enfocada en el diseño y análisis de cajas de cambios, trenes motrices y rodamientos.

Para el desarrollo del proyecto aquí presente, se pudo obtener una licencia de uso de su software, para hacer uso de las herramientas que incluye obtener parámetros relevantes a la hora de caracterizar engranajes.

ROMAX es un software especializado para el análisis de sistemas multicuerpo, al igual que otros programas como MSC ADAMS o Working Model. La aplicación en la industria de este tipo de programas pasa por mejorar el diseño de los productos, analizar su sensibilidad a errores o desviaciones o realizar ensayos que serían difíciles de llevar a cabo en un laboratorio.

Un programa de este tipo debe de llevar implementadas una serie de formulaciones para resolver las ecuaciones del movimiento, como pueden ser las de Newton-Euler, Lagrange, Trabajos virtuales, etcétera, así como metodología para ubicar los diferentes cuerpos en el espacio y para definir sus propiedades de masa e inercia.

Las conexiones entre los diferentes cuerpos se modelan mediante diferentes tipos de uniones o restricciones cinemáticas, como pueden ser la rotación o la translación, o mediante elementos sometidos a esfuerzos como muelles, amortiguadores o el propio contacto entre ambos cuerpos. Para realizar un análisis, el programa solicitará además una serie de variables de entrada, como posición, velocidad o aceleración.

La base de los programas de simulación multicuerpo es el Solver, un conjunto de algoritmos matemáticos que permiten resolver las ecuaciones del movimiento a través de iteraciones, a partir de las condiciones iniciales.

La construcción de nuestro modelo en el espacio, así como la definición de las restricciones existentes entre los diferentes cuerpos que lo componen forman parte de la fase de preprocesado. La resolución de las ecuaciones del movimiento mediante el Solver constituye la fase de procesado, y la interpretación de los resultados que nos devuelve en forma de gráficas o animaciones constituye el postprocesado.

El proceso de un análisis multicuerpo puede ser dividido en cinco partes:

1. Diseño tridimensional del modelo usando software de tipo CAD, y ensamblado de las diferentes partes de este mediante las especificaciones previamente facilitadas en el caso de que las tengamos.
2. Transmisión de los datos del modelo CAD al formato de entrada de datos para el análisis multicuerpo.
3. Creación del modelo multicuerpo determinando las conexiones y las uniones entre los diferentes elementos que componen el mismo, definiendo de esta forma las restricciones cinemáticas, los grados de libertad, los momentos y las fuerzas.
4. Simulación a partir del modelo multicuerpo, llevada a cabo mediante el procesador que lleve incorporado nuestro programa.
5. Análisis de los resultados, que pueden ser satisfactorios o no. En el caso de que no lo sean nos pueden servir para optimizar el diseño de nuestro modelo.

El método de trabajo recomendado a la hora de operar con este tipo de programas es definir el modelo primeramente con un grado de complejidad bajo para poco a poco ir añadiendo detalles que lo aproximen a la realidad.

Como ejemplo de este procedimiento característico en ROMAX tenemos el diseño de engranajes y de cojinetes, en los que como veremos durante las diferentes fases de diseño del banco mediante el software, empiezan siendo modelizados como elementos muy sencillos y poco a poco van ganando en precisión conforme el modelo avanza.

ROMAX emplea un árbol de jerarquía a la hora de ordenar los componentes dentro del ensamblaje de las cajas de cambios, que sigue el esquema de la Figura 15.

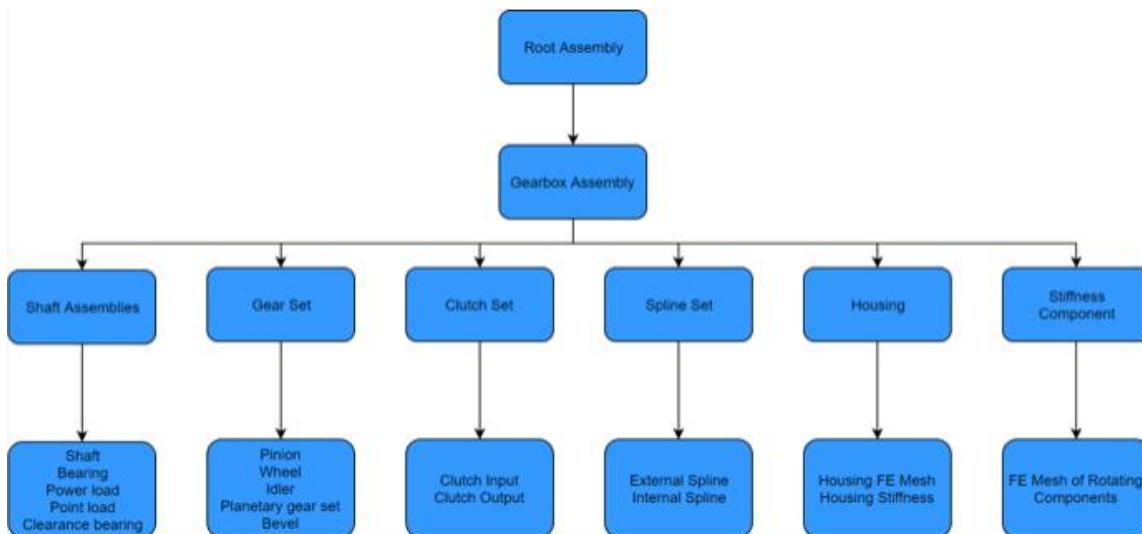


Figura 15: Jerarquía de componentes en ROMAX [5].

Los modelos más complejos, con una gran cantidad de componentes y subcomponentes, necesitan árboles de jerarquía muy densos, por lo que se hace necesario nombrar los componentes de una forma lógica para no inducir a error durante el proceso de diseño.

Durante toda la fase del modelado, ROMAX pone disposición del usuario una interfaz tridimensional en la que podemos ver cómo va evolucionando nuestro diseño a medida que añadimos elementos o modificamos los ya existentes.

Cada componente del ensamblaje tiene además su propia ventana de diseño mediante la cual podremos modificarlos y añadir y posicionar dentro del mismo diferentes tipos de subelementos como cojinetes o ruedas dentadas.

6 MODELIZACIÓN DEL BANCO DE ENSAYOS EN ROMAX

Lo primero que debemos hacer cuando empezamos un nuevo diseño es definir un nuevo ensamblaje de una caja de cambios (gearbox assembly), aunque este proceso se realiza de forma automática en ROMAX.

Todos los elementos que son incorporados al diseño deben ser incluidos en dicho ensamblaje para ser tenidos en cuenta en los análisis.

Este ensamblaje definirá también en el modelo el sistema de coordenadas global del modelo que designará la posición del cero absoluto sobre el que habrá que referenciar cualquier elemento que forme parte de nuestra caja de cambios (ejes, carcasa).

Muchas de las medidas son tomadas en base a un modelo tridimensional del banco del que se dispone en el software Autodesk Inventor, además de las previamente realizadas dentro del grupo de Ingeniería Mecánica.

6.1 MODELADO DE LOS EJES

Gracias a la herramienta que incorpora Romax para diseñar ejes, dividiéndolos en secciones de diferente longitud y diámetro, se incorporará al modelo la geometría de los tres ejes presentes en el banco de pruebas.

El eje del planeta es aquel que va conectado al motor, que le transmite el movimiento y la potencia necesaria para suprir las pérdidas internas por rozamiento, y sobre el que van montados los dos planetas, el del grupo auxiliar y el del grupo que estamos ensayando. Además, va unido al bastidor mediante dos cojinetes que permiten el giro relativo de un componente respecto del otro.

Las dimensiones de este eje (Figura 16) son las siguientes, obtenidas a partir del modelo en 3D de Autodesk Inventor facilitado para obtener datos de mediciones:

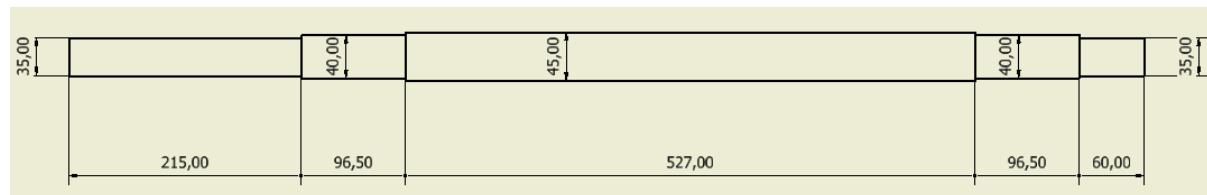


Figura 16: Dimensiones del eje interno

Introducir ejes al ensamblaje del modelo es posible a través de la pestaña Modelling, haciendo clic en el botón Add Shaft. Se define una longitud y un diámetro cualquiera, puesto que posteriormente se va a editar cada una de sus secciones de forma individual.

El eje se divide en 5 secciones mediante la herramienta *Add Step* (Figura 17: Ventana de diseño de una sección de un ejeFigura 17), cuyo ícono representa unas tijeras, a la que se accederá a través de la ventana de diseño de ejes. Posteriormente se definen la longitud, el diámetro y el hueco de cada sección, en el caso de que lo tenga.

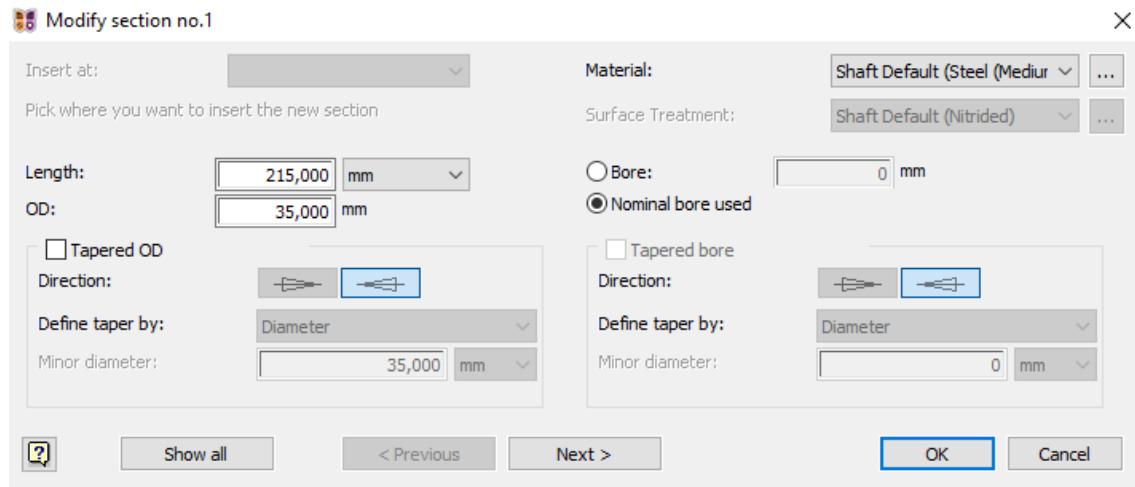


Figura 17: Ventana de diseño de una sección de un eje

El eje del portasatélites es concéntrico al eje interno, y comunica los dos portasatélites, el del grupo auxiliar y el del grupo de prueba.

En el banco real, este eje se compone de cinco elementos que van atornillados de forma que giran solidariamente; el tubo de unión (Figura 18), los dos discos de unión (Figura 19) y los dos portasatélites (Figura 20).

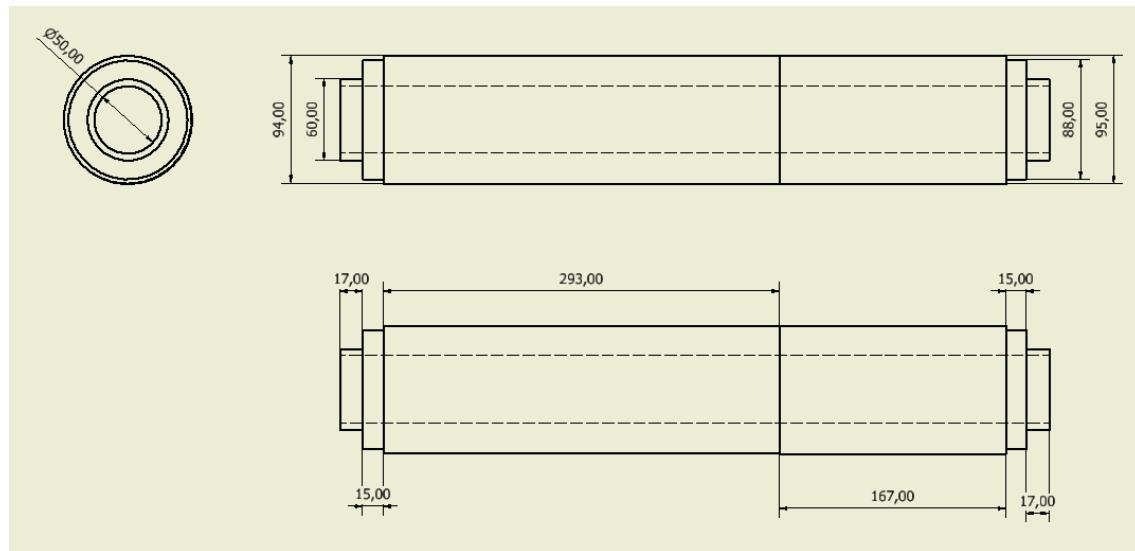


Figura 18: Tubo de unión

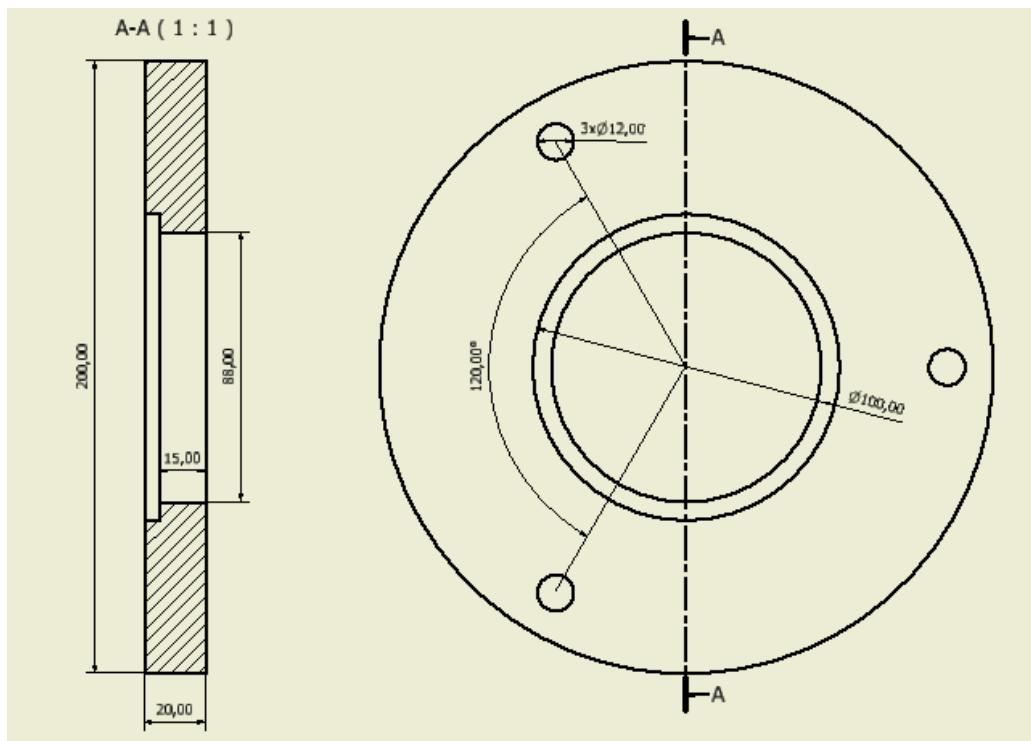


Figura 19: Disco de unión

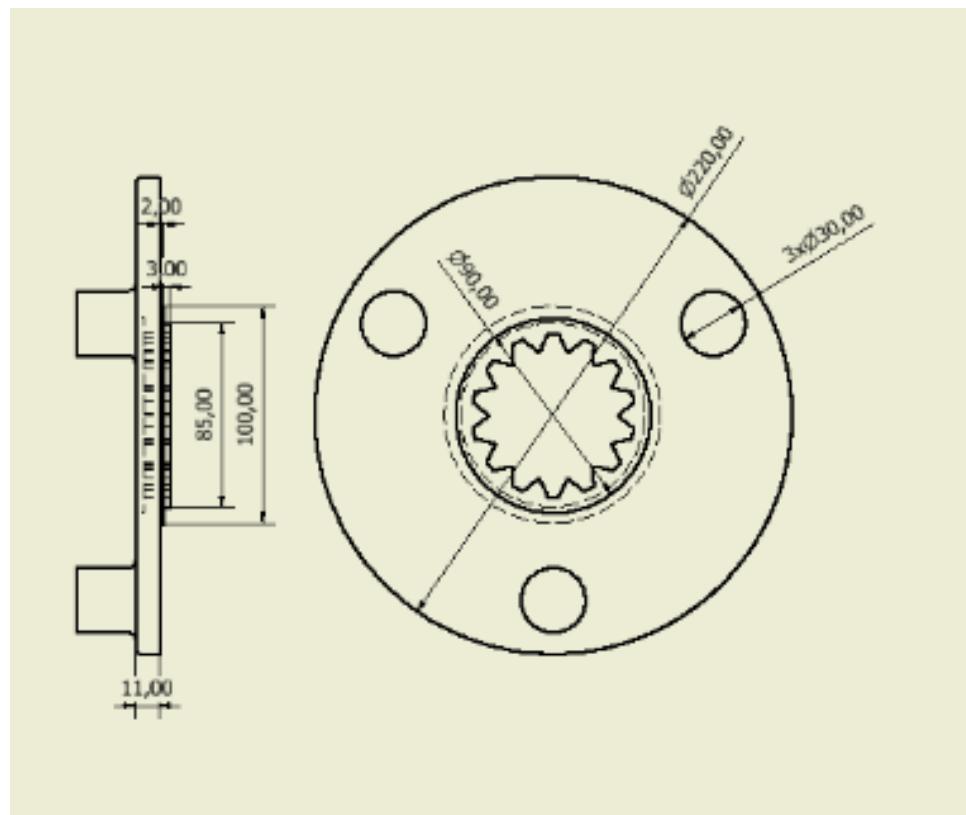


Figura 20: Portasatélites

Dado que las diferentes partes van atornilladas entre sí, en la modelización se considerarán como un único eje rígido, quedando los portasatélites en cada extremo de éste (Figura 21).

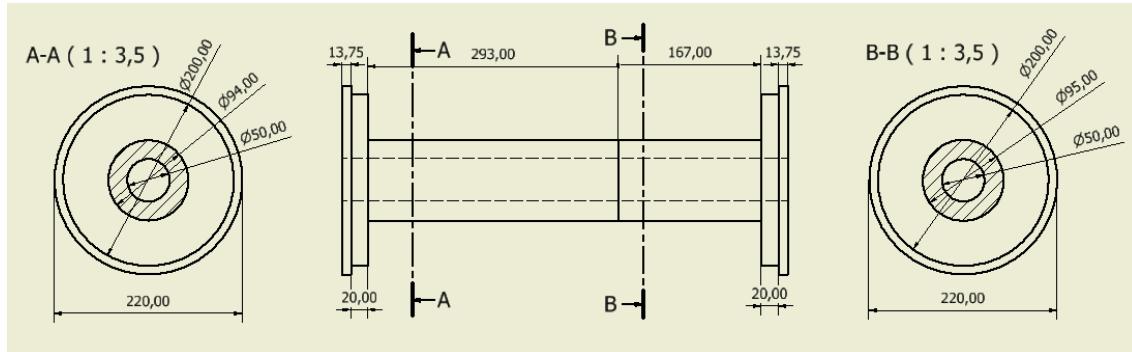


Figura 21: Eje del portasatélites

Como se puede apreciar en la vista en explosión (Figura 22), el eje externo está compuesto por 5 piezas. En nuestro modelo este eje se simplificará como un único elemento.

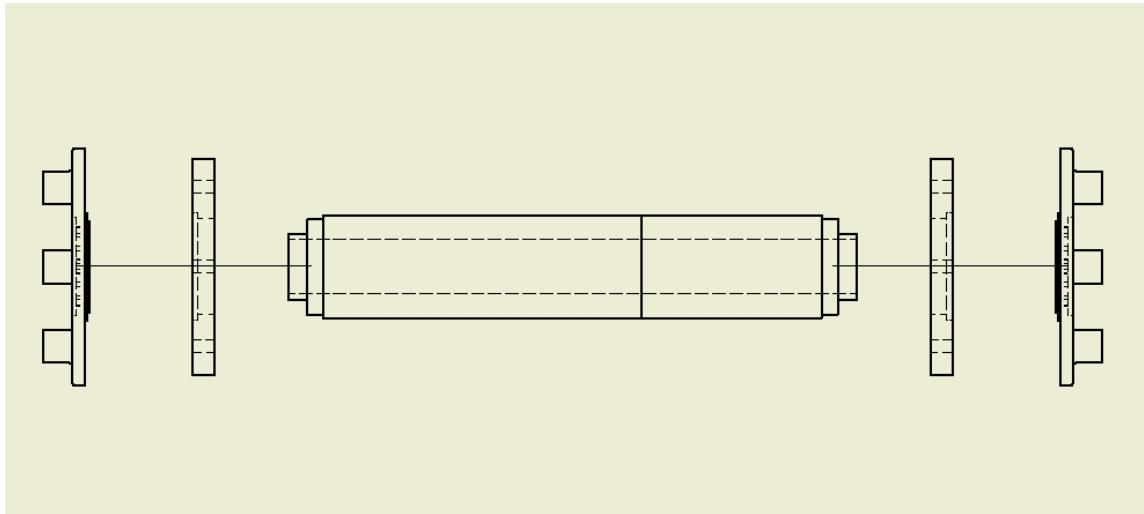


Figura 22: Vista en explosión del eje del portasatélites

El modelado aquí es algo más complejo que en el caso del eje interno, ya que el eje es hueco. El diámetro de este hueco se modificará en el apartado *Bore* (Figura 17) de la ventana de edición de secciones de ejes. El hueco interno de este eje tiene un valor constante de 50 a lo largo de toda su longitud, de acuerdo con el modelo 3D.

Los últimos ejes que quedan por introducir en el modelo son los ejes de la corona, el del grupo auxiliar, que será fijo, y el del grupo de prueba, sobre el que aplicaremos la carga externa de torsión mediante un peso en voladizo. Al contrario que en el eje del planeta, aquí los dientes están mecanizados por dentro. Sus medidas aparecen en el plano de la Figura 23.

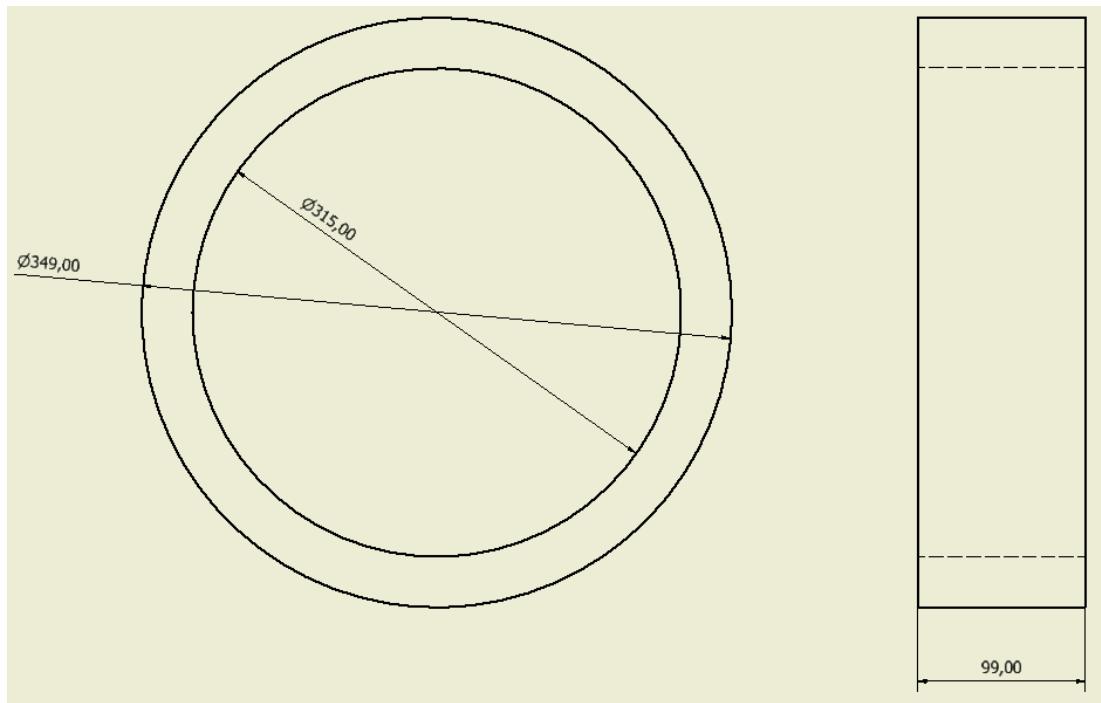


Figura 23: Dimensiones de la corona

Cuando hayamos creado uno de ellos, dado que se va a necesitar otro idéntico en el modelo, haciendo clic derecho sobre él en el árbol de diseño se seleccionará la opción *Duplicar*, procurado nombrarlos de forma diferente para diferenciarlos.

Una vez que los ejes han sido diseñados, es necesario ubicarlos en el sistema de referencia asociado al ensamblaje de caja de cambios que hemos definido al crear nuestro diseño desde cero.

Cada eje contará además con su propio sistema de coordenadas, sobre el que se han de referenciar los diferentes subelementos que puedan ir montados sobre el eje, como los rodamientos, las entradas o salidas de par, las cargas estáticas o los engranajes.

En el caso de que la posición de los ejes no sea correctamente definida, la representación tridimensional del mismo será translúcida y de color púrpura, como se muestra en la Figura 24.

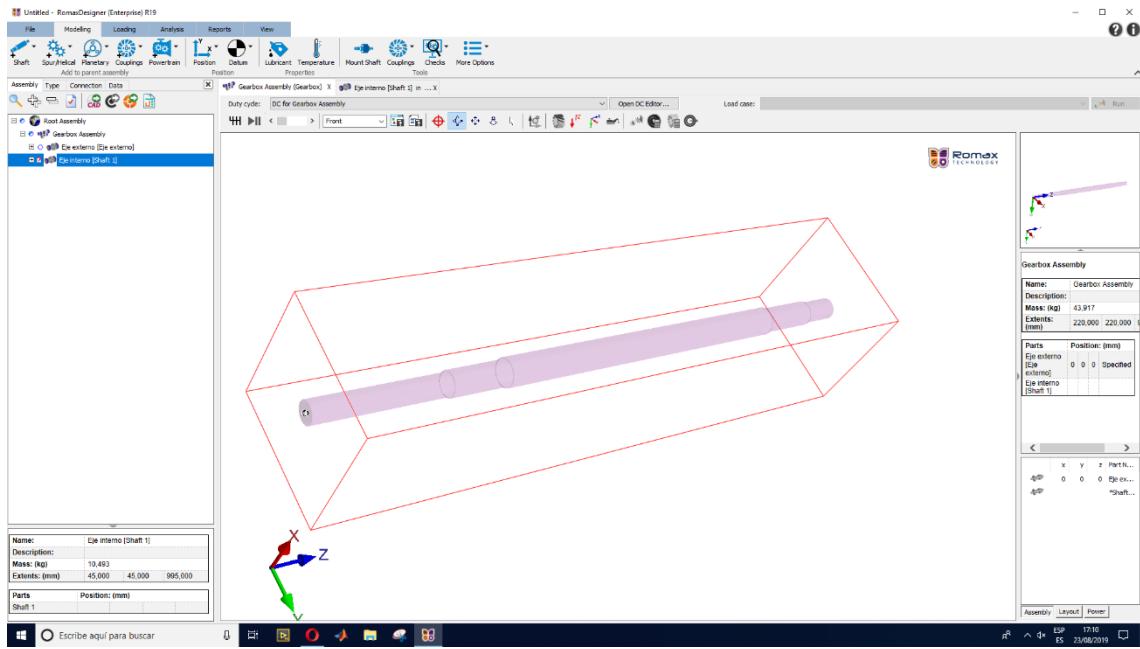


Figura 24: Eje sin posicionar

Para que el eje sea tenido en cuenta en nuestro se debe concretar la posición del cero referencia del eje, ubicado en el extremo de su eje de revolución, con respecto al cero referencia del ensamblaje, que se define de forma automática cuando iniciamos un nuevo diseño, mediante la ventana *Set Component Position* (Figura 25). La posición del eje interno se define como (0, 0, 0), coincidiendo de esta forma su cero referencia con el cero absoluto del ensamblaje.

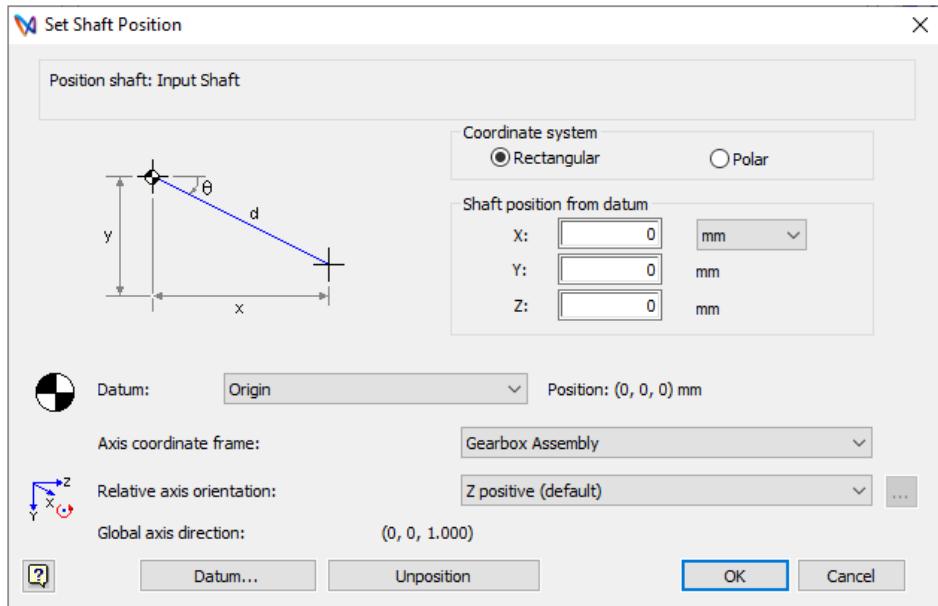


Figura 25: Ventana de posicionado de ejes

Cuando finalmente el eje sea ubicado en el sistema de coordenadas global, adquirirá una textura sólida en la interfaz del programa (Figura 26).

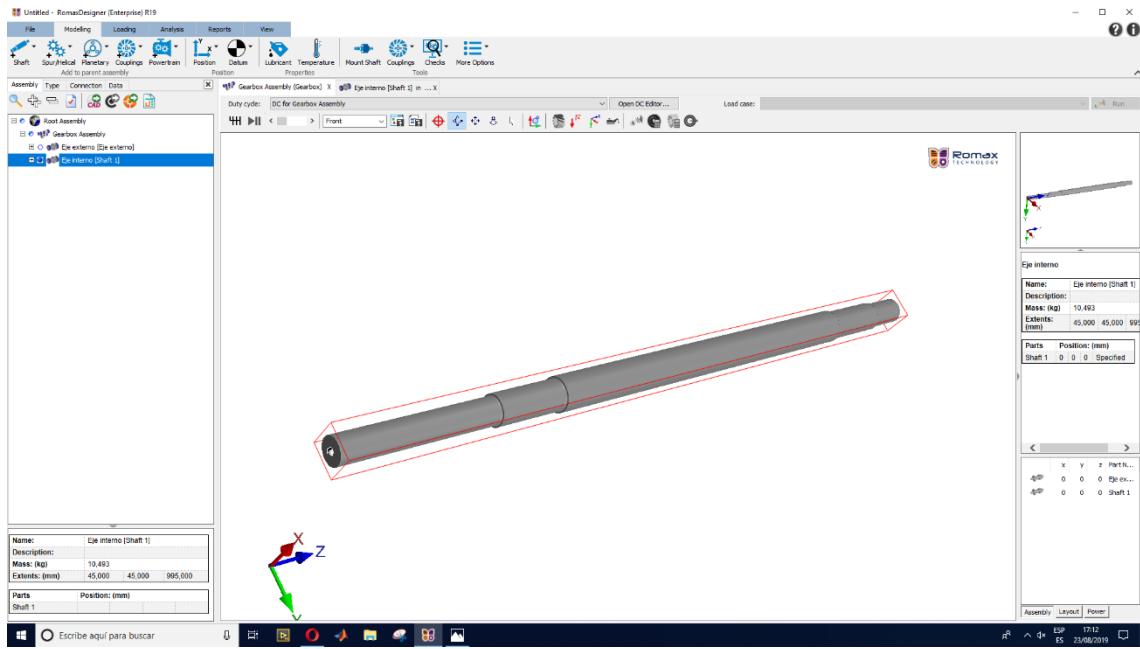


Figura 26: Eje correctamente posicionado

A partir del modelo tridimensional que se dispone en Autodesk, se obtienen las posiciones axiales de los cojinetes y de los planetas dentro del eje interno del tren epicicloidal, así como la posición del eje del portasatélites respecto a éste (Figura 27).

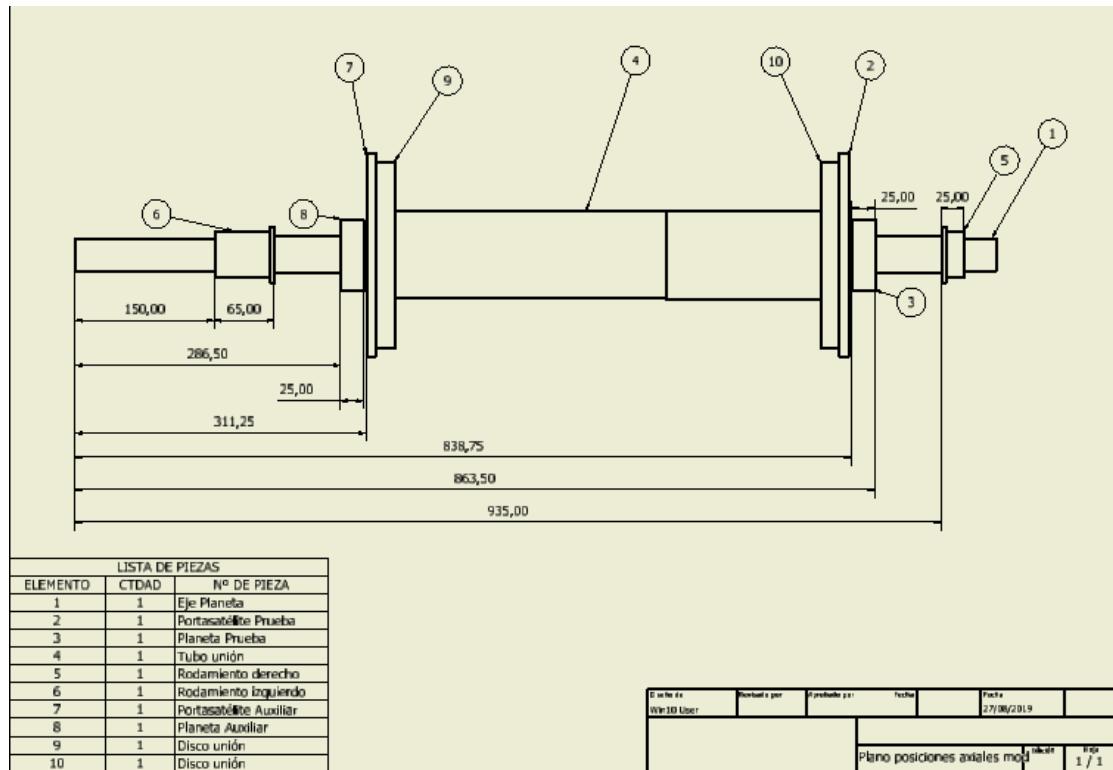


Figura 27: Posiciones de cojinetes, planetas y del eje del portasatélites dentro del eje interno.

Se considera que los planos medios de los ejes de la corona deben de coincidir con el centro del eje del planeta de su grupo correspondiente (auxiliar o de prueba), para evitar que aparezcan momentos producidos por la fuerza de contacto entre los dientes. En el caso del grupo auxiliar este centro está a una distancia de 299 milímetros del grupo de prueba y para el grupo de prueba a 851 milímetros, si restamos la mitad de su anchura a la posición de su cara derecha (Figura 27).

Ambas coronas tienen una anchura de 99 milímetros (Figura 23), por lo que las caras distarán 49,5 milímetros del centro de los planetas. En términos de coordenadas absolutas, la posición del cero referencia de los ejes (su extremo izquierdo), será de 249,5 milímetros en el tren epicicloidal auxiliar y de 801,5 milímetros en de prueba. Ambos valores se obtienen restando la mitad de la anchura del eje de la corona (49,5 milímetros) al centro del planeta del grupo al que va asociado.

La posición del eje portasatélites será de 311,25 milímetros en el eje Z, para que los satélites de 24,5 milímetros de anchura estén centrados con el planeta de su mismo grupo, tanto en el caso del grupo auxiliar como en el grupo epicicloidal bajo pruebas.

6.2 MODELADO BÁSICO DE LOS COJINETES

Con el objetivo de unir el eje interno al bastidor emplearemos cojinetes que permitan el movimiento relativo entre ambos componentes, concretamente el giro del eje con respecto a su generatriz.

Siguiendo el procedimiento habitual en los software de sistemas multicuerpo, se definen los cojinetes del eje interno como cojinetes de rigidez o *Stiffness Bearings*, el modelo más básico que nos permite implementar ROMAX en un para este tipo de componentes. Si el modelo funciona adecuadamente, en fases más avanzadas del diseño serán transformados en los rodamientos que se emplean en la realidad en el banco de pruebas.

Esto es posible en la ventana de trabajo del eje interno, seleccionando la herramienta *Add Stiffness Bearing*. ROMAX desplegará una ventana (Figura 28) en la que se podrá definir la posición axial del centro del cojinete respecto al eje sobre el que va colocado, si está amarrado al suelo (por defecto) o a algún otro componente, su anchura y sus rigideces características en distintas direcciones y giros en el espacio.

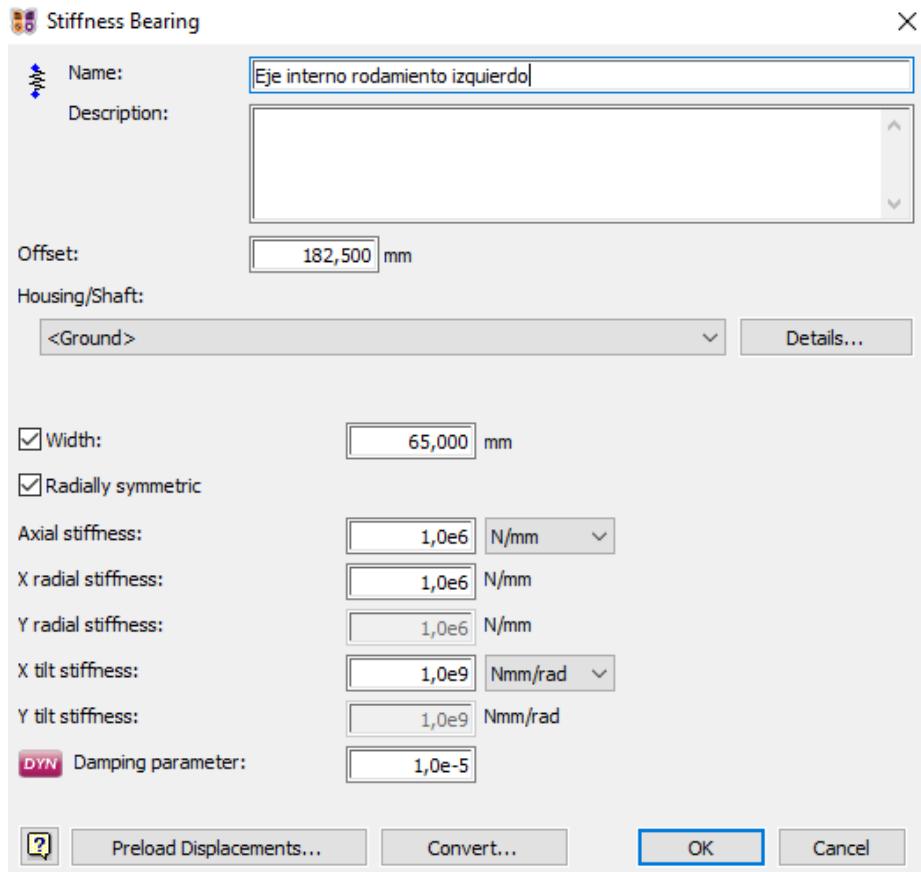


Figura 28: Ventana Add Stiffness Bearing

De momento se mantiene el cojinete amarrado al suelo y se dejan los valores de las estas rigideces características por defecto a la espera de que cuando se transformen estos cojinetes en su versión detallada definitiva en el modelo, estos datos se actualicen a los del componente real automáticamente.

Utilizaremos los datos del modelo en Autodesk para determinar la posición axial del plano medio de ambos cojinetes dentro del eje interno. Dichas posiciones son 182,5 mm. y 947,5 mm, con unas anchuras de 65 mm. y 25 mm. para los cojinetes izquierdo y derecho, respectivamente.

Una vez introducidos los cojinetes, podrán ser visualizados en la interfaz tridimensional adoptando la forma de un aro de color azul que recubre el eje (Figura 29).

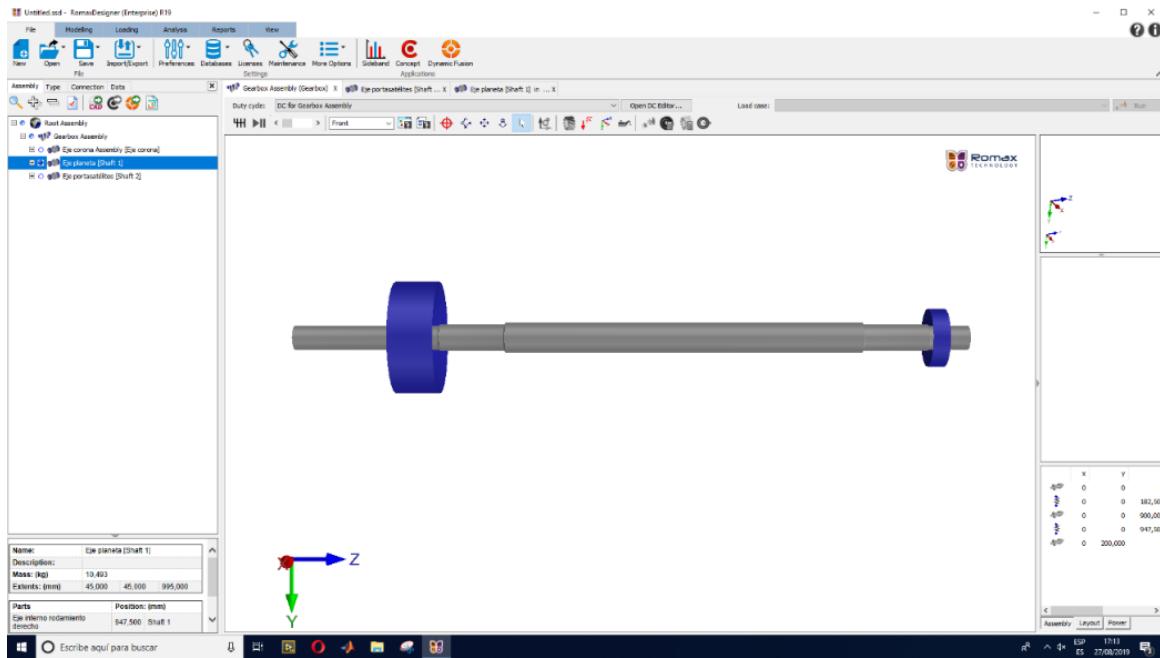


Figura 29: Representación tridimensional de los cojinetes

Esto permite realizar una sencilla inspección visual del modelo con el objetivo de verificar que los cojinetes están correctamente posicionados dentro del eje.

Durante el proceso de diseño se precisará también un cojinete que permita el movimiento relativo entre la corona del grupo auxiliar y el armazón, y otros que se encarguen de unir el portasatélites a nuestros satélites permitiendo también que giren respecto al otro. Se acometerán estas tareas en fases más avanzadas del modelo, cuando se instale el grupo epicicloidal auxiliar y se definan los portasatélites con un grado de complejidad alto.

Como de momento no está definido el grupo auxiliar, el eje del portasatélites no está adecuadamente sujeto. Por ello se le acoplarán dos cojinetes de rigidez para amarrarlo al suelo, lo que permitirá realizar simulaciones en el caso de que se desee comprobar que el modelado es correcto durante el proceso de diseño.

6.3 MODELADO BÁSICO DEL CONJUNTO EPICICLOIDAL

Para facilitar el modelado de engranajes planetarios, ROMAX pone a disposición del usuario una ventana que ayuda al usuario en su desarrollo. Para acceder a ella debemos ir al grupo de operaciones de *Modelling*.

Presionando el botón *Planetary* se muestra un desplegable (Figura 30) con las diferentes opciones en cuanto a tipos de planetarios que podemos modelizar, en función de su grado de complejidad. El rango de definición más básico de un engranaje planetario es el *Loading Planetary Gear Set*, sobre el que podremos concretar los datos más simples de los engranajes, pudiendo evolucionarle conforme el modelo avance.

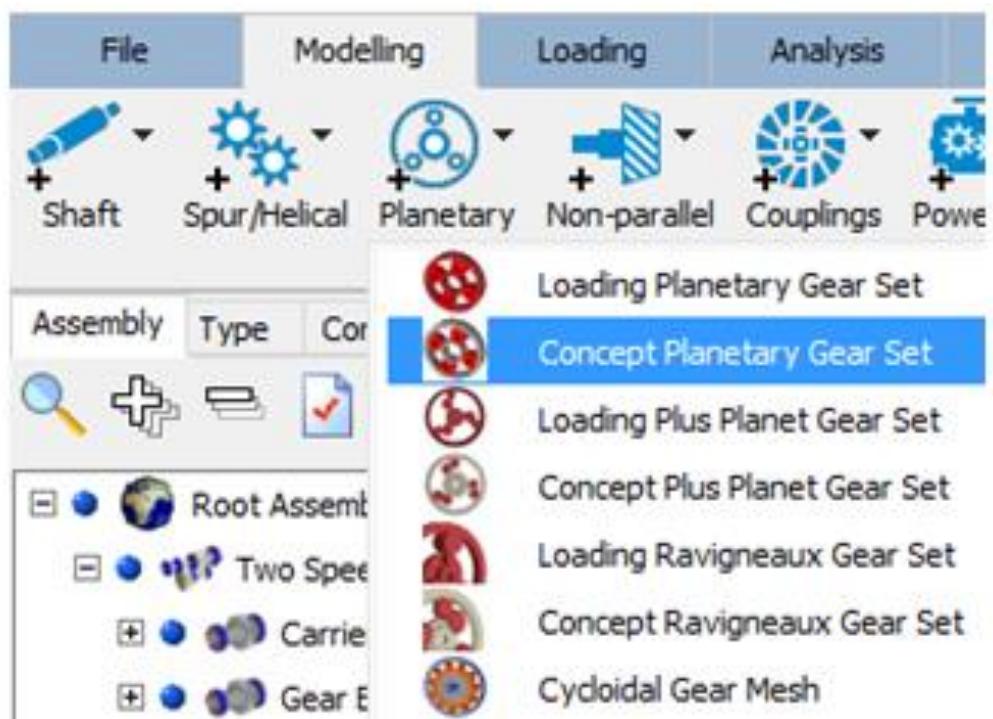


Figura 30: Diferentes herramientas de creación de grupos planetarios

Si se elige esta opción, ROMAX despliega una ventana (Figura 31) donde introducir los datos para definirlo.

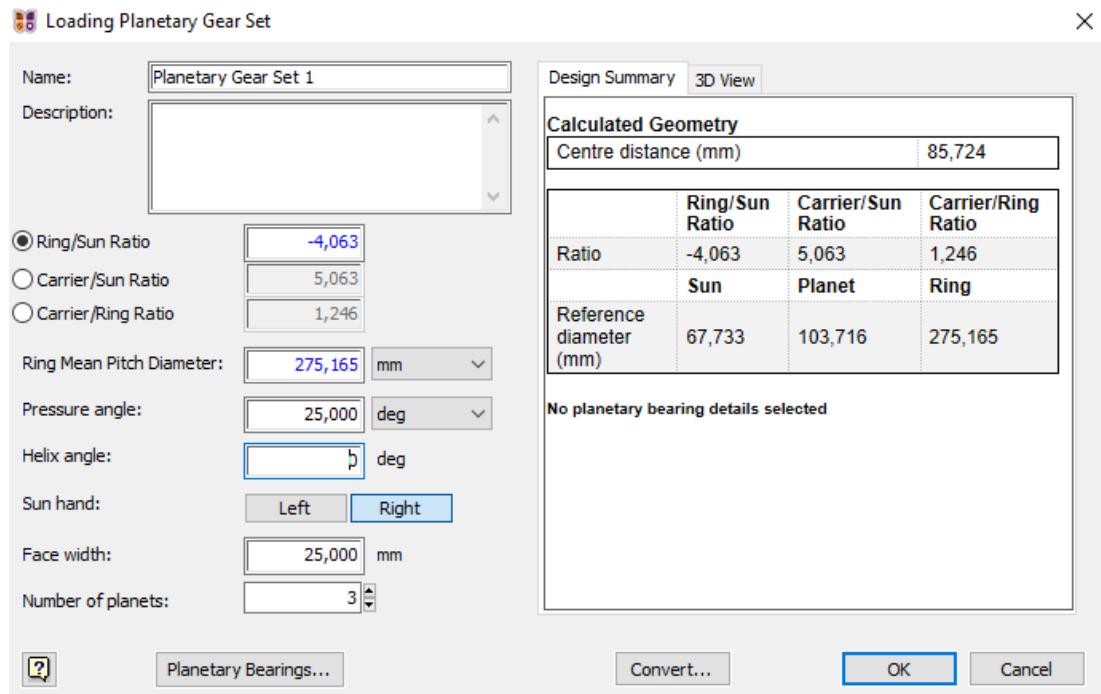


Figura 31: Ventana Loading Planetary Gear Set

Dado que el tren epicicloidal tiene una corona con 65 dientes y un planeta de 16 dientes (Tabla 1), la relación corona/planeta (Ring/Sun en ROMAX) es de 4'0625.

Del plano de detalle de la corona se extrae el *Ring Mean Pitch Diameter* o diámetro primitivo de la corona, cuyo valor es de 275'1465 milímetros.

Los ángulos de presión y de hélice nominales son de 25 y 0 grados, respectivamente (Figura 6). El ancho del diente del planeta es de 25 milímetros, el de los satélites es de 24'5 milímetros y el de la corona es 99 milímetros, ambas mediciones realizadas en laboratorio. De momento sólo se permite definir una anchura de engranajes para todo el tren, pero posteriormente dicha anchura podrá ser definida individualmente para cada rueda.

El número de planetas de nuestro conjunto epicicloidal es de 3 como se puede apreciar en la Figura 10.

Dentro de esta ventana se podrá acceder al siguiente nivel en cuanto a detalle para engranajes de tipo planetario mediante el botón *Convert...* en la zona inferior de la ventana, que es el *Concept Planetary Gear Set*.

Este nivel de detalle es lo suficientemente avanzado para que podamos extraer datos como las fuerzas aplicadas sobre los engranajes o el desalineamiento entre los pares de engrane ocasionado por dichas fuerzas.

Se añade al modelo el dato del módulo de los engranajes en la ventana Concept Planetary Gear Set (Figura 32), que como se puede ver en la Tabla 1 es 4'233. En este nivel de detalle se permite seleccionar la opción de que los satélites estén distanciados de forma desigual en el caso de que la configuración del grupo a modelizar no permita un reparto equidistante. En este caso concreto no será necesario.

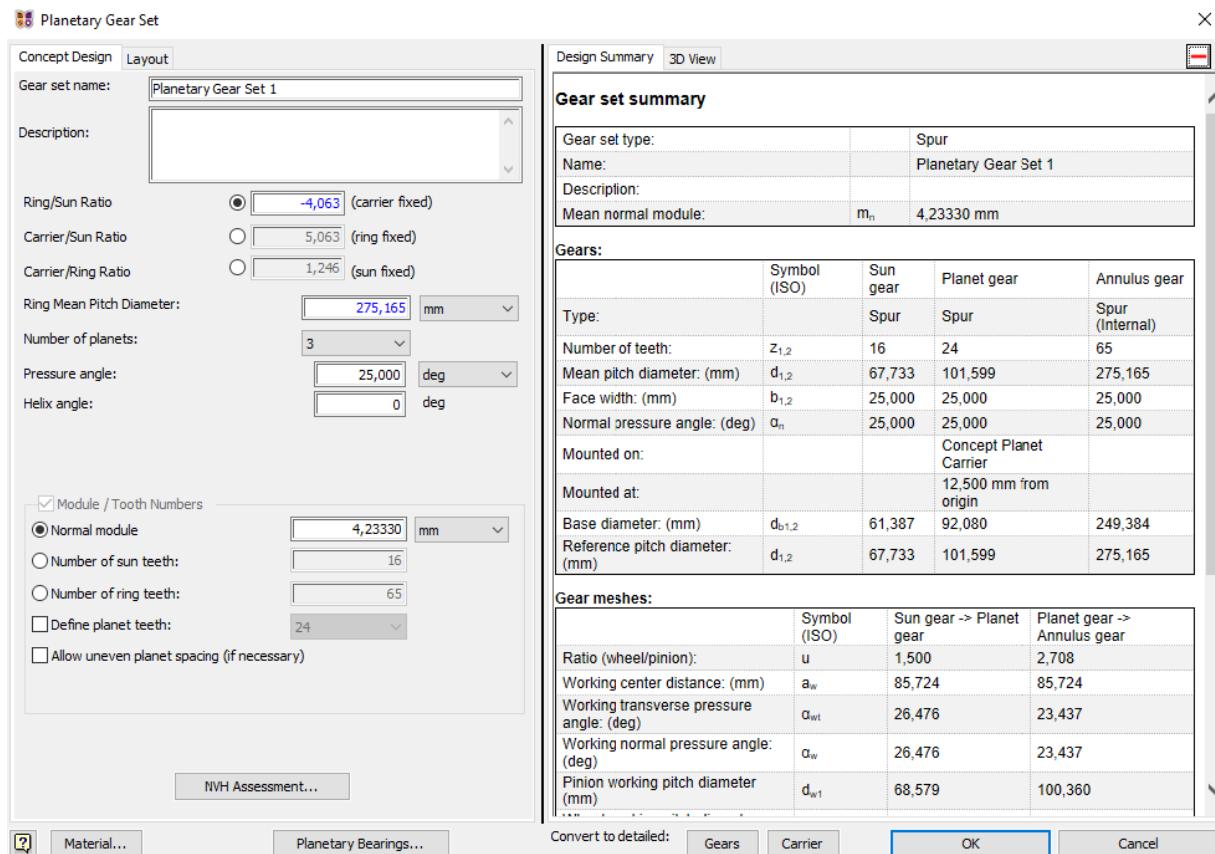


Figura 32: Ventana Concept Planetary Gear Set

En la zona derecha de la ventana se pueden visualizar una serie de datos de nuestro engranaje, en mayor número que la etapa anterior puesto que el modelo gana en complejidad, que pueden ayudar a saber si los estamos modelizando correctamente de acuerdo con las expectativas previstas o no.

En la ventana *Layout* (Figura 33) se podrá definir la anchura de los engranajes por separado en caso de que no tengan la misma, como es el caso. Según las medidas realizadas en laboratorio, el ancho de los satélites es 24'5 milímetros, el ancho del planeta es 25 milímetros y el ancho de la corona es de 99 mm.

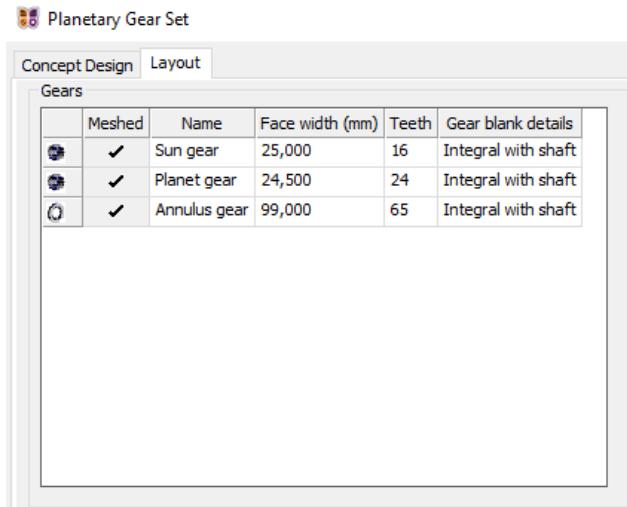


Figura 33: Ventana Layout, donde se especifica la anchura de los engranajes

6.4 AUMENTO DE COMPLEJIDAD DEL CONJUNTO EPICILOIDAL

6.4.1 Carrier

A través la misma ventana de la Figura 32 se nos permite llevar al engranaje al nivel máximo de complejidad que nos permite modelizar este software, el *Detailed Planetar Gear Set*. Aquí se nos permite hilar más fino en cuanto a las características de los engranajes y la microgeometría de sus dientes, influyendo de forma decisiva en cuanto a su durabilidad y a sus características de ruido y vibración.

En la Figura 34 se aprecian las diferencias en cuanto a la apariencia visual en la interfaz de ROMAX entre ambos niveles de diseño.

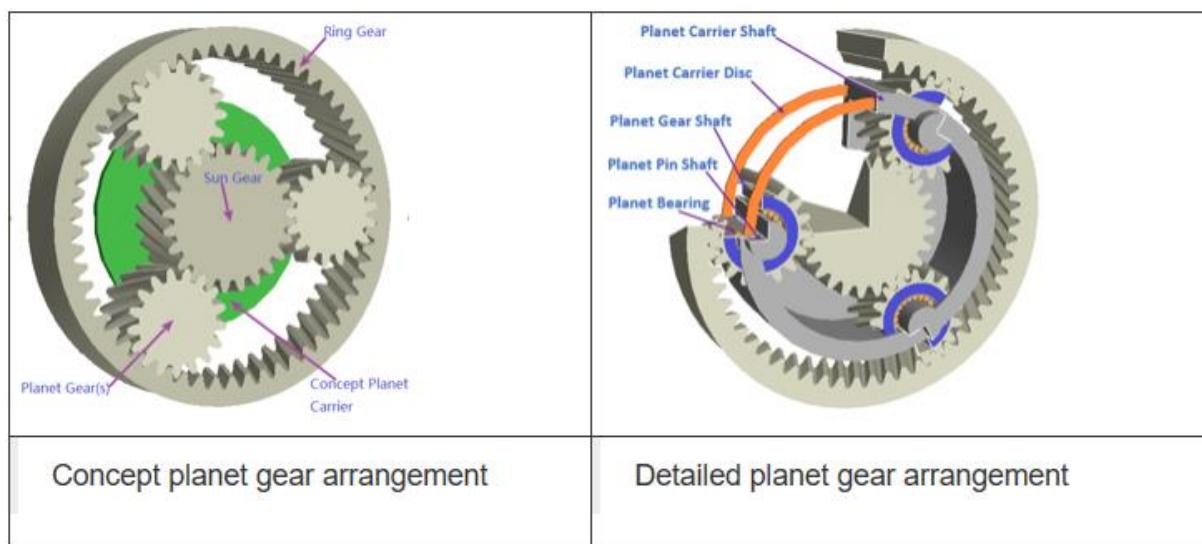


Figura 34: Diferencias visuales entre los niveles de detalle.

Como se puede apreciar en la parte inferior de la imagen de la Figura 32, la conversión al siguiente nivel de detalle se realiza en dos etapas; la de los engranajes (Gears) y la del portasatélites o Carrier.

En el presente proyecto primero se evolucionará el portasatélites, dejando la conversión de los engranajes al nivel de detalle más alto para más tarde, ya que su grado de complejidad es mayor. Ambas conversiones son irreversibles.

Al convertir el portasatélites a un modelo detallado, aparecen nuevos elementos en el árbol de diseño (Figura 35). Más concretamente aparecen un eje *Pin* (el más interno) y un eje *Sleeve* (el más externo) por cada satélite que pertenezca al grupo. Dado que se modeliza un tren de engranajes planetario que tiene 3 satélites, aparecerán 6 nuevos componentes, cada uno de ellos con sus correspondientes subcomponentes.

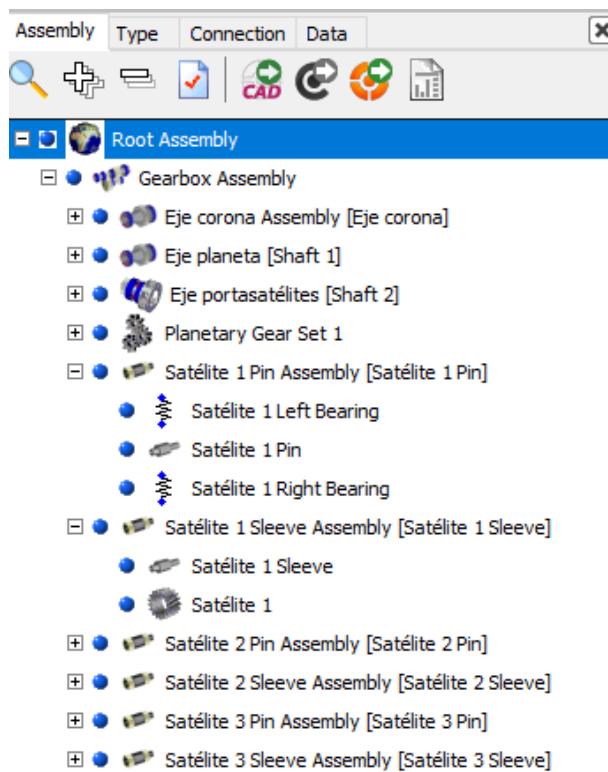


Figura 35: Árbol de diseño del modelo tras llevar el Carrier al nivel Detailed

Por cada satélite, se crean dos *Stiffness Bearings* (Figura 36) que permiten el movimiento relativo entre los dos ejes que lo componen y mantienen la coaxialidad entre ambos elementos.

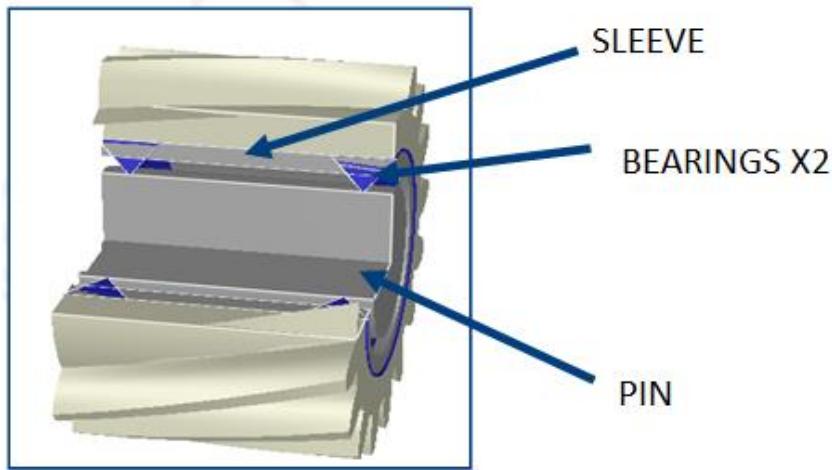


Figura 36: Componentes de un satélite tas llevar el Carrier al nivel Detailed

En cada eje *Sleeve* aparece como subcomponente el engranaje correspondiente al satélite, que por defecto está rígidamente unido a éste.

Tanto el eje *Pin* como el eje *Sleeve* son considerados en el programa como *Planetary shafts* debido a su condición de que giran en torno a un eje que no es el suyo propio, a diferencia de los ejes normales. Únicamente se pueden fijar a un portasatélites ejes de tipo planetario, como es el caso de los ejes *Pin*.

En el árbol de diseño, el ícono que representa a los ejes planetarios y a los ejes normales es distinto para poder diferenciarlos fácilmente.

El portasatélites tiene un eje *Pin* por cada satélite, todos con un radio externo de 30 milímetros (Figura 20). El rodamiento va ajustado a presión en él introduciéndolo en su hueco interno, y a su vez va introducido a presión en el hueco interno de 55 milímetros que tiene el satélite en la realidad o el eje *Sleeve* en nuestro modelo (Tabla 1).

6.4.2 Gears

Una vez convertido el *Carrier* a su versión más detallada se realizará el mismo procedimiento con los *Gears*, la geometría de los engranajes.

Esto es posible haciendo clic sobre el grupo planetario dentro del árbol de diseño, y en la opción *Convert to detailed* pulsando el botón *Gears* (Figura 32). Inmediatamente después aparecerá un editor de engranajes llamado *Gear Wizard*, que permitirá definir los datos más precisos de nuestro grupo, aunque estas modificaciones se pueden realizar en el orden y momento que el usuario del programa crea conveniente si no desea seguir las pautas del editor.

Tras haber realizado el cambio a *Detailed*, el ícono del grupo planetario adquirirá un tono azulado, advirtiendo que ese componente ha adquirido el nivel de definición *Detailed*.

Lo primero que se define es la distancia de montaje entre los centros de los engranajes, cuyo dato es conocido de antemano, 86'4 milímetros, tras las mediciones pertinentes sobre el banco de ensayos.

En la pestaña *Modeling*, a través del botón *Design Tools* se accede a un desplegable en el que se elige *Planetary Designer...* (Figura 37) donde existe la posibilidad de definir este valor en el apartado *Centre distance*.

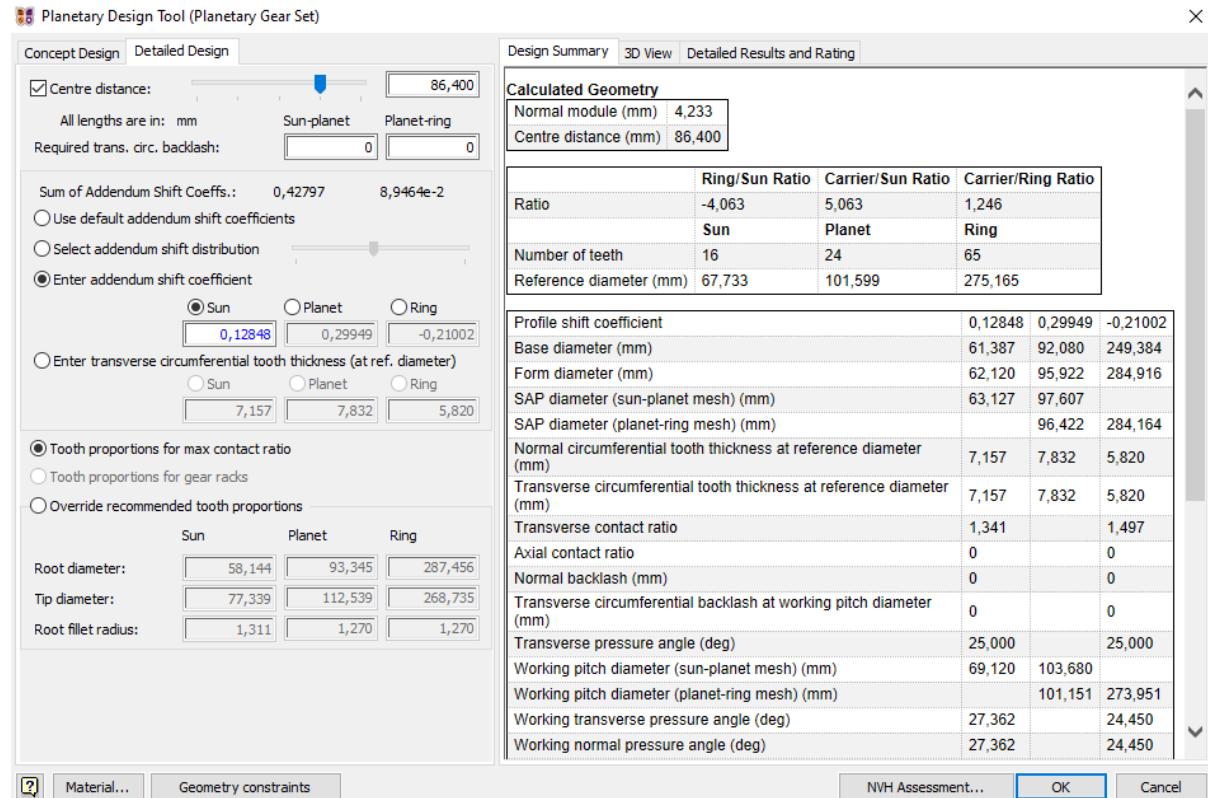


Figura 37: Ventana Planetary Designer

Haciendo clic en el set de engranajes planetarios detallados dentro del árbol de diseño ROMAX despliega la ventana de diseño del mismo (Figura 38).

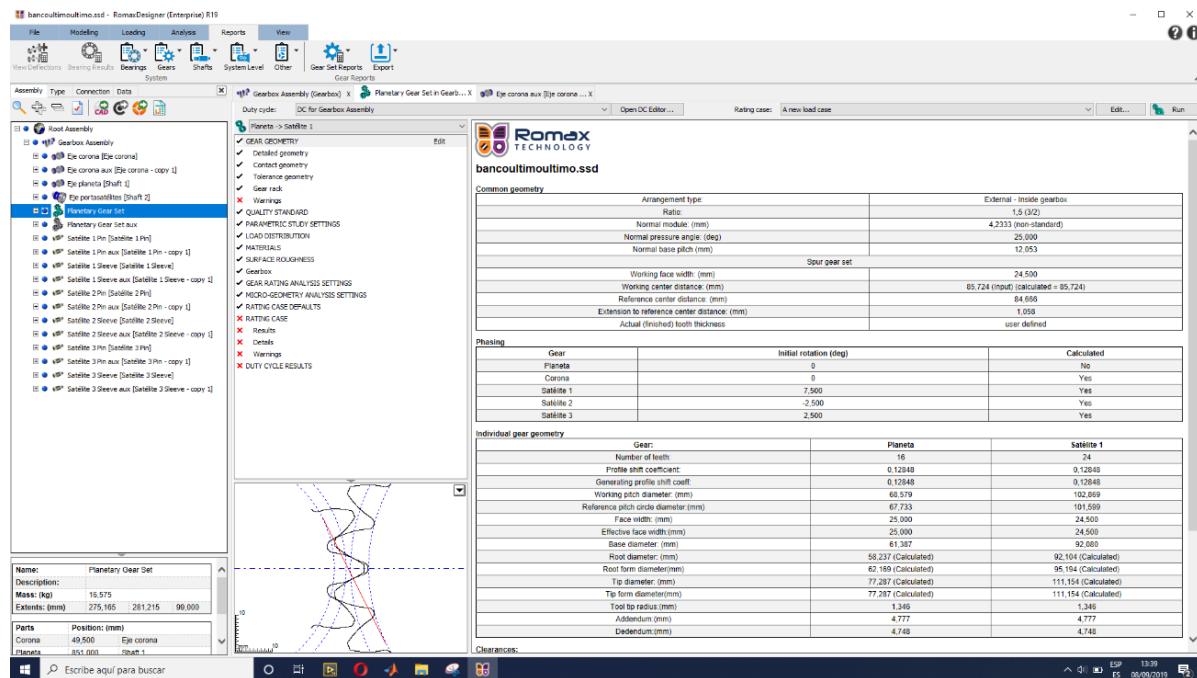


Figura 38: Ventana Detailed Gear Set

Aquí podremos modificar una gran cantidad de datos del planetario, así como visualizar datos referentes al mismo o acceder a resultados de diferentes análisis que podamos acometer.

Desplegando el conjunto de engranajes en el árbol de diseño en el símbolo de suma escrito a su derecha, se puede acceder de forma individual a los tres tipos de ruedas del planetario para definir sus datos (Figura 39).

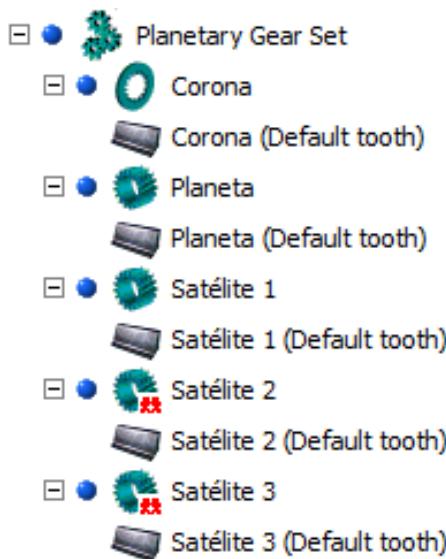


Figura 39: Subcomponentes del tren planetario detallado

Haciendo clic cualquiera de los tres, ROMAX muestra una ventana (Figura 40), donde se tiene acceso a varias pestañas que permiten modificar parámetros de los dientes para aproximarlos a los valores reales. En el modelo únicamente se cambian los valores de los que se tengan datos, aquellos de los que no se tenga información mantendrán los números por defecto que les otorgue el programa.

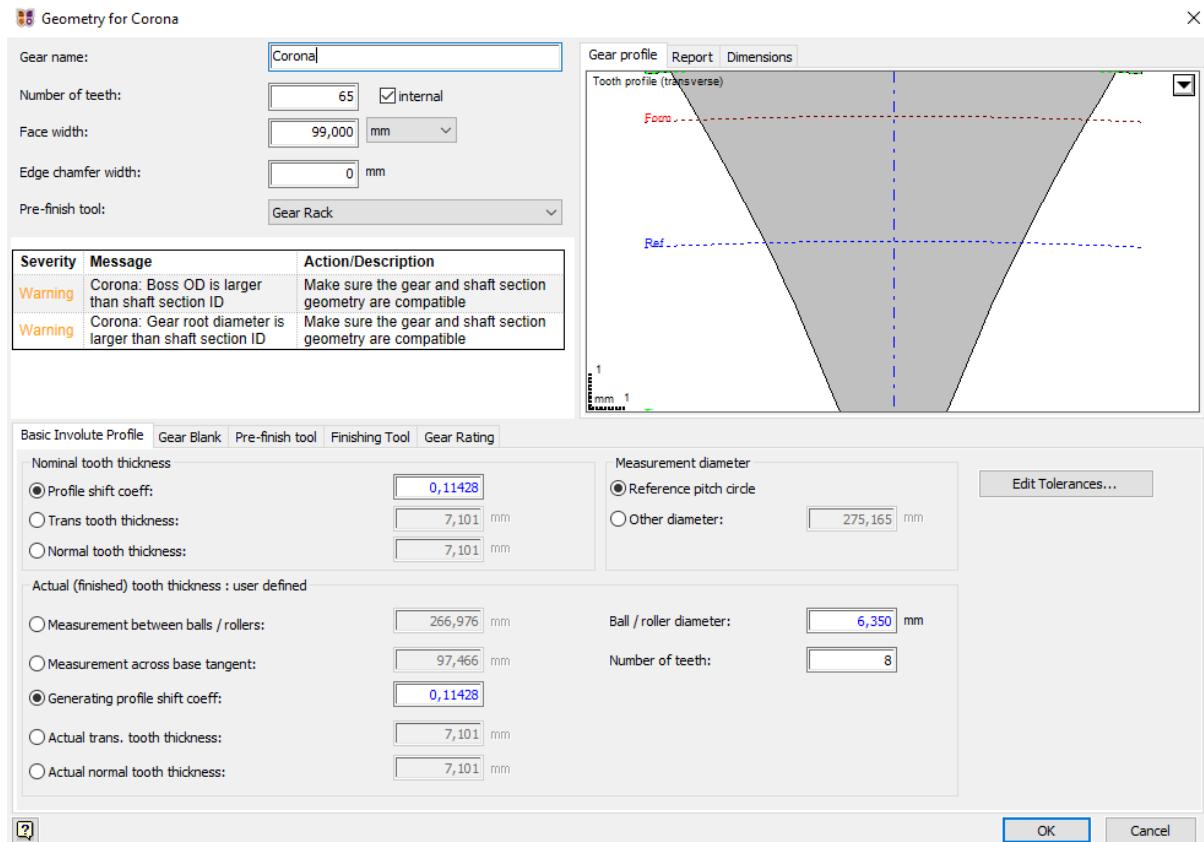


Figura 40: Ventana de edición de un engranaje detallado

En el caso del planeta, se modifican, a través de las ventanas *Basic Involute Profile* (Figura 41) y *Pre-finish Tool* (Figura 42), los siguientes datos:

- Normal tooth thickness: 6,4 milímetros
- Rack addendum (de la herramienta de corte): 1,35 (veces el módulo)
- Gear tip diameter: 76,96 milímetros
- Tool tip radius: 1,05 milímetros
- Gear root diameter: 55,6 milímetros
- Effective protuberance: 0,064 milímetros
- Protuberance angle: 13 deg.

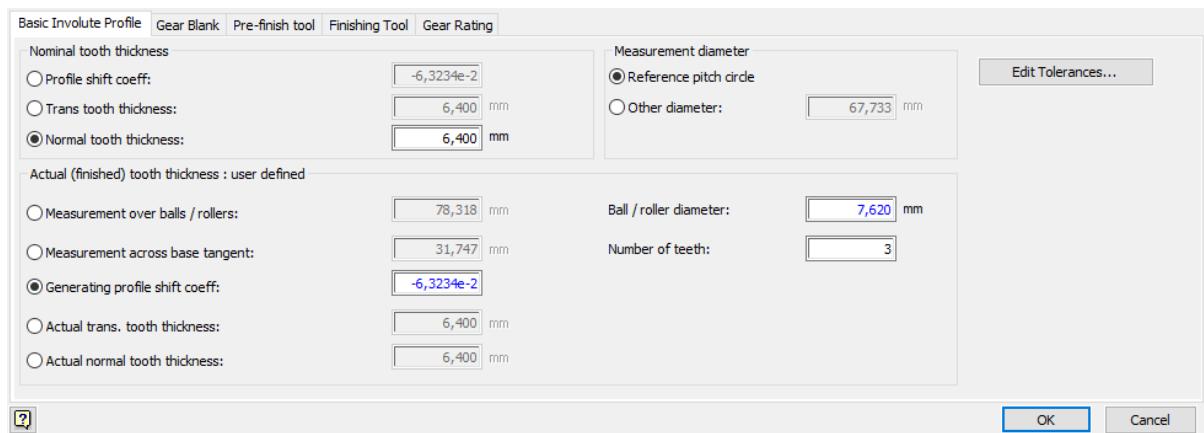


Figura 41: Pestaña Basic Involute Profile

El diámetro sobre el que se mide la anchura de los dientes será en todos los casos el diámetro primitivo nominal, así que se mantendrá la opción *Reference pitch circle* en el recuadro *Measurement diameter* de la Figura 41.

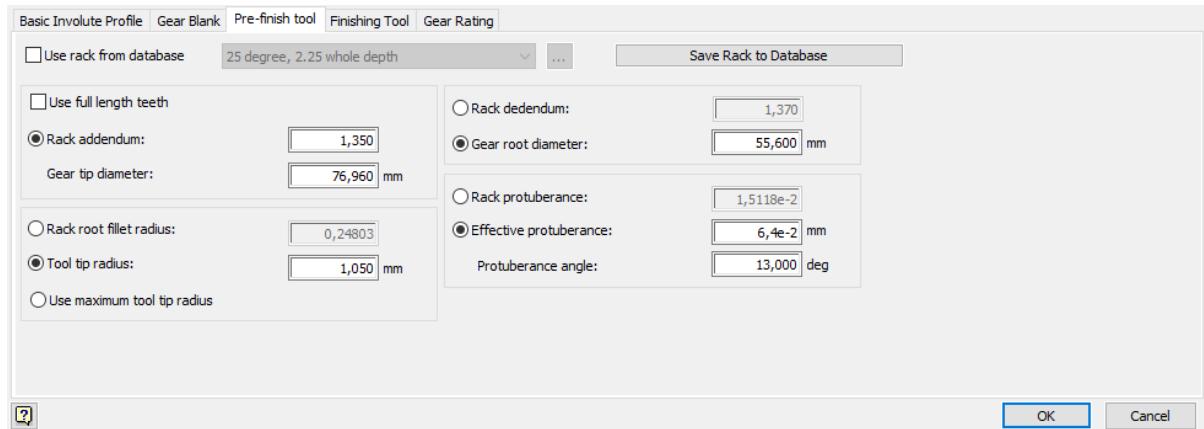


Figura 42: Pestaña Pre-finish tool

La opción *Use full length teeth* dentro de la pestaña *Pre-finish tool* (Figura 42) se mantiene desactivada puesto que no se usa el diente de la herramienta de corte entero para el tallado de las ruedas. Tanto el Rack addendum como el Effective protuberance y el protuberance angle son datos de la herramienta de corte que mecaniza los dientes del planeta y de los satélites, y son extraídos de un plano (Figura 43). El resto de los datos son facilitados por la Universidad de Cantabria.

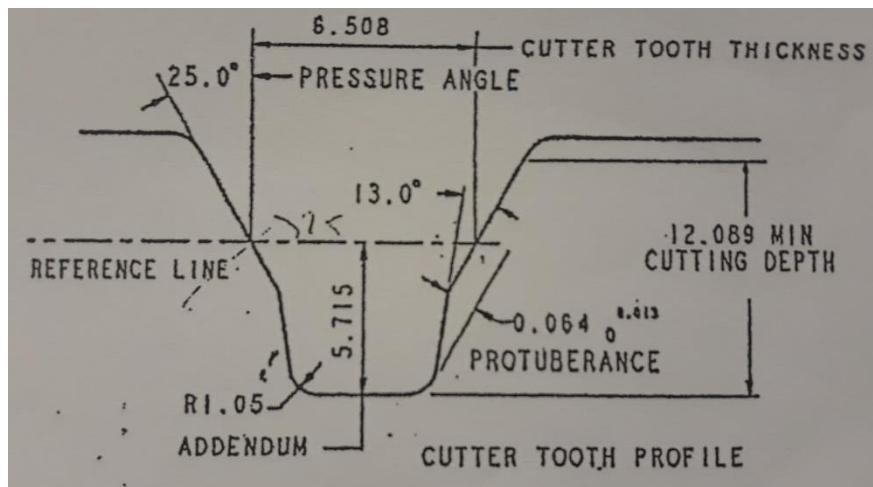


Figura 43: Datos de la herramienta de corte, cotas en milímetros.

Una vez redefinidos estos datos, se revisa la geometría del satélite. Debido a que los tres satélites están asociados, las modificaciones sobre uno de ellos afectarán a los tres, que serán las siguientes:

- Normal tooth thickness: 8,3 milímetros
- Rack addendum: 1,35 (veces el módulo)
- Gear tip diameter: 114,24 milímetros
- Tool tip radius: 1,05 milímetros
- Gear root diameter: 93,6 milímetros
- Effective protuberance: 0,064 milímetros
- Protuberance angle: 13 deg.

Se mantiene opción *Use full length teeth* desactivada al igual que en el caso de los planetas.

Por último, se modifican algunas dimensiones en la geometría de la corona:

- Gear tip diameter: 269,5 milímetros
- Gear root diameter: 288,81 milímetros
- Normal tooth thickness: 5,05 milímetros

El valor de 5'05 milímetros fue obtenido restando la anchura normal del espacio entre dientes en el diámetro primitivo, 8'25 milímetros, al paso circular P_c de la corona.

$$P_c = \frac{\text{Circunferencia primitiva}}{\text{Número de dientes}} = \frac{\text{Diámetro primitivo} \times \pi}{\text{Número de dientes}} = \frac{275,1645 \times \pi}{65} = 13'3 \text{ milímetros}$$

Tanto el diámetro primitivo de la corona como la anchura normal del espacio entre dientes en el diámetro primitivo son datos conocidos dado que aparecen en los planos.

Acceder a los datos de microgeometría de los dientes del engranaje además de modificarlos será posible mediante la ventana *Modelling*, a través de la opción *Micro-Geometry* lo que desplegará una ventana específica para definir sus valores (Figura 44).

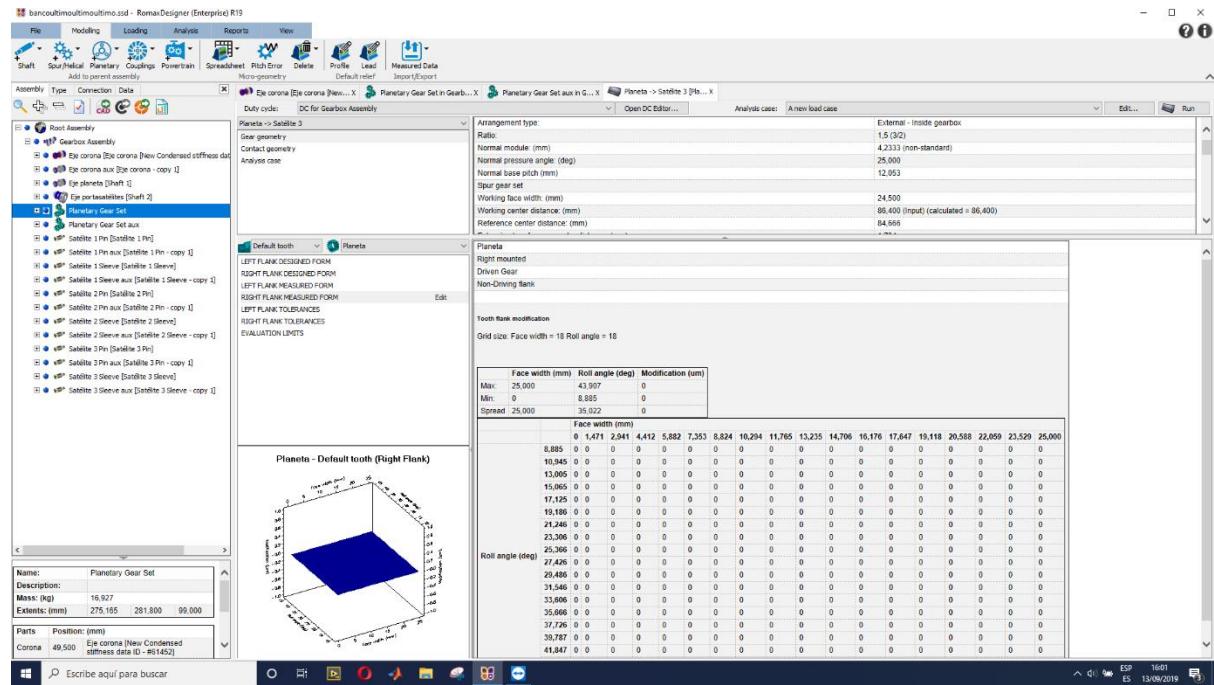


Figura 44: Ventana para definir microgeometría

Podemos definir la microgeometría de los flancos derecho e izquierdo por separado. Conviene conocer de qué forma diferencia ROMAX los dos flancos de cada diente.

Como se puede apreciar en la Figura 46, el lado derecho o izquierdo depende del eje Z local del engranaje.

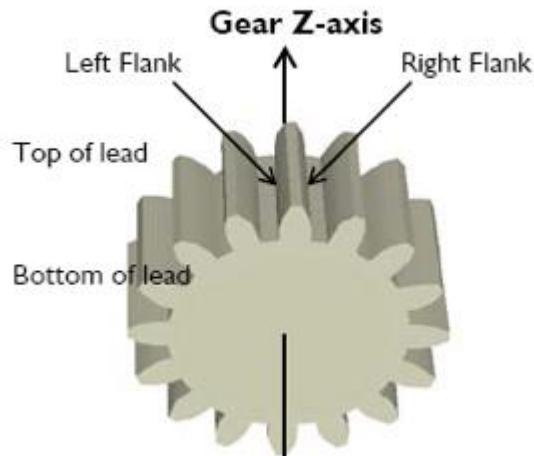


Figura 46: Flancos derecho e izquierdo de un engranaje

Si el eje Z local del engranaje coincide en sentido con el eje Z local del eje sobre el que va ubicado, el eje está montado a derechas. Si por el contrario el sentido es opuesto, está montado a izquierdas según el lenguaje de ROMAX. Por defecto todos los engranajes son montados a derechas (Figura 47).

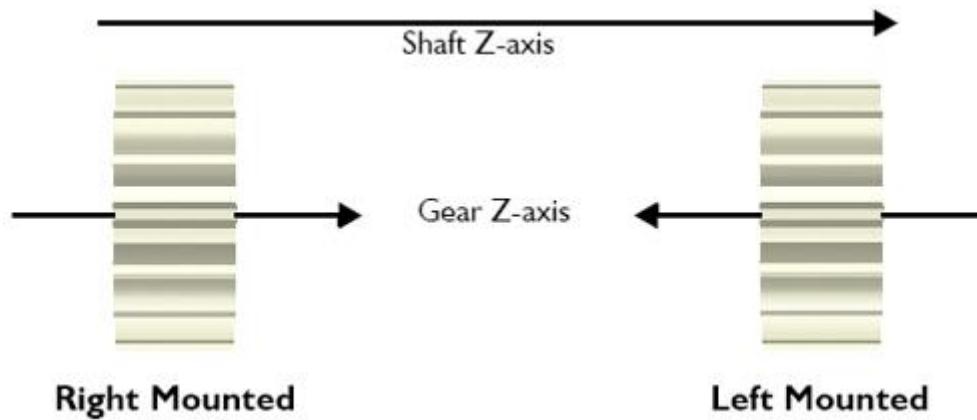


Figura 47: Detalle sobre la dirección de montaje de los engranajes en ROMAX

En los satélites, ambos flancos están sometidos a carga. En la corona y en el planeta sólo uno de los dos. A pesar de ello se definirá la microgeometría en ambos flancos en todas las ruedas de los trenes de los engranajes planetarios. Dos aspectos se tienen en cuenta en la microgeometría del modelo, el *Involute* y el *Lead*.

Las modificaciones en el *Involute* se realizan sobre el perfil de evolvente de los dientes, y tienen como objetivo retrasar la entrada del segundo par de dientes en contacto para que la relación de recubrimiento se aproxime a 1. De esta forma la rigidez de contacto entre dientes con respecto al ángulo de giro de las ruedas tenderá a un valor constante lo que se traducirá en un menor error de transmisión y por tanto, menores índices de ruido durante el funcionamiento de los engranajes.

Por otro lado la microgeometría en el *Lead* busca transformar el contacto entre los dientes del teórico contacto lineal, sensible a desalineamientos puesto que llevaría toda la carga a una de las aristas del flanco, perjudicando gravemente a ambos engranajes en contacto. Se pretende que dicho contacto pase a ser centrado en la cara del diente, de tal forma que los desalineamientos no afecten en tanta cuantía sobre la integridad de los engranajes.

El primer paso a la hora de introducir la microgeometría será definir los límites de aplicación de la misma tanto para el *Lead*, especificando que parte de la anchura del flanco se ve afectada, como para el *Involute* especificando el rango del Roll Angle sobre el cual se efectuarán modificaciones sobre el perfil de evolvente del diente.

El Roll angle (Figura 48) es el ángulo que forma el radio del círculo base que pasa por el punto desde el que se traza la involuta con el radio perpendicular a la recta tangente que pasa por un punto cualquiera de la involuta.

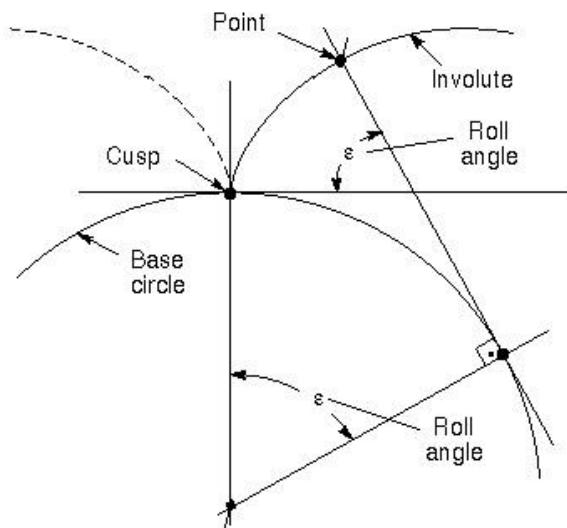


Figura 48: Roll angle

La determinación de estos límites es posible en la ventana *Evaluation limits* (Figura 49), a la que se puede acceder a través de la hoja de microgeometría de los dientes (Figura 46). Es posible indicar que se desea modificar el límite de evaluación de ambos flancos simultáneamente en la opción *Flank definition*, como es el caso.

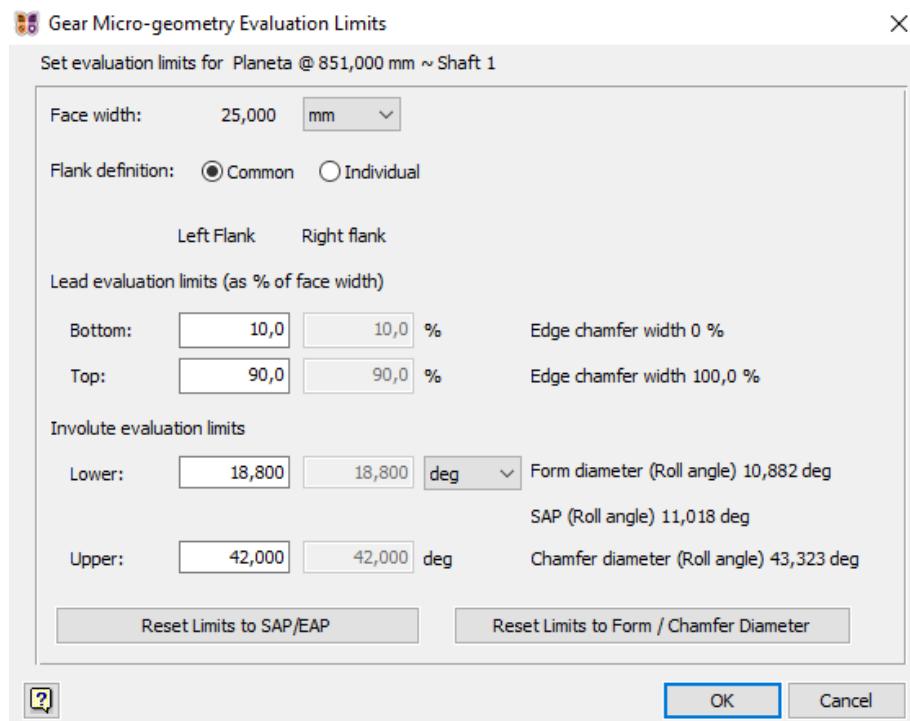


Figura 49: Ventana Evaluation Limits, para el caso concreto del planeta.

En el caso del planeta, los límites de evaluación en el *Lead* son el 10% y el 90% de la anchura total del flanco, y los del *Involute* son 11 y 43,2 grados de Roll Angle.

El *Slope* hace referencia a la pendiente de la gráfica de modificación del perfil entre los límites de evaluación, mientras que el *Crown* dota a la gráfica de una forma parabólica. En el modelo sólo se aplicará *Crown* en los flancos de los dientes en el apartado *Lead* (Figura 51).

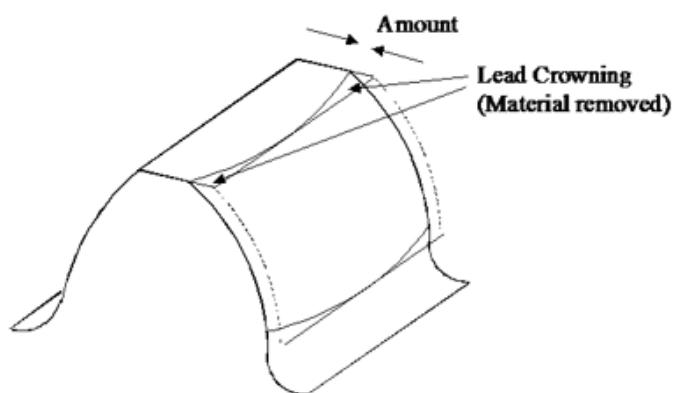


Figura 51: Lead crown

En la figura 52 se muestra cómo interpreta ROMAX el signo de la pendiente o Slope.

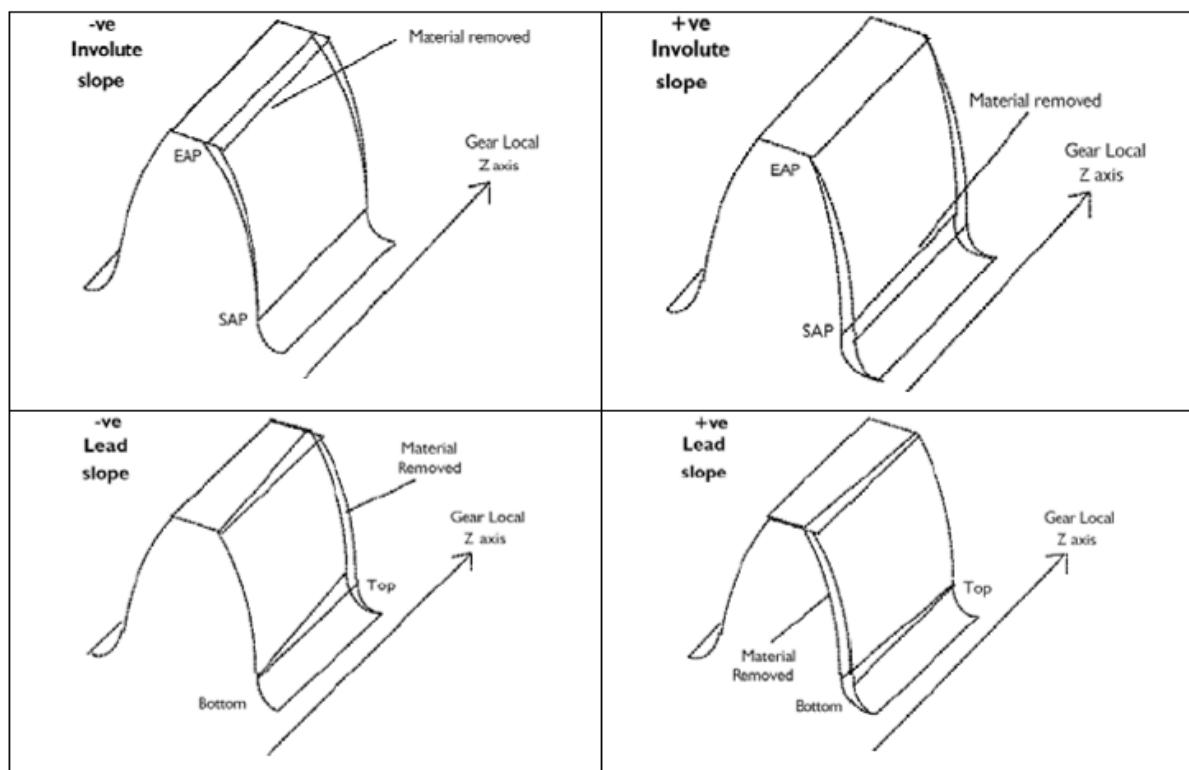


Figura 52: Conceptos de Involute y Lead Slope

La opción Left Flank Designed muestra la ventana de la Figura 53.

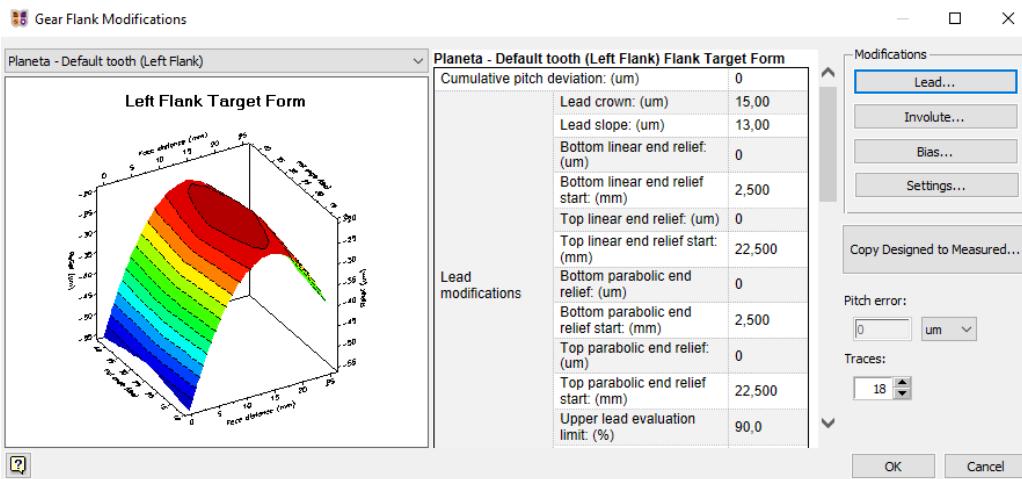


Figura 53: Ventana Left Flank Designed Form

En dicha ventana se realizan las siguientes modificaciones en el flanco izquierdo de sus dientes, en las secciones *Lead* (Figura 54) e *Involute* (Figura 55) dentro del recuadro *Modifications*.

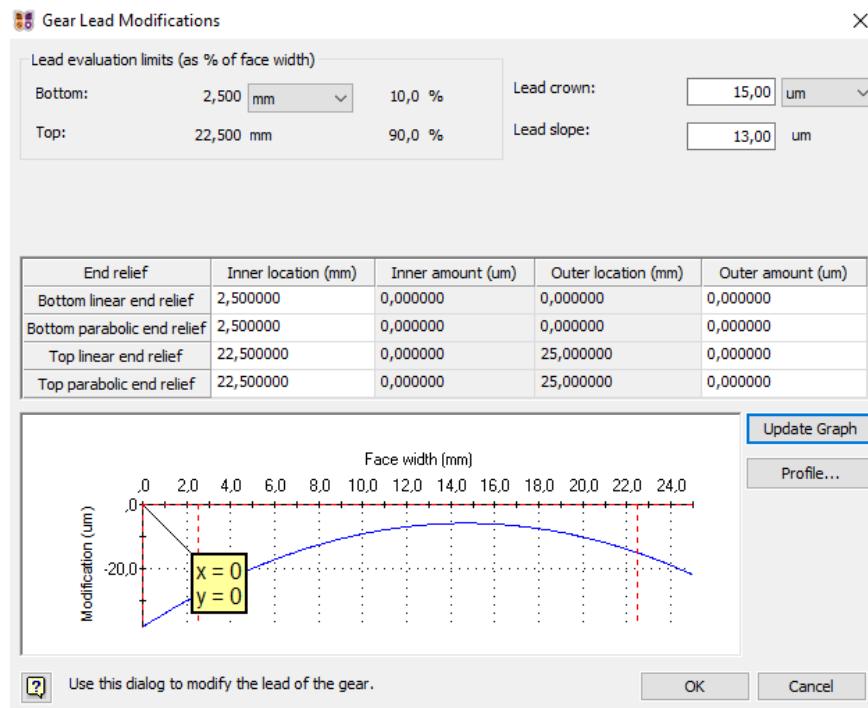


Figura 54: Modificación de Lead en el planeta

Pulsando el botón *Lead* de la sección *Modifications* (Figura 54) se introducen unos valores de Lead crown y de Lead slope de 15 um y 13 um, respectivamente, siendo ambos datos conocidos dado que vienen recogidos en el plano de diseño de los engranajes.

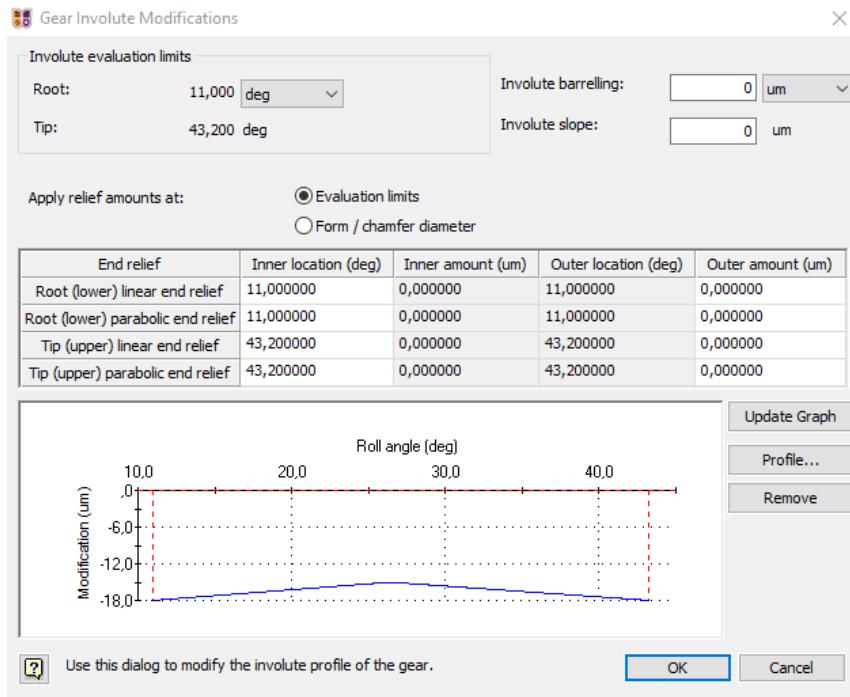


Figura 55: Modificación de Involute en el planeta

Para definir las modificaciones de la involuta, también en la sección Modifications se presiona el botón Involute. A través de *Profile...* en la Figura 56 se definen tres valores que son dato en la gráfica posición angular/material eliminado. La interpolación entre puntos es de tipo linear.

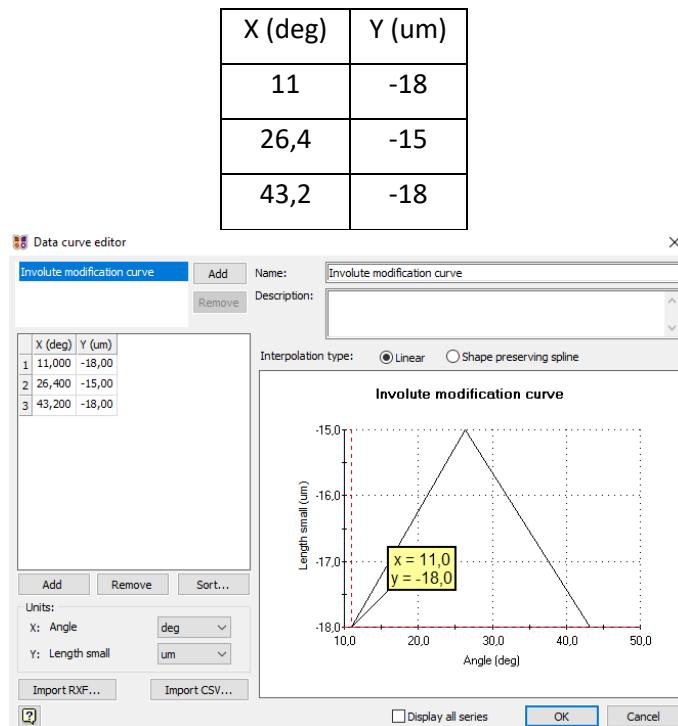


Figura 56: Ventana Profile, para definir las modificaciones sobre la involuta.

Todas estas modificaciones se deben realizar también en el flanco derecho, a través del botón *Right Flank Designed Form*

En ambos flancos de la corona se modifican los siguientes parámetros (Figura 57):

- Lead evaluation limits: 10% (Bottom), 90% (Top)
- Involute evaluation limits: 23'5 deg (Lower), 32'1 deg (Upper)
- Lead Slope: 45 um.

Se modifica el perfil de evolvente (Figura 58) definiendo estos dos puntos en el botón Profile...

X (deg)	Y (um)
23,5	-35
32,1	-35

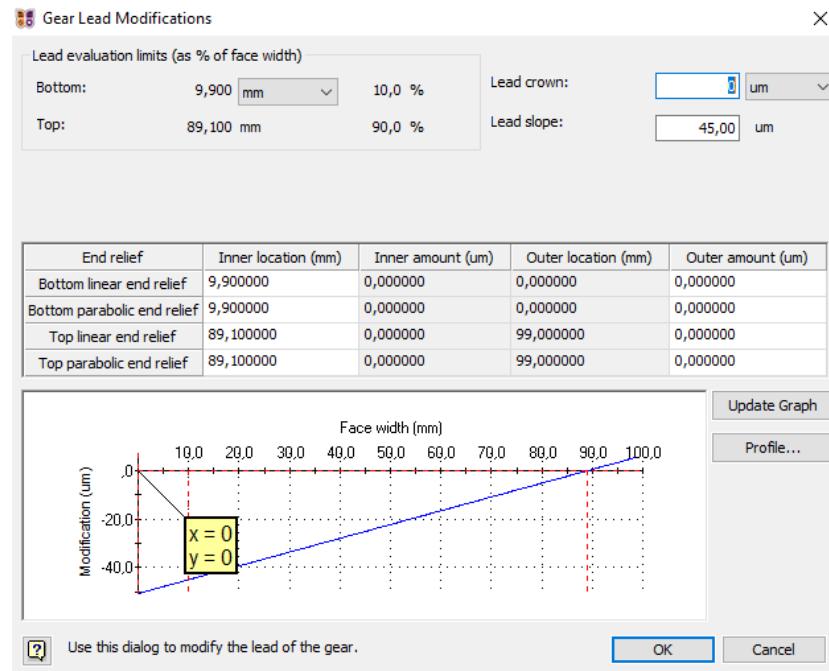


Figura 57: Modificación de Lead en la corona

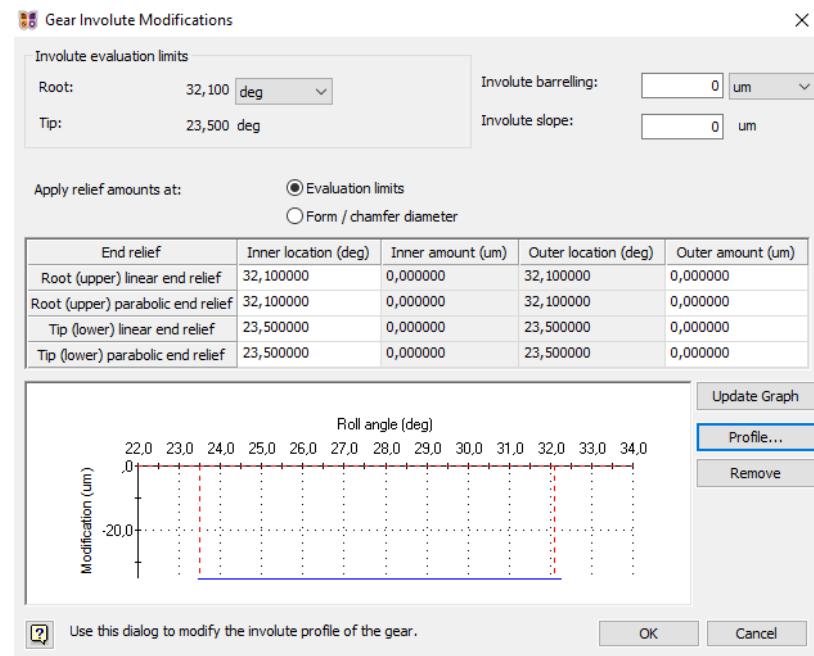


Figura 58: Modificación de involute en la corona

En ambos flancos del Satélite 1 se modifican los siguientes parámetros en el Lead (Figura 59), afectando a los otros dos satélites del modelo automáticamente al estar relacionados entre sí:

- Lead evaluation limits: 10% (Bottom), 90% (Top)
- Involute evaluation limits: 19'2 deg (Lower), 42 deg (Upper)
- Lead Crown: 30 um.
- Lead Slope: 13 um.

En la gráfica del perfil de evolvente (Figura 60) se definen estos puntos, unidos por interpolación lineal:

X (deg)	Y (um)
19,2	-18
30,4	-15
42	-18

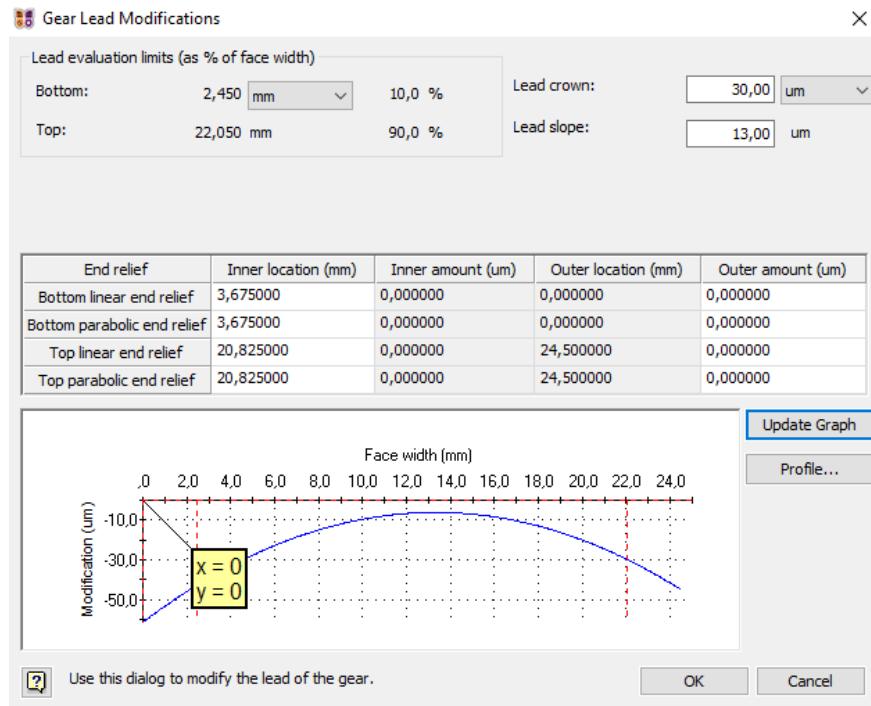


Figura 59: Modificación de lead en un satélite

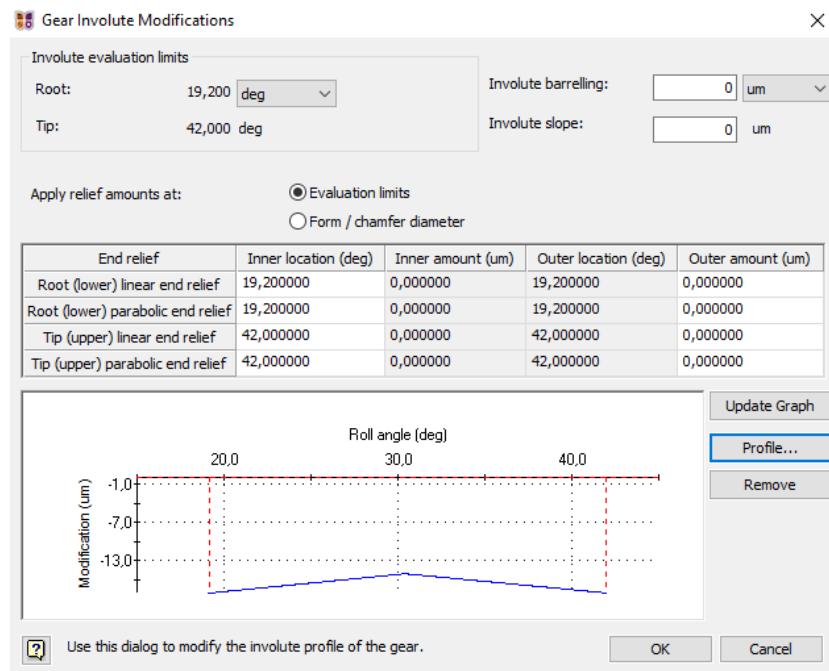


Figura 60: Modificación de involute en un satélite

Todos los valores de microgeometría incorporados en el modelo son datos, hallados a partir de los planos de las diferentes ruedas dentadas del conjunto epicicloidal.

Es importante tener en cuenta que la microgeometría se define para una determinada carga de trabajo. En el caso de que los engranajes modificados estén sometidos a una carga de trabajo distinta a aquella para la que se ha especificado su microgeometría, su funcionamiento puede no ser el ideal.

6.5 POSICIONADO DE LOS ENGRANAJES DEL PLANETARIO DE PRUEBA.

Resulta importante definir correctamente la posición de los engranajes, debido a que éstos producen reacciones que deforman el eje sobre el que se van montados.

En primer lugar, se ubica el planeta dentro del eje interno. Para ello, dentro de la ventana del trabajo del eje, se selecciona la opción *Add Gear*, y haciendo clic en una posición cualquiera del mismo se muestra una ventana (Figura 61) en la que se podrá concretar la posición.

En la parte superior izquierda de la ventana se pulsa el botón *Select from Gear Set...*, y de entre las opciones que aparecen se escoge el planeta de la caja de cambios del grupo de prueba.

Según el plano, el centro del planeta del grupo de prueba tiene una posición axial de 851 mm. con respecto al cero referencia del ensamblaje. La orientación se mantiene a derechas para que el eje Z del engranaje coincida con el eje Z del eje interno.

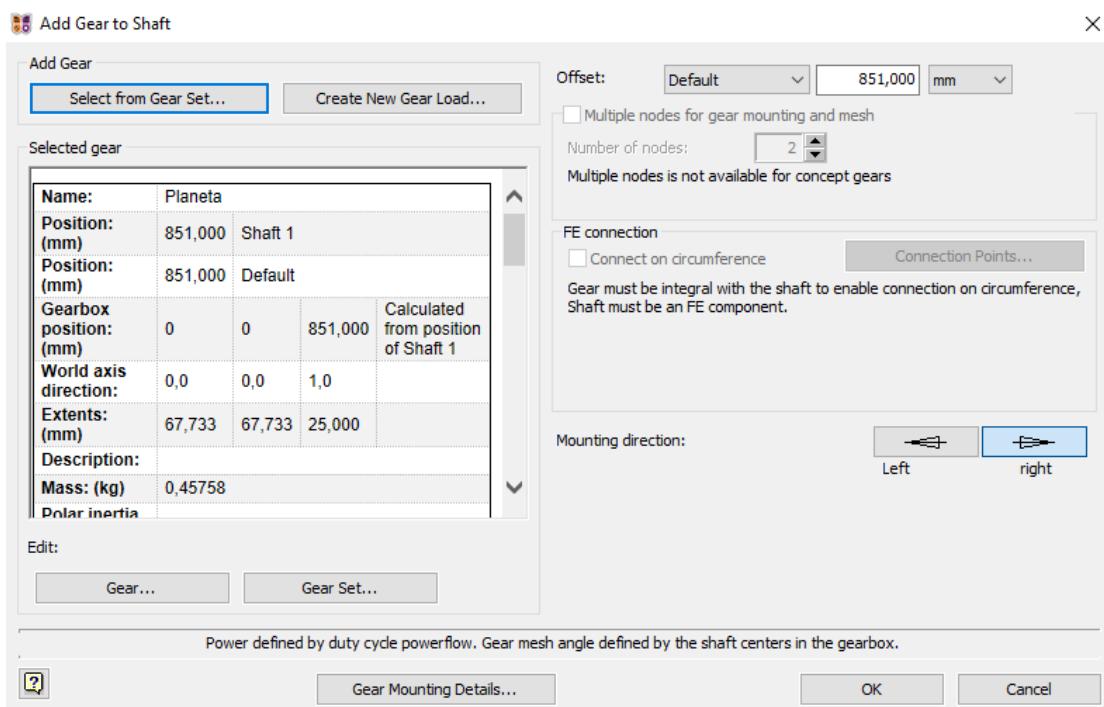


Figura 61: Ventana Add Gear

Romax proporciona diferentes opciones a la hora de montar un engranaje sobre un eje:

- **Integral with shaft:** El eje aporta la masa y la rigidez al cuerpo del engranaje. Representa una rueda dentada mecanizada directamente sobre el eje, por lo que el programa recomienda que el diámetro primitivo del engranaje y el diámetro externo del eje sobre el que va montado sean muy similares, avisando con un warning en las compilaciones en el caso de que estos valores sean muy dispares.

- **Rigidly mounted (default blank):** Modeliza un ajuste a presión o mediante chavetero. El cuerpo del engranaje por defecto es un disco sólido, y tiene una masa y una inercia asociada a su geometría, pero no la rigidez, que se asume extremadamente alta. El engranaje se inclina de forma solidaria al nodo del eje al que está adjuntado, sin deformarse fuera de su plano.
- **Rigidly mounted (custom blank):** Permite definir más precisamente la geometría del cuerpo del engranaje, lo que permite una representación más fiable de su masa y de su inercia, sin influir sobre su rigidez.
- **Clutch synchroniser arrangement:** Esta opción permite acoplar y desacoplar la rueda dentada al eje en función del caso que queramos ensayar, como si estuviese rígidamente unida.
- **Free rotation:** Configuración empleada en ruedas locas. El engranaje puede girar libremente, pero tiene rigidez radial, axial y de inclinación.

De entre estas alternativas, se puede escoger la que más se ajuste a nuestro modelo en la ventana *Gear Mounting Details*. Dado que el planeta va montado sobre el eje mediante una unión con chaveta y su diámetro primitivo es notablemente más grande que el diámetro del eje se opta por definir el montaje con la opción *Rigidly Mounted*, dejando el cuerpo del engranaje por defecto, ya que es un disco sólido.

Una vez posicionado el planeta, ROMAX por defecto coloca el eje de la corona alineado con éste, como se puede apreciar en la vista 3D. Sin embargo, esto es una simple representación visual y no implica que esté situado correctamente en el modelo.

El eje de la corona del grupo de prueba tiene un offset de 801,5 milímetros para que, con sus 99 milímetros de anchura (Figura 23), el centro de los engranajes de la corona y del planeta de prueba estén a 851 milímetros del origen del ensamblaje y por tanto estén alineados.

Tras posicionar el eje de la corona, se monta el engranaje de la corona en su interior, empleando el método de montaje *Integral with shaft* debido a que, en el banco, la corona está atornillada al armazón.

La posición del engranaje de la corona dentro de su eje será con un offset de 49'5 milímetros, la mitad de la anchura del eje de la corona, con respecto al cero referencia del eje, quedando de esa forma perfectamente centrada dentro del mismo.

Como el eje sobre el que va montado la corona del grupo de prueba no debe moverse, se acopla al suelo mediante la ventana *Add Rigid Connection*.

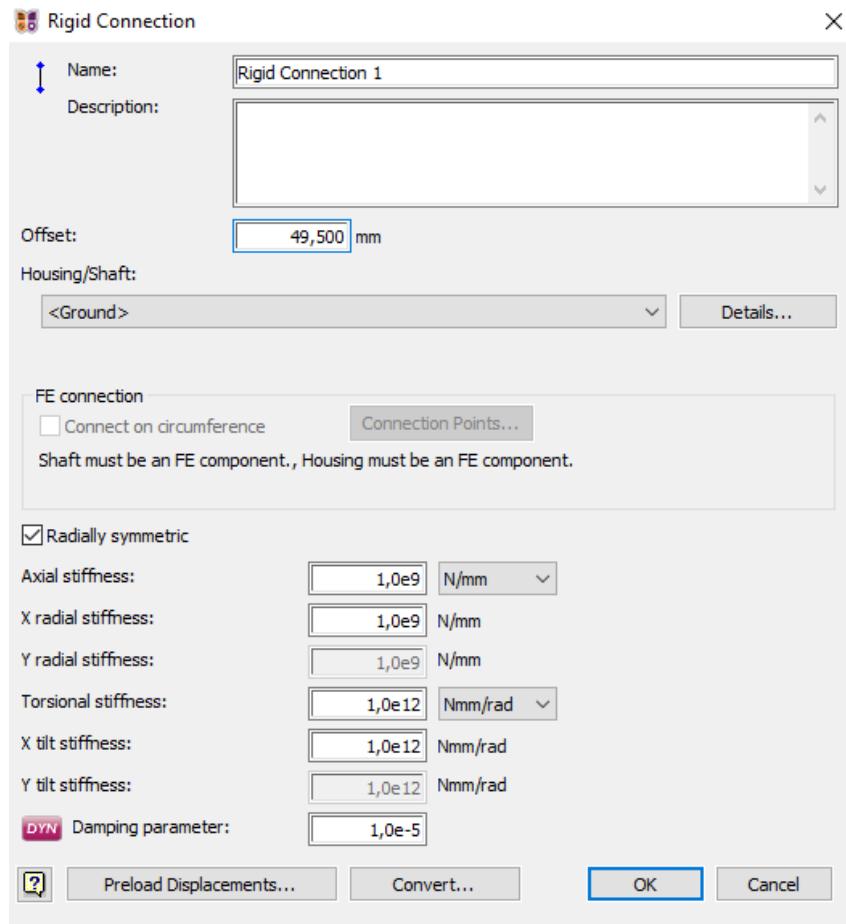


Figura 62: Ventana Add Rigid Connection

Como se puede apreciar, una conexión rígida es muy similar a un cojinete de rigidez, siendo la ventana que permite modelizar ambos elementos casi idéntica con la diferencia de que en la conexión rígida además se puede definir una rigidez torsional en la dirección de la generatriz del eje.

Las rigideces toman por defecto un valor muy elevado, pero sin llegar a ser infinito, por lo que bajo cargas muy elevadas podrían aparecer deformaciones.

La conexión deberá ser situada en el centro del eje para no producir momento cuando el engranaje reaccione a las fuerzas que se apliquen sobre él. El offset de 49,5 milímetros es respecto a la cara izquierda de la corona, cuya anchura es de 99 milímetros.

La conexión rígida aparece representada en 3D como un anillo azul que recubre al eje, de forma idéntica a lo que ocurría con los cojinetes.

Por último, se fija el portasatélites al eje del portasatélites de tal forma que ambos elementos giren solidariamente a través de la ventana *Connections* (Figura 63), pulsando el botón Add, que despliega una ventana donde definimos su posición dentro del eje.

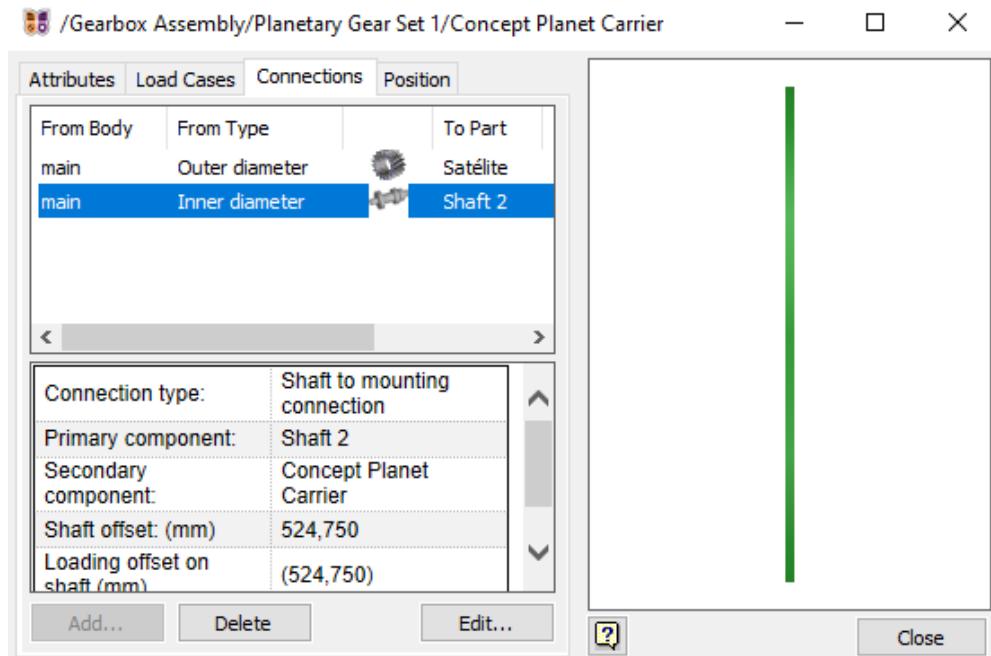


Figura 63: Ventana Connections del portasatélites

La conexión entre el portasatélites y su eje es con un offset de 838,75 mm. respecto al cero referencia del ensamblaje (Figura 64), siendo la posición de referencia del disco portasatélites coincidente con la de la cara izquierda de los engranajes. Interesa que todas las ruedas de nuestro tren epicicloidal estén alineadas.

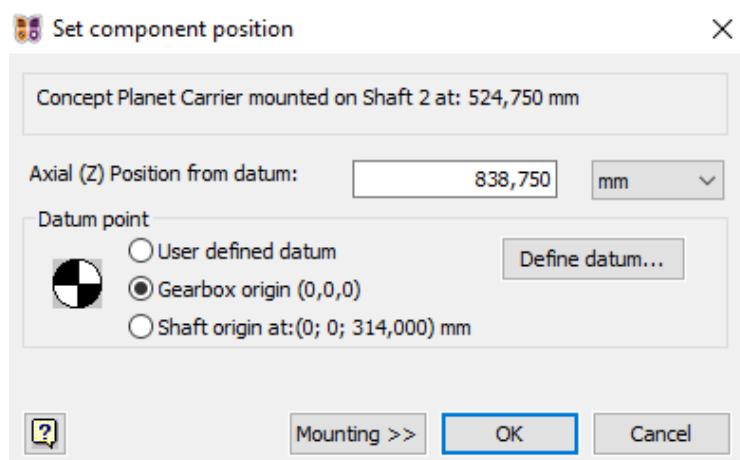


Figura 64: Posicionamiento del portasatélites dentro de su eje.

Se sabe que el plano medio del planeta y de la corona dista 851 mm. del origen (Figura 29), por lo que restando la mitad de la anchura de un satélite (24,5 mm.), se obtiene el offset mencionado anteriormente.

Después de este paso ya estará situado en el espacio el conjunto epicicloidal de prueba y los ejes del banco, quedando por introducir en el modelo el conjunto auxiliar a través de cuya corona se introduce una carga externa mediante un peso en voladizo.

Debido a que el modelo está ciertamente avanzado, conviene realizar un chequeo para comprobar que el modelo mueve como nosotros queremos cuando aplicamos una carga sobre el eje interno. No es la situación real dado que la carga se aplica sobre la corona auxiliar, pero servirá para verificar que de momento el proceso de diseño es el adecuado.

Definiendo aleatoriamente una entrada de potencia en el eje interno y una salida de potencia en el eje del portasatélites, se crea una Load Case en la que se introduce al eje interno un movimiento y un par, simulando la acción del motor.

Se puede animar el modelo en la ventana del ensamblaje completo mediante el botón de Play, tras haber resuelto el Load Case. De esta forma se puede verificar que el funcionamiento es correcto dado que el movimiento del eje interno es transmitido a los satélites y al eje del portasatélites o Carrier.

ROMAX permite acceder a las deformaciones (Figura 65) de los ejes a través de la ventana *Reports*, en el botón *View Deflections*, abriéndose una ventana, donde se puede generar una animación en la que se ve al modelo moverse entre la posición de mayor deformación y la de menos.

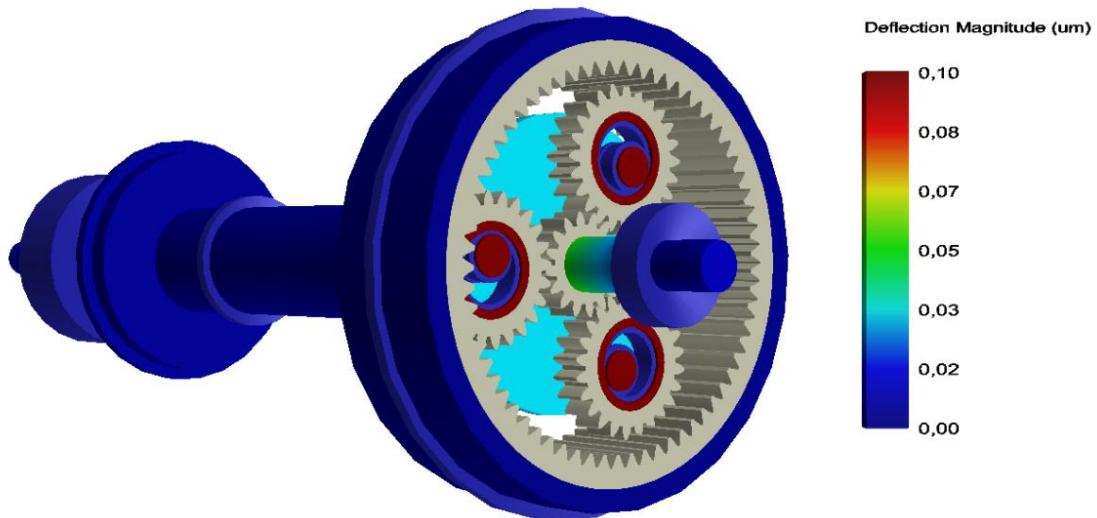


Figura 65: Deformaciones de los ejes

En el apartado 6.8 del presente documento se explica la forma de definir entradas o salidas de potencia al sistema, así como definir casos de carga o Load Cases.

6.6 MODELADO Y POSICIONADO DEL CONJUNTO EPICICLOIDAL AUXILIAR

Tras modelizar uno de los dos grupos epicicloidales, y sabiendo que ambos son idénticos, para ahorrar tiempo de diseño se copia este elemento haciendo clic sobre el mismo en el árbol de diseño y seleccionando la opción *Duplicar*. De esta forma se genera una copia exacta del planeta, los 3 satélites y la corona del anteriormente definido engranaje planetario.

Además, se deben duplicar también los 3 ejes Pin, los 3 ejes Sleeve y el eje de la corona ya creados, y se necesita diseñar un nuevo portasatélites para acoplarlo al ensamblaje del eje del portasatélites de tal forma que acoja a los tres satélites del grupo planetario auxiliar. Conviene renombrar todos los elementos nuevos con el objetivo de que no sean confundidos con los primeros.

El nuevo carrier debe ser añadido al eje del portasatélites a través de la ventana de diseño del eje, seleccionando la opción *Add Generic Part*, y dentro del desplegable eligiendo el componente *Planet Shaft Carrier*, de momento sin necesidad de definir la posición exacta dentro del eje (Figura 66).

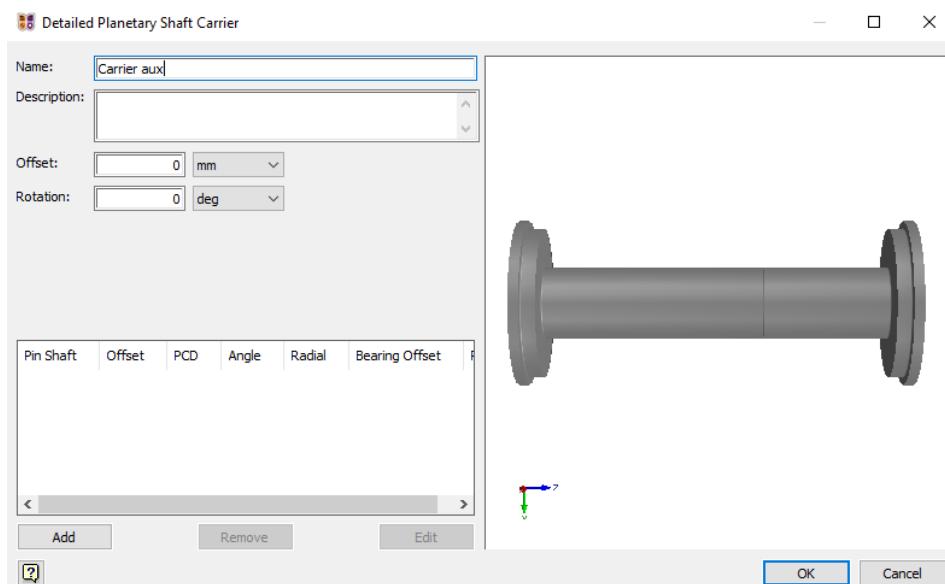


Figura 66: Ventana *Add Generic Part*, *Planet Shaft Carrier*.

A este nuevo carrier al que consideraremos perteneciente al grupo auxiliar, le añadiremos sus tres ejes *Pin* a través de la ventana mostrada tras presionar el botón *Add* situado abajo a la izquierda (Figura 67).

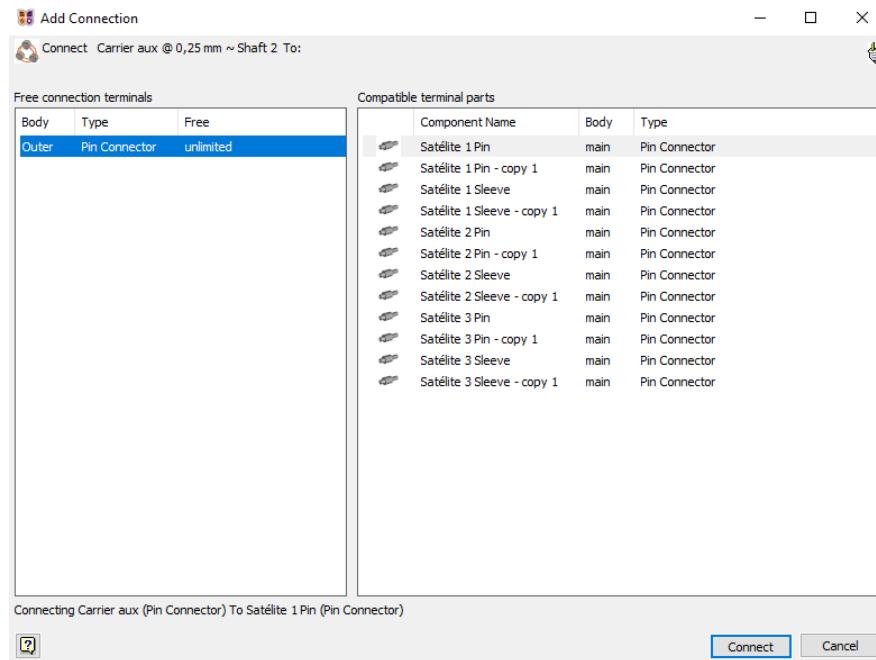


Figura 67: Ventana para añadir los ejes Pin al portasatélites

Dentro de esta ventana seleccionaremos las copias de los tres ejes *Pin* que vamos a acoplar al nuevo carrier, apareciendo entonces una nueva ventana para posicionarlos dentro del mismo, donde podremos definir el offset, el Pitch Circle Diameter o PCD, que es el diámetro del círculo que pasa por el centro de todos los satélites (Figura 68), y la posición angular dentro del carrier.

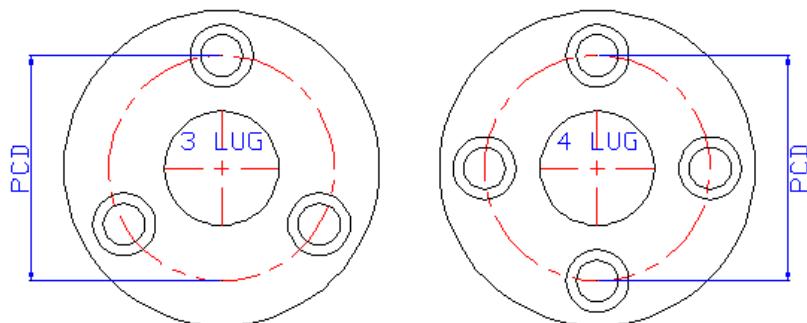


Figura 68: Pitch Circle Diameter

En el grupo creado anteriormente, el programa calcula un valor de PCD de 171,449 milímetros considerando la geometría de todas las ruedas. Como las ruedas de este nuevo grupo son idénticas, se mantiene dicho valor.

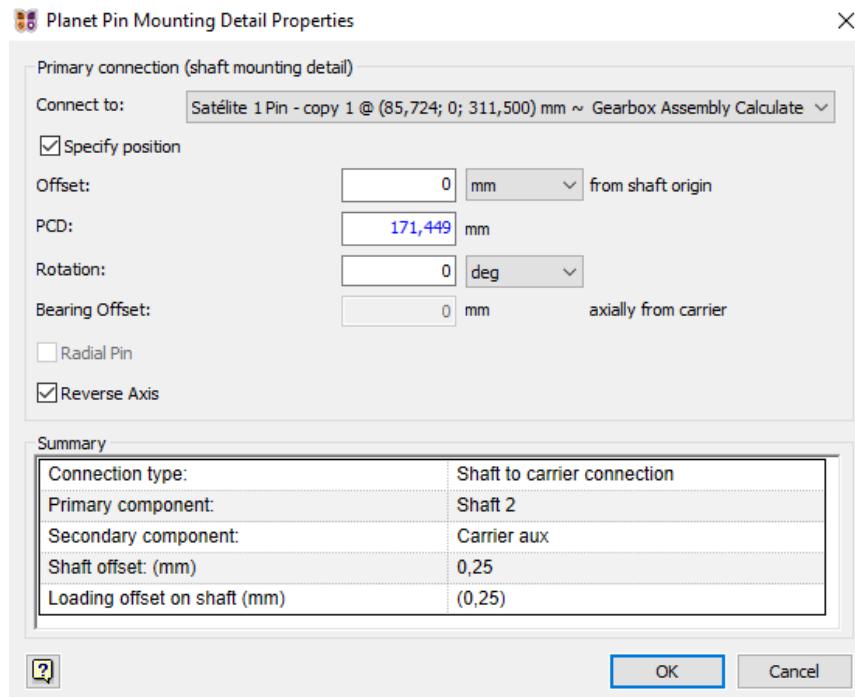


Figura 69: Ventana para situar los Pins en el portasatélites

Dado que este va a ser el carrier del grupo auxiliar, los *Pins* están situados a la derecha de éste, por lo que se debe activar la casilla *Reverse Axis* (Figura 69).

Antes de posicionar los ejes *Sleeve* dentro del grupo nuevo se deben acoplar los engranajes satélite duplicados dentro de estos nuevos ejes copiados. Dentro de la ventana de diseño de cada uno de los *Sleeve* ejes, se hace clic en *Add Gear* para colocar el engranaje numerado correspondiente con un offset de 12'25 milímetros para que quede perfectamente centrado ya que los satélites tienen una anchura de 24'5 milímetros y el offset hace referencia a su centro. Este proceso es el mismo para los 3 satélites.

A continuación, se deben definir los ejes *Sleeve* como el alojamiento externo del cojinete que une el satélite con el portasatélites. Por defecto este elemento está unido internamente con el *Pin* y externamente con el *Sleeve*, pero dado que se han copiado de forma separada estos dos ejes, el *Outer Mounting* del rodamiento no está definido.

Dentro del árbol de diseño se accede a los nuevos cojinetes que se han creado al copiar el grupo epicicloidal de prueba. Haciendo doble clic sobre él se muestran sus propiedades (Figura 70).

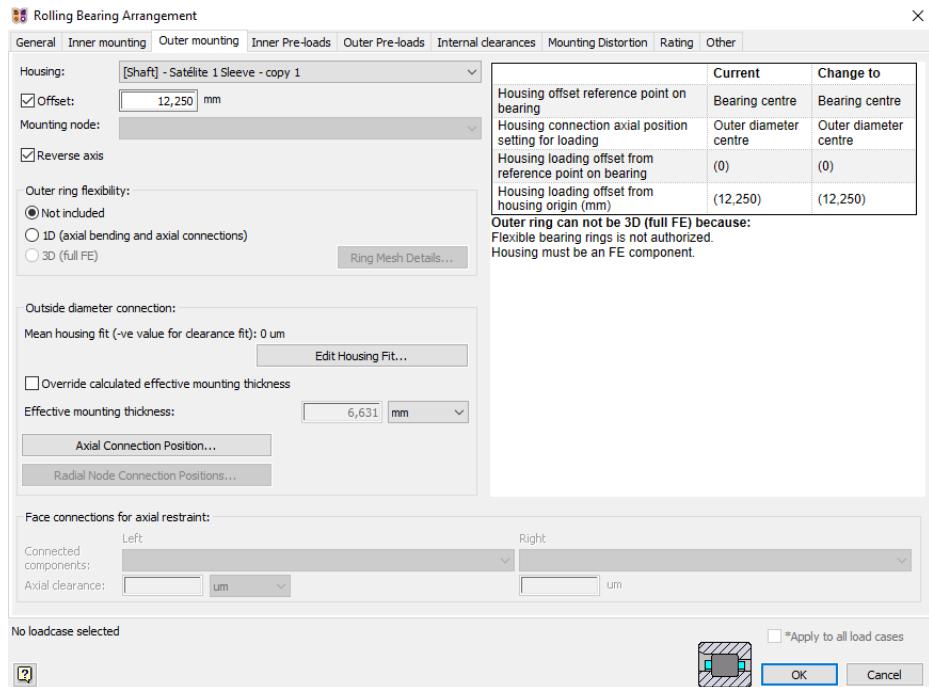


Figura 70: Propiedades del cojinete

En la ventana *Outer Mounting*, se selecciona el eje *Sleeve* numerado correspondiente a cada satélite dentro del desplegable *Housing*, y se especifica un offset de 12'25 milímetros, la mitad del eje, para que el cojinete quede perfectamente centrado dentro de este alojamiento externo.

Una vez esta todo el grupo auxiliar perfectamente definido debe ser posicionado posicionarlo en nuestro modelo. El centro del planeta está montado en el eje interno con un offset de 299 milímetros, dado que su cara izquierda está a 286'5 milímetros (Figura 23), y su anchura es de 25 milímetros.

El cero referencia del eje de la corona, con el engranaje mecanizado en su diámetro interno, de 99 milímetros de espesor, tendrá una posición en Z de 249'5 milímetros para mantener la alineación, que deberá ser sujetado al suelo mediante un *Stiffness Bearing* que permita su giro con respecto al bastidor del banco, a la espera de definir mejor como se permite este movimiento relativo.

El portasatélites del grupo auxiliar está montado en el eje del portasatélites con un offset 0. De esta forma su posición absoluta, que será la misma que la de la cara derecha de los satélites puesto que hemos invertido los ejes, será de 311'25 milímetros, quedando el centro de los satélites a 299 milímetros alineado con el resto de las ruedas del grupo dado que tienen un espesor de 24'5 milímetros.

6.7 AUMENTAR LA COMPLEJIDAD DE LOS RODAMIENTOS

En esta fase, se define de la forma más precisa que permite el programa los cojinetes del conjunto epicicloidal. Mediante cojinetes que permiten un giro relativo entre los componentes que unen, se conecta el eje interno con el bastidor, los satélites con el portasatélites, y la corona auxiliar con el bastidor.

En las fases iniciales de diseño, con el objetivo de comprobar que nuestro modelo funcionaba correctamente, se modelizaron ambos componentes como *Stiffness Bearings* con rigideces por defecto, pero si queremos aproximarnos más a la realidad se deben sustituir por los cojinetes reales.

La solución que se emplea en el banco para conectar el eje interno con el armazón son unos cojinetes compuestos por una estructura que acoge un aceite el cual, cuando el eje interno gira por la acción del motor, lubrica todas las partes en contacto gracias a un colchón de aceite que se produce por un efecto hidrodinámico.

Existe la posibilidad de modelizar este elemento en ROMAX. Para introducirlo, en la ventana de diseño del eje interno, mediante el botón Add Generic Part, de entre todas las opciones se escoge *Journal Bearing With Hydrodynamics*. El programa solicitará que definamos datos de este como el diámetro nominal, la longitud, la holgura y el tipo de lubricante (Figura 71).

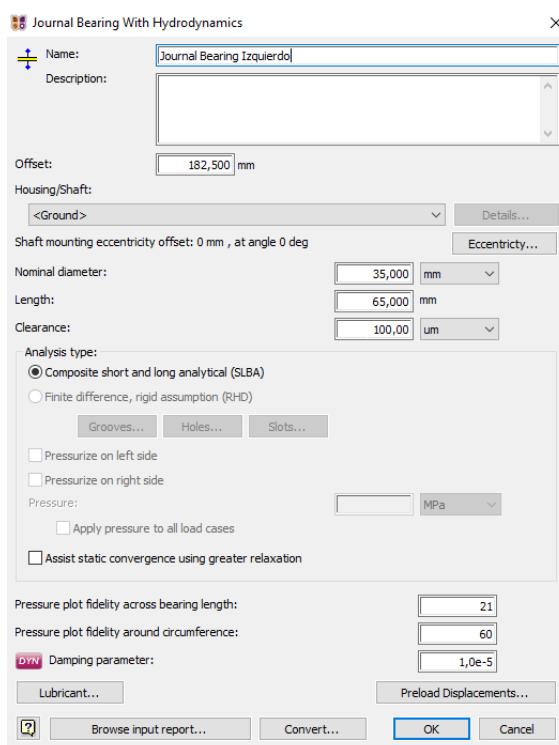


Figura 71: Ventana de edición *Journal Bearing With Hydrodynamics*

Como no se permite modificar un Stiffness Bearing a un cojinete de este tipo de forma directa, éste debe ser borrado y reemplazado por el nuevo elemento.

El cojinete hidrodinámico izquierdo está situado dentro del eje con un offset de 182,5 milímetros y tiene una anchura de 65 milímetros. La sección del eje interno sobre la que se aloja internamente tiene un diámetro de 35 milímetros, con lo que su diámetro nominal tomará ese valor.

El cojinete derecho tiene un offset de 947,5 milímetros y una anchura de 25 milímetros, con un diámetro nominal de 35 milímetros igual que el caso anterior.

La holgura de ambos cojinetes es definida según del criterio del diseñador puesto que no se conoce su valor. Para el modelo se optó porque fuese de 100 um.

El alojamiento externo predeterminado de los cojinetes será el suelo. Debido a que el suelo tiene una rigidez infinita, la cara externa de los rodamientos no sufre ninguna deformación durante las simulaciones. Esto no es una situación realista ya que deberían ir montados sobre un bastidor, con una rigidez finita determinada por sus características físicas. Sin embargo, dado que el bastidor del banco es muy resistente, se considera una simplificación oportuna que los rodamientos estén unidos por su cara externa al suelo.

El lubricante se definirá posteriormente para el ensamblaje completo de tal forma que influya sobre todos los componentes, incluido este tipo de cojinetes.

En la representación tridimensional, los cojinetes hidrodinámicos vienen representados como un recubrimiento de color amarillo sobre el eje a lo largo de toda su anchura.

Para la unión de los satélites con su correspondiente portasatélite, la opción escogida en el banco de pruebas fueron unos rodamientos de rodillos, de la marca INA, modelo SL183006 (Figura 72).



Figura 72: Rodamiento de rodillos INA SL183006

Tras convertir el portasatélites en fases anteriores a su versión *Detailed*, ROMAX generó de forma automática dos cojinetes de rigidez o *Stiffness Bearing* para unir el *Pin* y el *Sleeve* de cada satélite, de los cuales uno de ellos será borrado y el restante sustituido por el rodamiento de rodillos INA SL183006. Se debe repetir el proceso en los 3 satélites.

Para modificar los *Stiffness Bearing* a este nuevo componente, a través de su ventana de diseño se presiona el botón *Convert...* (Figura 73).

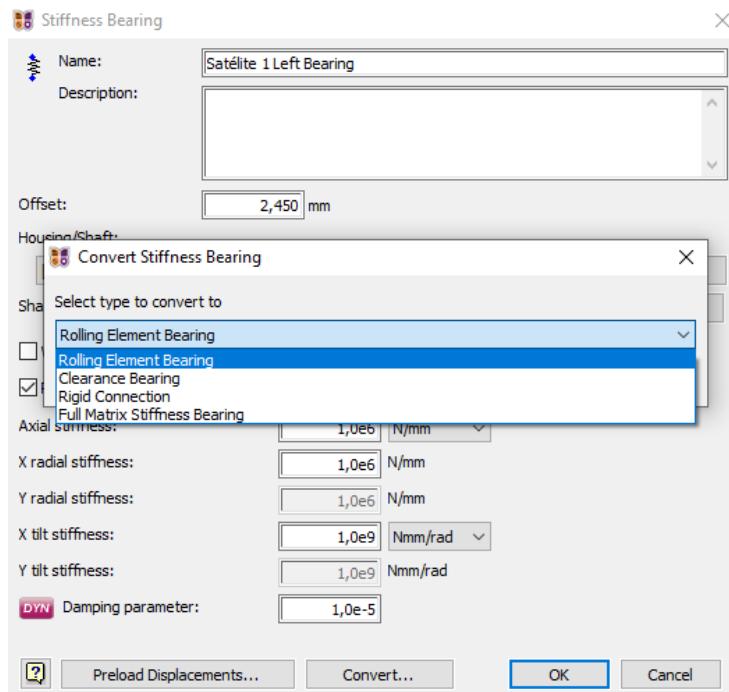


Figura 73: Transformación de un *Stiffness Bearing*

Haciendo clic en él, se muestra un desplegable donde puede ser transformarlo en diferentes elementos, de entre los cuales se escoge la opción *Rolling Element Bearing*, es decir, un cojinete de rodamiento, componente del cual ROMAX facilita un catálogo bastante extenso de piezas reales (Figura 74). Una vez que se da el paso de modificar el *Stiffness Bearing* no es posible volver atrás.

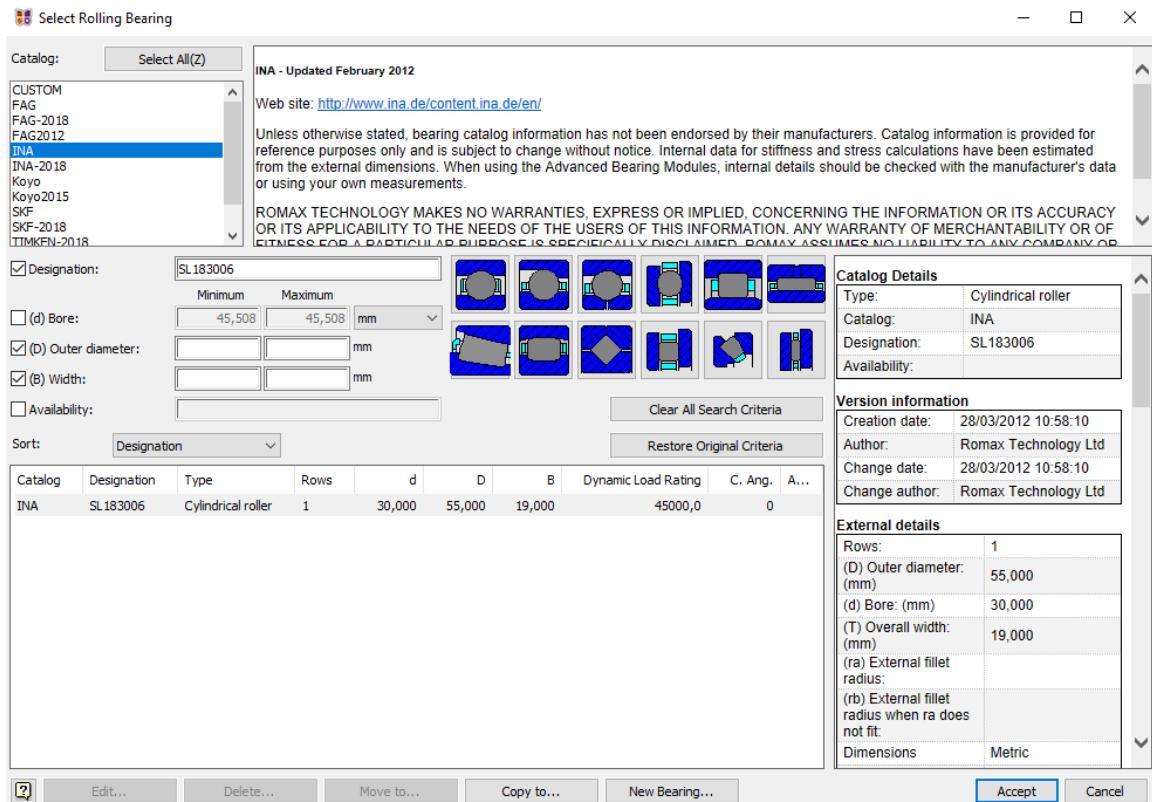


Figura 74: Catálogo de rodamientos en ROMAX

Dado que el listado de rodamientos es grande, ROMAX permite al usuario aplicar una serie de filtros para concretar la búsqueda en el catálogo, pudiendo delimitar el tipo de rodamiento (de bolas, de agujas, cónico...) la marca, el modelo o las dimensiones.

ROMAX también permite modificar rodamientos ya existentes para adaptarlos a las condiciones particulares del diseño, dejando al usuario redefinir parámetros geométricos o de distribución de componentes (número de rodillos, longitud de estos...). Estos componentes personalizados, fuera del catálogo, quedan guardados en la ventana *CUSTOM*.

Se busca el rodamiento INA SL183006 usando el catálogo de ROMAX, filtrando todos los posibles resultados al definir la marca en la ventana superior izquierda y el modelo en la casilla *Designation* (Figura 74).

Según el programa, se trata de un rodamiento con un diámetro interno de 30 mm, un diámetro externo de 55 mm. y una anchura de 19 mm, con una fila de 18 rodillos en su interior.

Debido a esto, para que los ejes *Pin* encajen dentro del rodamiento, su diámetro debe ser de 30 milímetros, mientras que el hueco interno de eje *Sleeve*, para acoger el rodamiento debe tener un diámetro de 55 milímetros.

El rodamiento que se emplea en el banco es una versión ligeramente diferente del INA SL183006 que, como se puede apreciar en la Figura 72, posee 19 rodillos pese a que el catálogo muestra que dicho rodamiento tiene 18. El componente debe ser modificado para que cuente con esta característica de diseño mediante las herramientas de personalización de rodamientos de ROMAX.

Para ello, haciendo clic sobre el componente *Rolling Bearing* dentro del árbol de diseño, a través de la pestaña *General*, se pueden modificar los datos de este en la ventana *Edit Details...* (Figura 75).

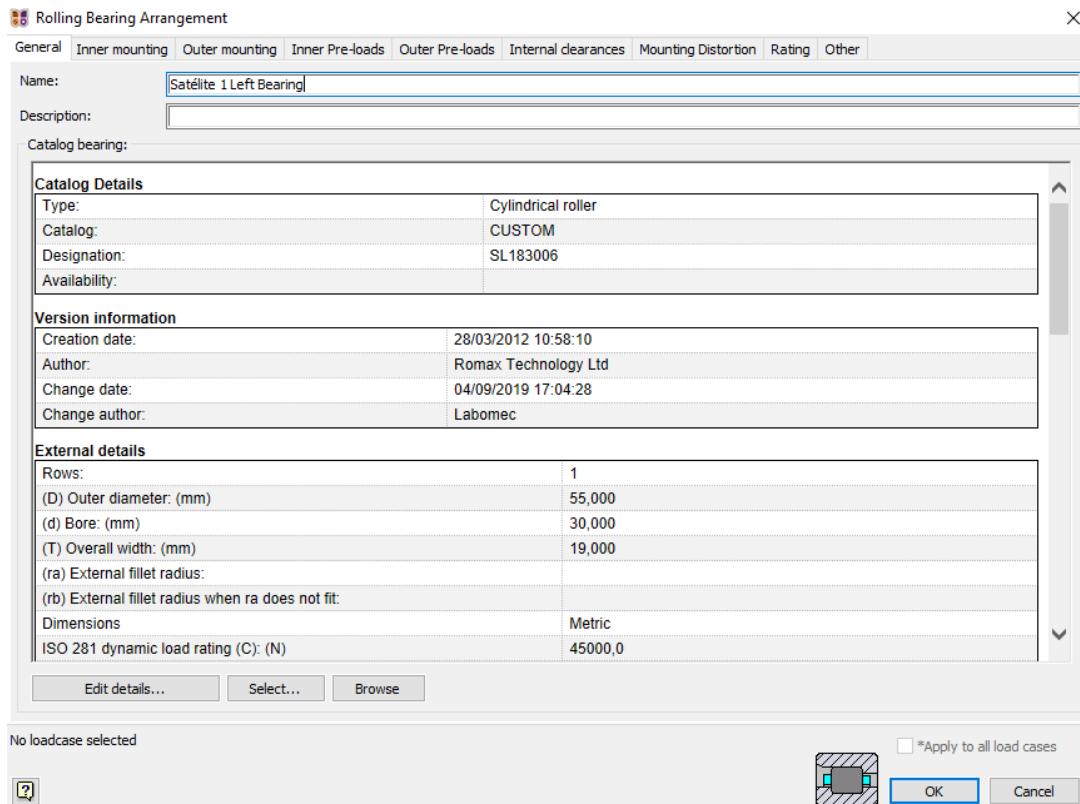


Figura 75: Ventana de diseño de rodamientos

Tras presionar el botón *Edit details...* se abrirá una ventana (Figura 76) en la que se preguntará al usuario si desea aplicar los cambios a todos los engranajes del mismo tipo. Conviene responder afirmativamente puesto que el mismo rodamiento está presente en los seis satélites del modelo e interesa que se modifiquen todos a la vez para ahorrar tiempo en el diseño.

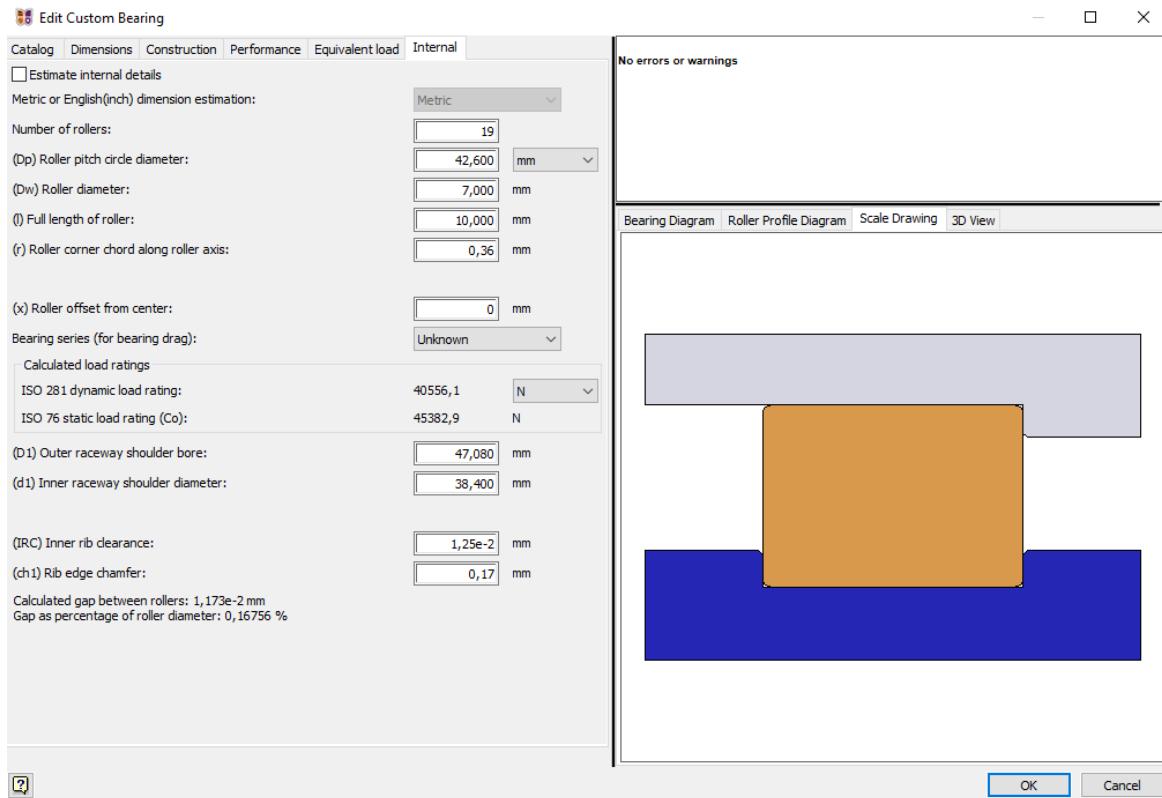


Figura 76: Ventana Edit Custom Bearing

Dentro de la pestaña Internal de la ventana Edit Custom Bearing (Figura 76), variamos el número de rodillos de 18 a 19.

En la pestaña *Inner Mounting* (Figura 77) dentro de la ventana de la Figura 75 definimos la posición del centro del rodamiento respecto al elemento que va montado en su interior, que en este caso es el eje *Pin* del satélite, de 24'5 milímetros de longitud. Dado que el offset marca la posición del plano medio del rodamiento, se define como la mitad de la longitud, es decir, 12'25 milímetros, quedando de esta forma centrado dentro del mismo.

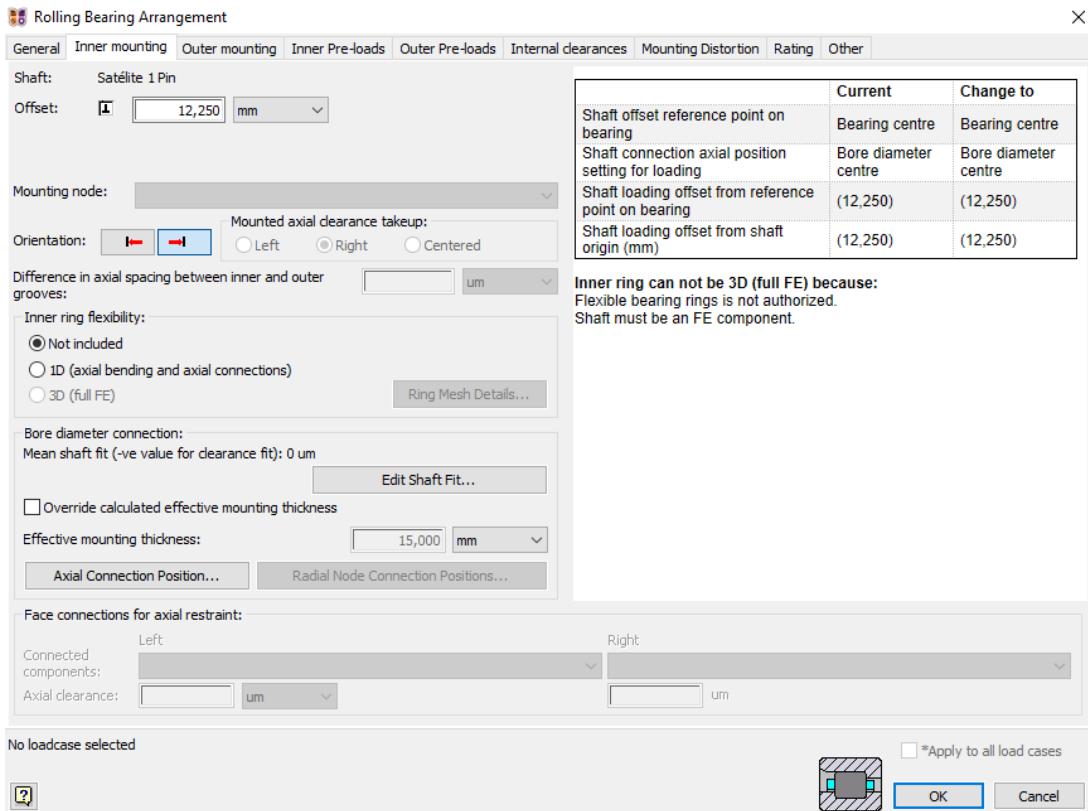


Figura 77: Pestaña Inner mounting

La pestaña Outer Mounting (Figura 78) permite hacer lo mismo pero esta vez haciendo referencia a la posición del centro del rodamiento respecto al elemento externo del mismo. En el caso de los cojinetes de rigidez de forma predeterminada es el suelo, pero no es el caso de este rodamiento, que une el eje *Pin* del satélite con su eje *Sleeve*, sobre el que van los dientes, permitiendo el giro entre ambos. El elemento externo será el *Sleeve*, de 24'5 milímetros de anchura, por lo que nuestro offset será la mitad, 12'25 milímetros, para tener centrado el rodamiento.

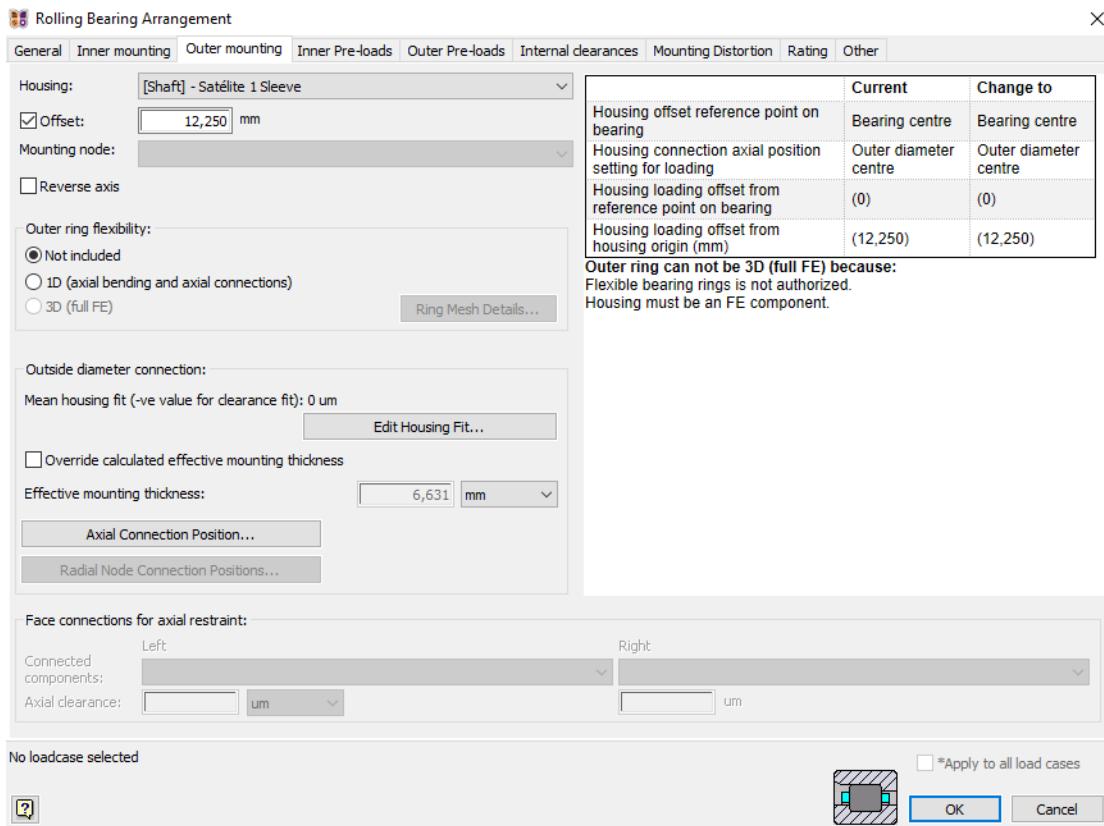


Figura 78: Pestaña Outer mounting

Como se aprecia en la Figura 79, una vez hemos caracterizado de una forma más precisa nuestro rodamiento su representación en la interfaz del programa varía.

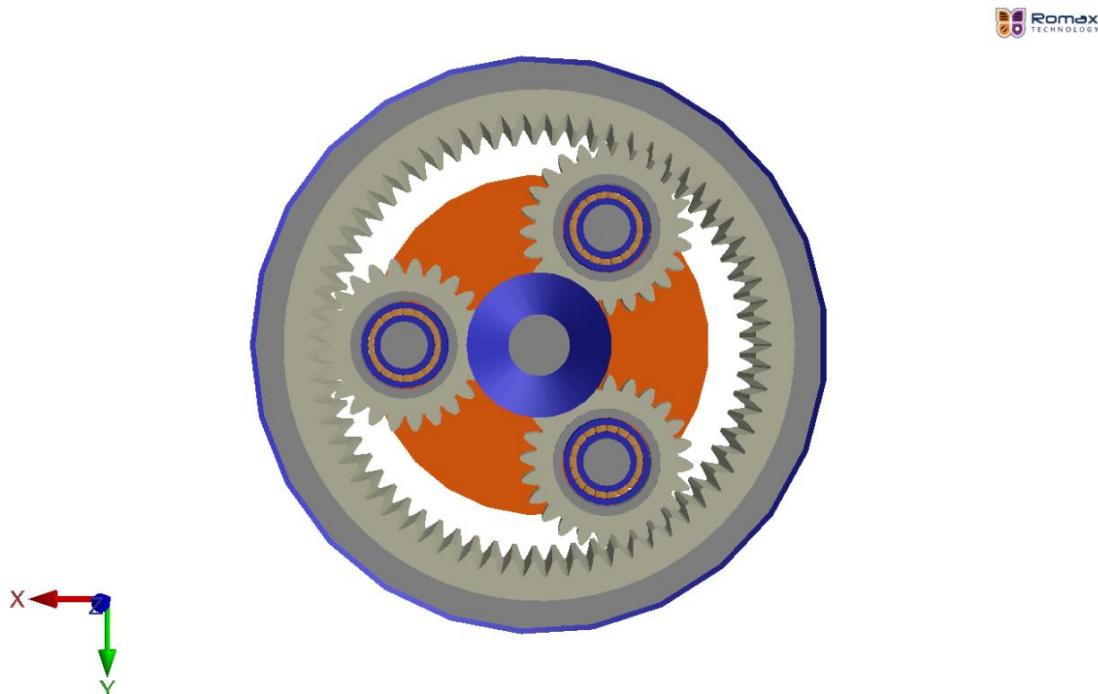


Figura 79: Representación tridimensional de los rodamientos en ROMAX

Mientras que los Stiffness Bearings son representados como un aro azul que recubría el eje, ahora que los cojinetes han sido caracterizados de una forma más precisa como rodamientos, se pueden ver los casquillos interno y externo, así como los rodillos entre ambos elementos.

El giro relativo entre la corona auxiliar y el armazón es mínimo, y era hasta el momento modelizado como un *Stiffness Bearing*. En la realidad el movimiento entre ambos componentes se produce por fricción, facilitado por la acción de un lubricante que disminuye el rozamiento entre ambas partes en contacto. Este tipo de relación se puede modelizar mediante la herramienta *Clearance Bearing*.

Haciendo clic en *Convert...* al seleccionar el *Stiffness Bearing*, se escoge *Clearance Bearing* de entre las opciones que se muestran en el menú desplegable (Figura 739, pudiendo modificar sus parámetros en la ventana de la Figura 80.

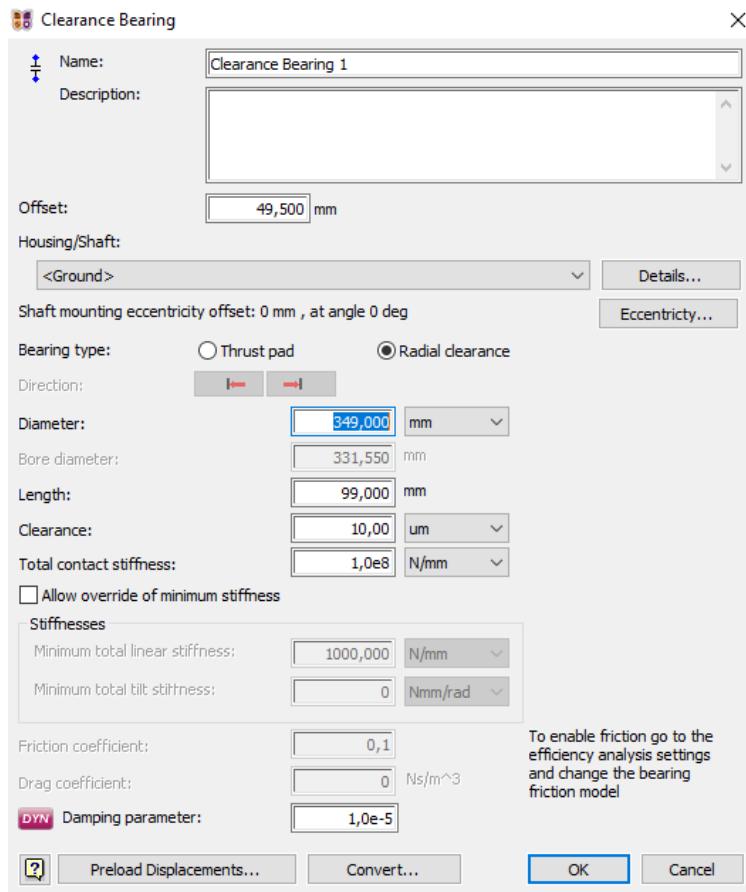


Figura 80: Ventana de definición de un Clearance Bearing

El diámetro externo de la corona es 349 milímetros. Debido a que el contacto se realiza en toda la anchura de la corona, su longitud será igual a la anchura de ésta, 99 milímetros. Los valores de holgura y rigidez total de la zona de contacto son elegidos a criterio personal dado que no se conoce el dato exacto. De momento su valor será definido como 10 um.

Este tipo de cojinete aparecerá representado en nuestro modelo como un recubrimiento azul sobre el eje en el que va montado.

Ahora que ya están definidos de forma más precisa todos los rodamientos del modelo, el siguiente paso es determinar de cuál es el aceite que empleamos en el modelo para simular la lubricación, que en el caso del banco de pruebas es el ISO VG 220, a través del botón *Lubricant*, dentro de la pestaña *Modeling* (Figura 81).

Se debe acceder a la ventana de selección del tipo de lubricante con la ventana de diseño del ensamblaje completo abierta, de tal forma que el aceite seleccionado afecte a todos los componentes de nuestro modelo. Es posible comprobar que esto ocurre si en la parte superior de la ventana (Figura 81) aparece escrito *Select lubricant for: Gearbox Assembly*.

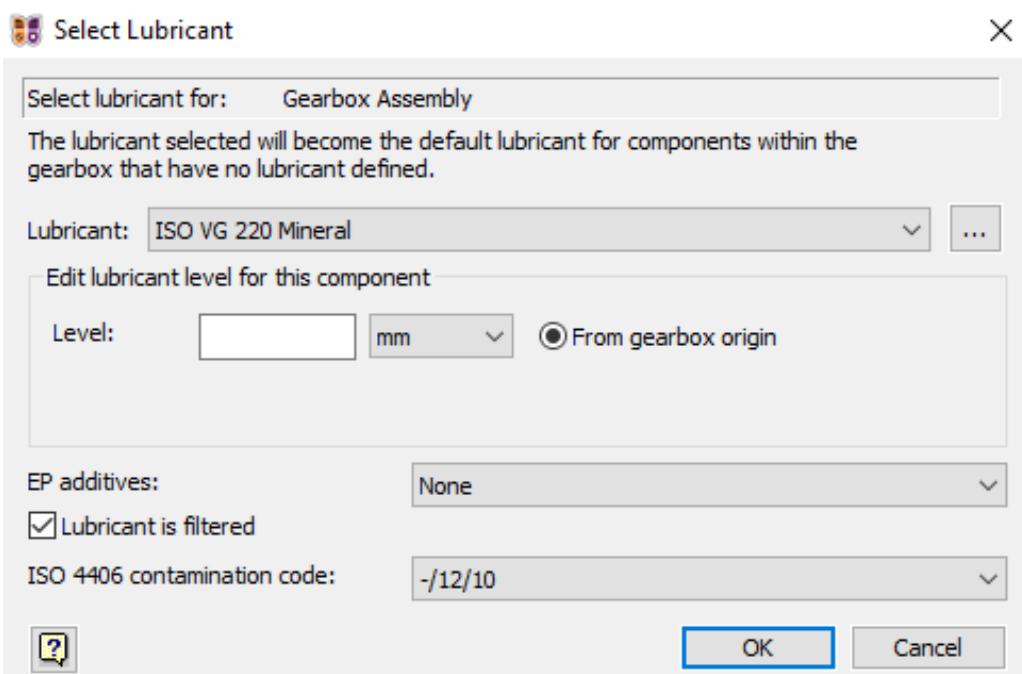


Figura 81: Ventana de selección de lubricante

Las características del lubricante se verán afectadas por las condiciones ambientales del ensayo, sobre todo de la temperatura, cuyo valor es posible definir cuando se edita un Load Case.

6.8 DEFINIR LOAD CASES

El primer paso a la hora de definir los casos de carga que aplicaremos a nuestro sistema es definir las entradas y salidas de potencia de nuestro sistema. En el banco no existe una salida de potencia como tal, toda la potencia que produce el motor se consume dentro del sistema.

Los nodos de entrada y salida de potencia se emplean en ROMAX para especificar en qué lugar del sistema entrará el par proveniente de una fuente externa, y en qué lugar se producirá la salida de dicho par. ROMAX no diferencia entre nodos de entrada y salida de potencia. Lo que define que sea de un tipo u otro es la velocidad y el sentido de giro, a partir de los datos del par que se han especificado en el ensayo.

En el caso que nos ocupa, la carga, que cuelga de un brazo, inducirá el par a la corona del grupo auxiliar. El motor proporciona movimiento y par, pero en menor medida que el brazo, con el único propósito de compensar las pérdidas de potencia del sistema.

Por lo tanto, se definen dos entradas de potencia en nuestro modelo. La primera de ellas en el eje interno, donde se especifican el movimiento y el par que el actuador transmite al mismo.

Para ello, dentro de la ventana de diseño del eje presionamos el botón *Add Power Load* y hacemos clic en el eje, apareciendo una ventana donde introducir el nombre y posición axial de dicho nodo de potencia (Figura 82).

La entrada del motor se aplica con un offset de 0 ya que el banco va empalmado con el eje del motor en esa posición, siendo su nombre, por ejemplo, *Motor eléctrico*.

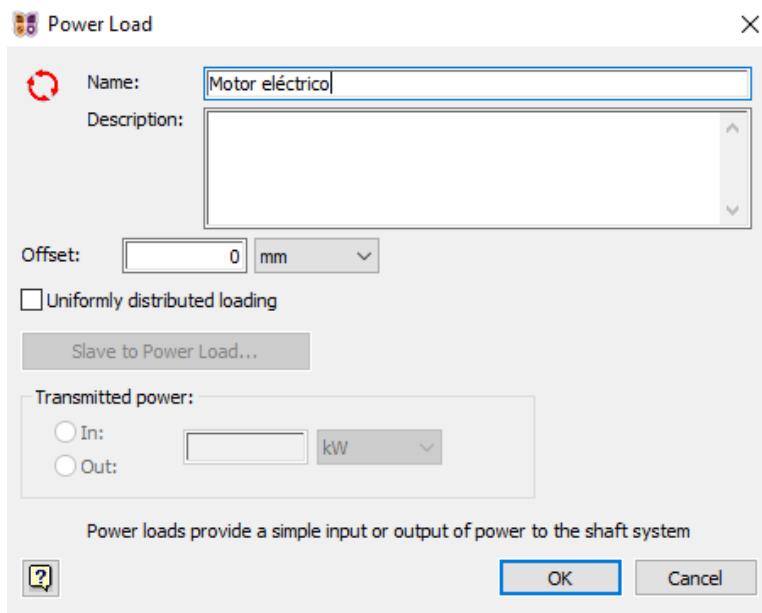


Figura 82: Ventana Add Power Load

Se repite el procedimiento con la segunda entrada de potencia, de nombre *Par externo* esta vez sobre el eje de la corona auxiliar, con un offset de 49'5 milímetros para que actúe en la mitad de los 99 milímetros de anchura de la corona (Figura 25), y marcando la casilla *Uniformly distributed loading*, para que torsione toda la anchura del eje. Ambas entradas aparecen representadas como flechas que rodean el eje.

Editar un caso de carga es posible a través de la pestaña *Loading*, haciendo clic sobre el botón *DC editor* (Duty Cycle editor). En la ventana Duty Cycle editor (Figura 83) se pueden definir ciclos de trabajo, y añadir a cada uno de ellos todos los casos de carga de los que esté compuesto. Por defecto aparece creado un ciclo de trabajo en el ensamblaje, de nombre *DC for Gearbox Assembly*.

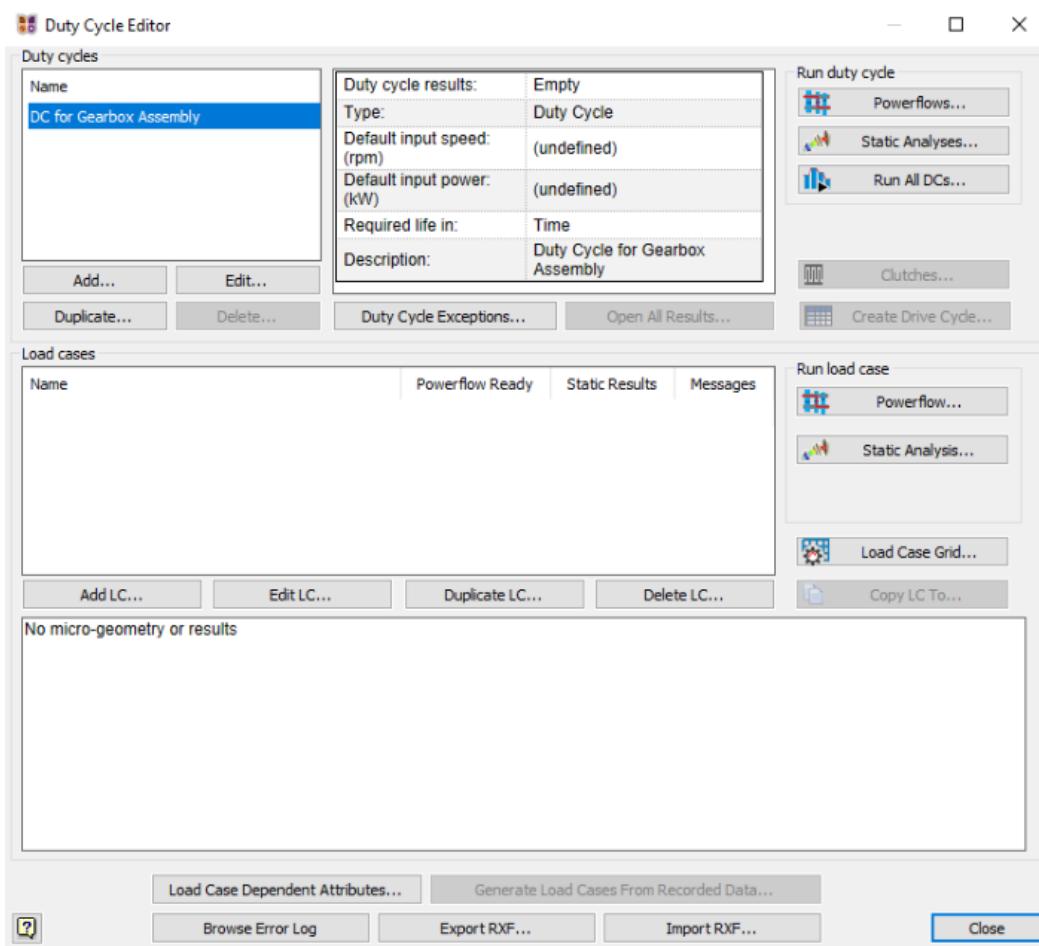


Figura 83: Ventana Duty Cycle Editor

Seleccionando en la parte superior izquierda el ciclo de trabajo que se desee definir, se le pueden añadir casos de carga a través del botón *Add LC...* (Figura 84).

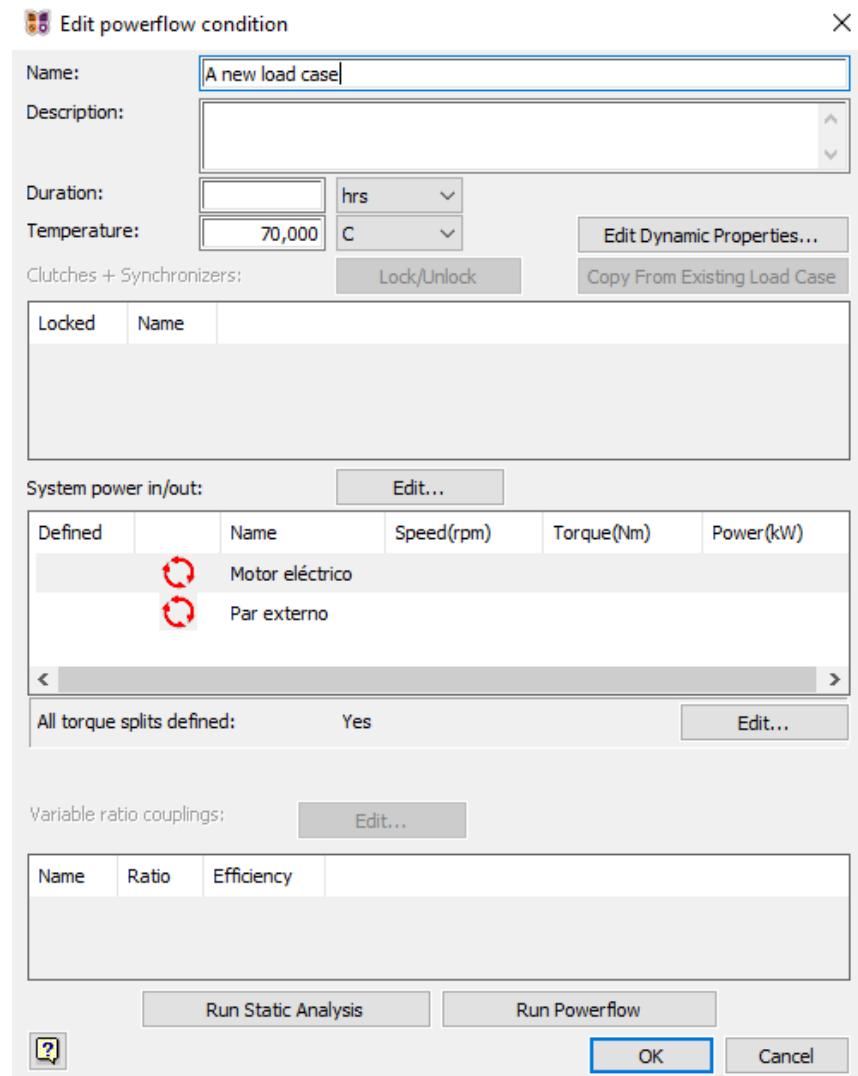


Figura 84: Ventana Add Load case

Como se puede apreciar, para un *Load Case* es posible especificar su y temperatura a la que tiene lugar, siendo ambos aspectos importantes en cuanto a la vida útil de los componentes del sistema. Haciendo doble clic sobre cada nodo de potencia del sistema, se pueden definir la velocidad de giro del eje, el torque y la potencia transmitida, dependiendo el tercer factor de los otros dos (Figura 85).

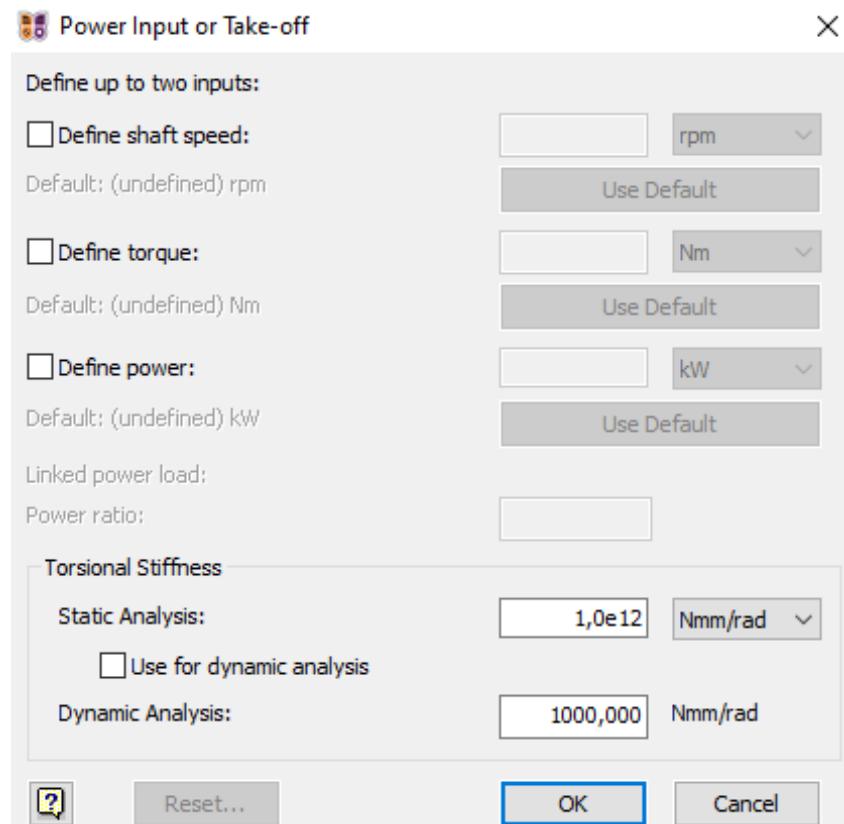


Figura 85: Ventana para definir nodos de potencia

A la hora de definir el torque, se debe de tener en cuenta la forma en la que ROMAX interpreta su signo. La figura 80 es bastante aclaratoria al respecto.

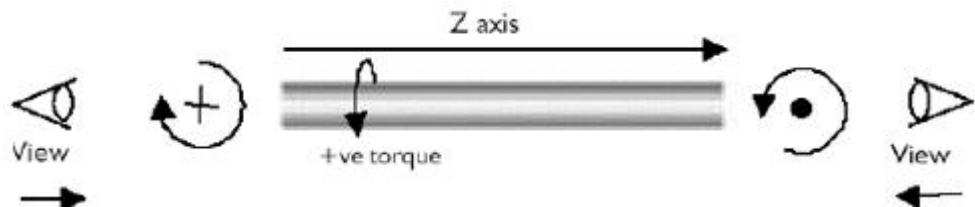


Figura 86: Sentido del par

6.9 OBTENCIÓN Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

Para la obtención de resultados en el modelo, se va a definir *el Load Case 1*, con unos valores de velocidad del eje de 50 rpm y un par aplicado externamente de 400 Nm, que se introducen en los nodos de potencia *Motor Eléctrico* y *Par Externo*. Dicho caso de carga se aplica en el modelo por una duración de 10 horas con una temperatura de funcionamiento de 70 grados (Figura 87).

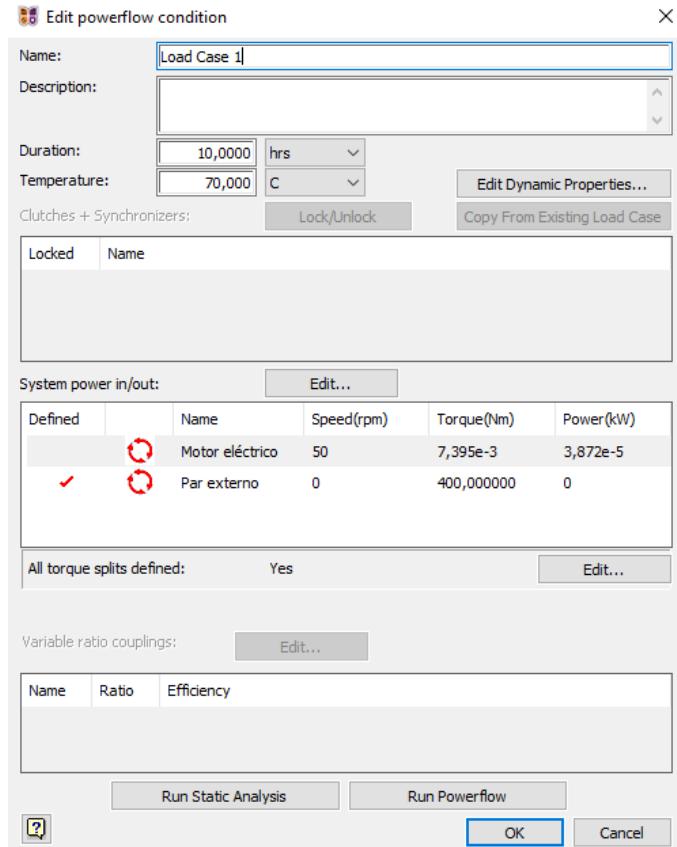


Figura 87: Load Case 1

Para realizar el análisis estático, que permite obtener la mayoría de los datos mostrados a continuación, a través de la ventana de diseño del ensamblaje completo se pulsa el botón *Run*, en la parte superior derecha de la pantalla, habiendo seleccionado previamente el *Load Case* bajo cuyas condiciones se pretende obtener los resultados.

Tras ejecutar el análisis mediante el Solver, aparece una ventana (Figura 88) informando sobre los problemas que tiene el modelo, diferenciados en dos tipos, los errores, mostrados en color rojo, que impiden que el modelo pueda ser calculado dado que no funciona correctamente (no está completamente restringido, la geometría de los engranajes es incompatible y provoca colisiones, etcétera...) y las advertencias, mostradas en color azul, que permiten realizar el análisis pero con el aviso por parte de ROMAX de que los datos pueden ser erróneos, debiendo ser el usuario del programa el que bajo su criterio los considere como válidos o no.

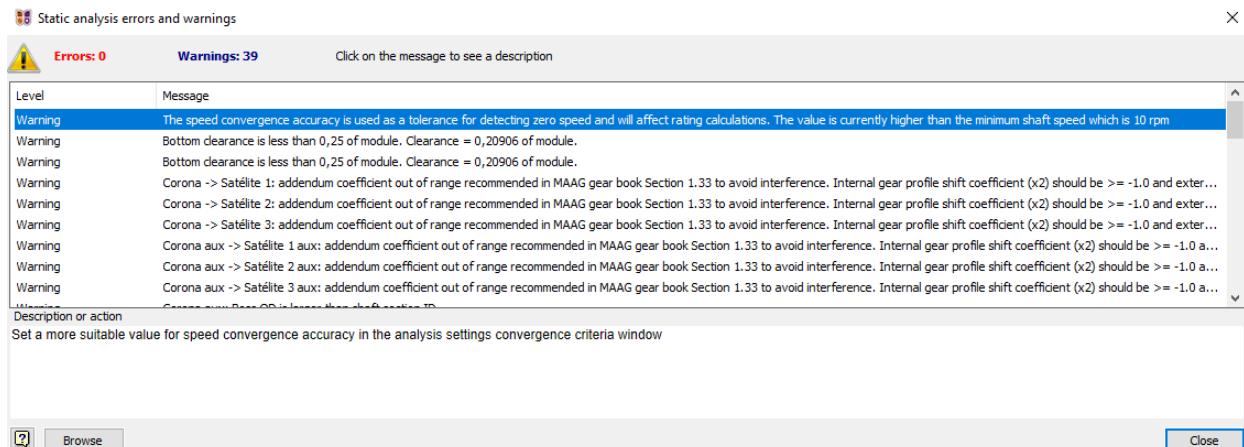


Figura 88: Errores y advertencias en el modelo

En dicha ventana aparece, para cada uno de los problemas del modelo, una recomendación aportada por el programa sobre la forma de solucionarlo, que se muestra en la parte inferior. Al no existir errores, el Solver puede ejecutar el análisis estático. No obstante, conviene revisar las advertencias para asegurar que los resultados que se obtienen tienen validez.

En la primera advertencia ROMAX advierte que la tolerancia de convergencia de velocidades del modelo, que indica en qué momento se deja de realizar las iteraciones, es demasiado alta teniendo en cuenta las velocidades angulares del modelo (50 rpm en el caso del eje interno, como se define en el Load Case 1). Este valor puede ser modificado a través de la pestaña *Analysis, Settings*.

En la pestaña *Convergence criteria* (Figura 89) se modifica el valor de *Speed convergence accuracy* de 10 rpm como estaba anteriormente, a 1 rpm. Tras realizar esto, se puede comprobar al volver a analizar estáticamente el modelo bajo el Load Case 1 que la advertencia desaparece.

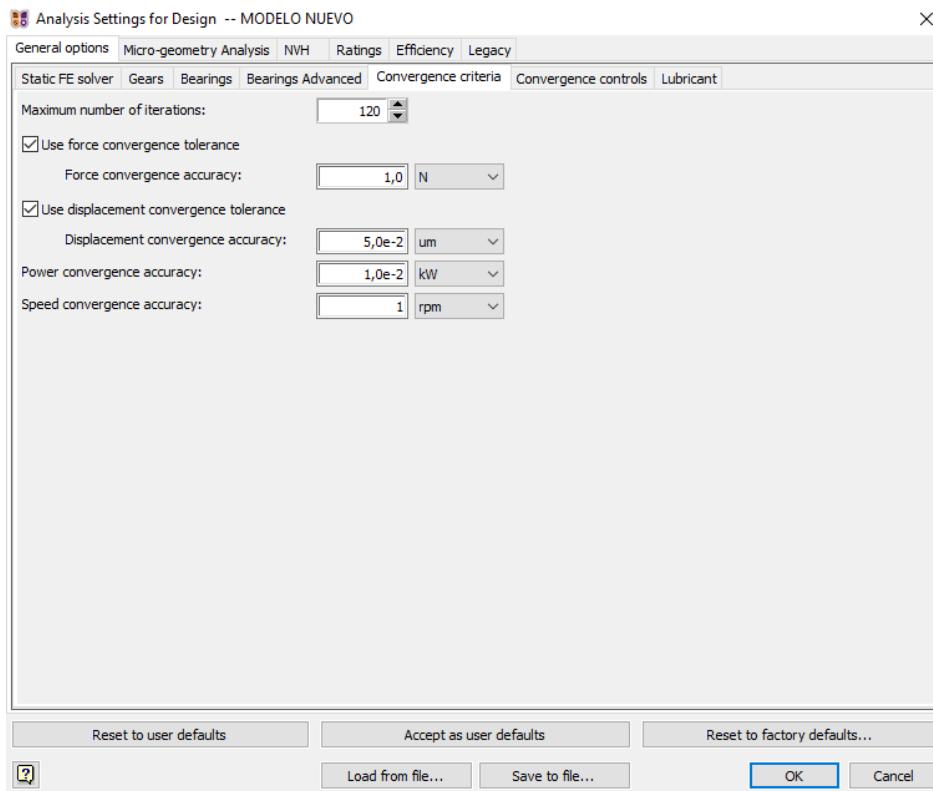


Figura 89: Modificaciones en los parámetros de análisis estático

El resto de las advertencias sobre el modelo a la hora de aplicarle un análisis estático hacen referencia a los datos de microgeometría, pero no van a ser tenidas en cuenta.

6.9.1 Deformaciones, fuerzas, momentos y solicitudes de los ejes

Acceder a las deformaciones de los ejes bajo carga es posible a través de la pestaña *Reports, View Deflections*. ROMAX carga una ventana en la que se puede ver el modelo coloreado en función del nivel de deformación a la que se ve sometido en las condiciones de trabajo definidas en el *Load Case* que se haya escogido para realizar el análisis estático.

Por defecto todos los ejes del modelo son de un acero con las siguientes características, a las que se accede a través de la ventana de diseño del eje, en la pestaña *Modeling, Material* (Figura 90).

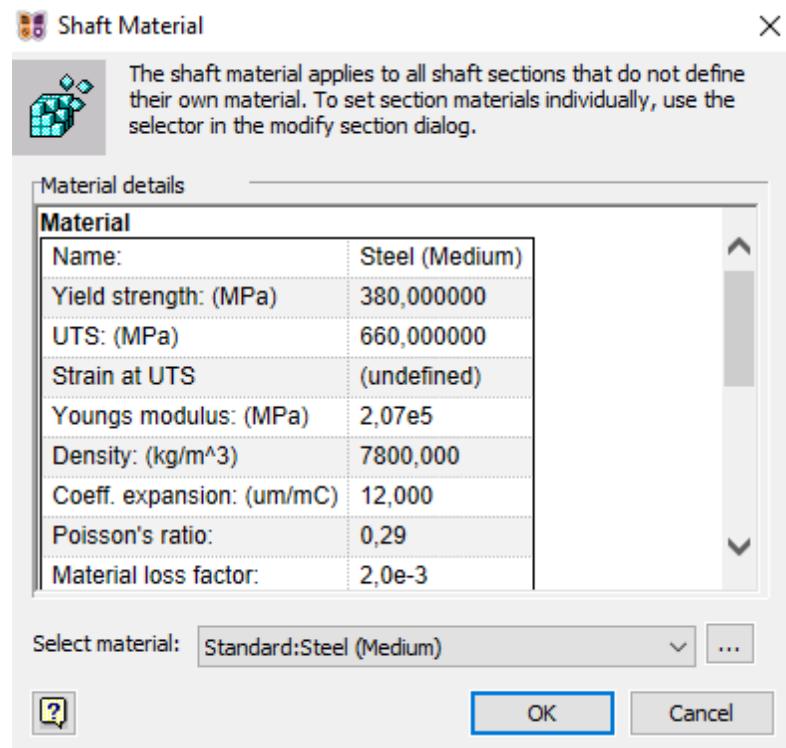


Figura 90: Propiedades del material de los ejes

Los valores de la escala de colores pueden ser modificados por el usuario a través del botón *Edit Settings*, representado en esta ventana como una llave inglesa, desactivando la opción de valores por defecto, que oscilan entre el valor máximo y mínimo de deformación calculados por el programa durante el cálculo estático, como se puede apreciar en la Figura 91. Se dejan los valores por defecto puesto que los dibujos representan así la deformación de una forma más precisa y visual.

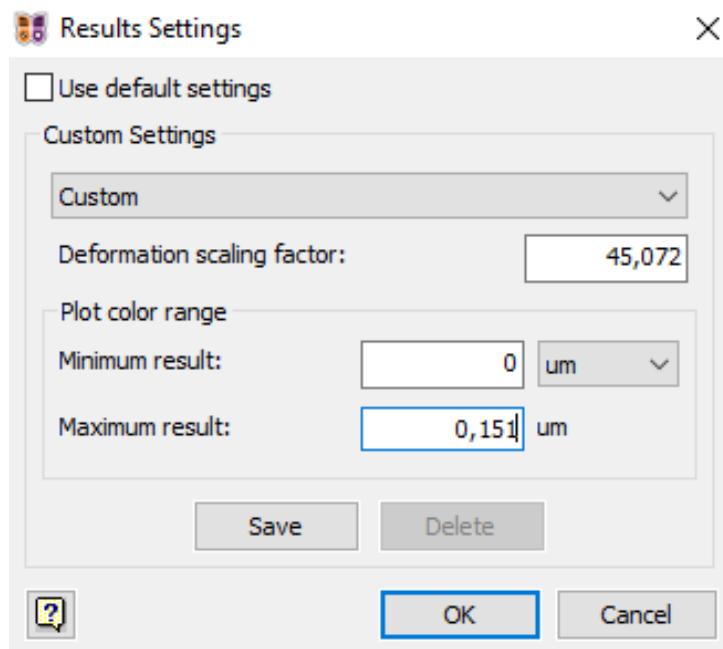


Figura 91: Ventana Edit Settings

Por otro lado, mediante un desplegable en la parte superior de la ventana se puede indicar al programa qué tipo de deformación o rotación debe ser mostrada en pantalla, en los tres ejes del espacio de forma separada, o si por el contrario se desea representar la deformación en valor absoluto, como es el caso de las Figuras 92 y 93.

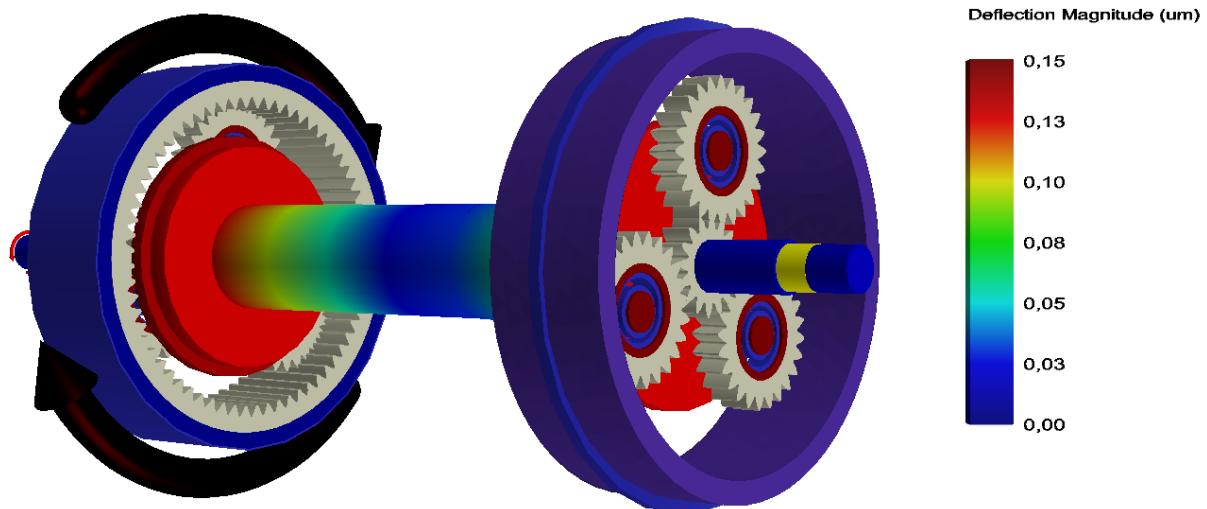


Figura 92: Deformación absoluta de los ejes

Como se puede apreciar en la imagen, los ejes más deformados son los del portasatélites, y los Pin y Sleeve de los satélites, alcanzando valores pico de 15 um. A través del árbol de diseño es posible ocultar el eje del portasatélites presionando el círculo azul a su derecha una vez para hacerlo translúcido o dos veces para ocultarlo del todo, pudiendo de esta forma visualizar el eje interno sin problema para comprobar sus deformaciones (Figura 93).

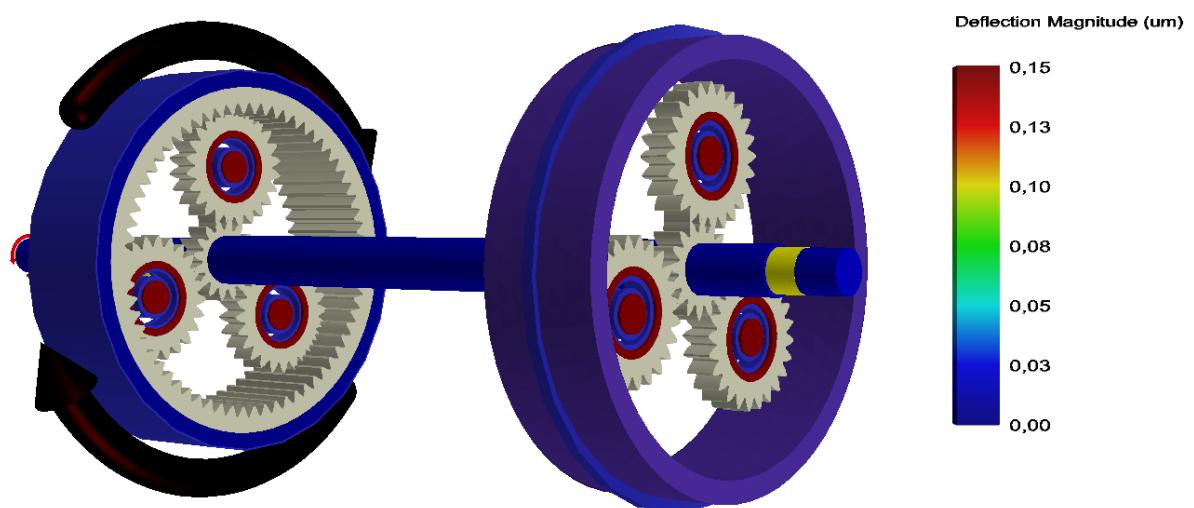


Figura 93: Deformación absoluta de los ejes

El eje interno no parece deformarse bajo la acción del *Load Case 1*.

Para visualizar los momentos, fuerzas y diferentes tipos de estrés (torsión, flexión) aparecen en los ejes durante su funcionamiento, se debe pulsar el botón *View Shaft Results* en la pestaña *Reports*, *Shafts*, siempre y cuando esté resuelto el análisis estático con el caso de carga bajo el cual se pretanden obtener los resultados, en este caso el *Load Case 1*.

Tras acceder a los resultados de los ejes, automáticamente se despliega una ventana (Figura 94), en la que mediante el botón *Add>* se especifica en el recuadro de la derecha los ejes del modelo de los que se quiere extraer información a la vez, sin necesidad de ir uno por uno.

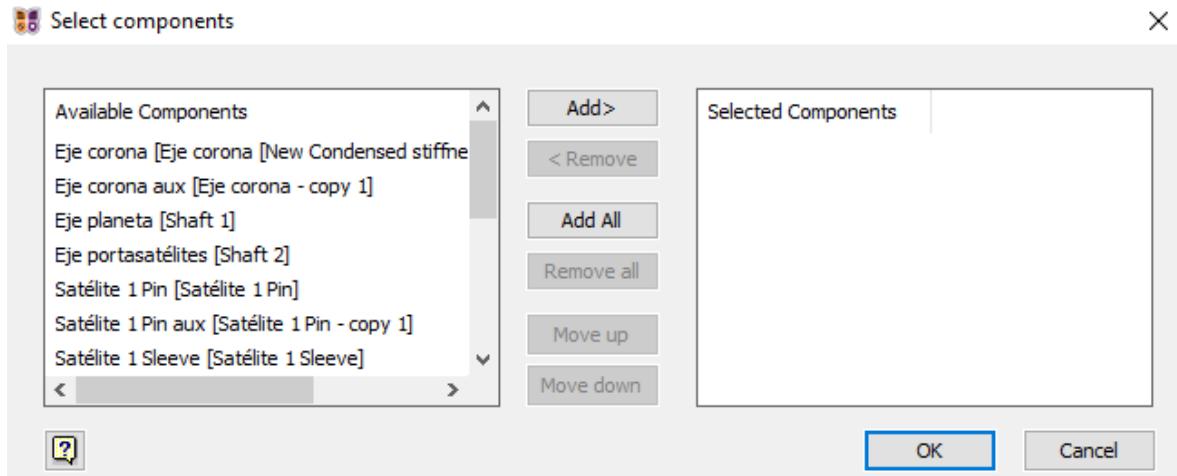


Figura 94: Ventana *View Shaft Results*

En la Figura 95 se muestran los resultados de momento respecto al eje Z del eje interno de nuestro banco. En el recuadro de la zona superior izquierda aparecen los valores que se calculan con respecto a cada uno de los nodos definidos en el eje por el programa. El recuadro de la parte superior derecha muestra el valor del momento en cada nodo. Aparecen momentos de valor absoluto 49,23 Nm. en los nodos que relacionan los planetas con el eje.

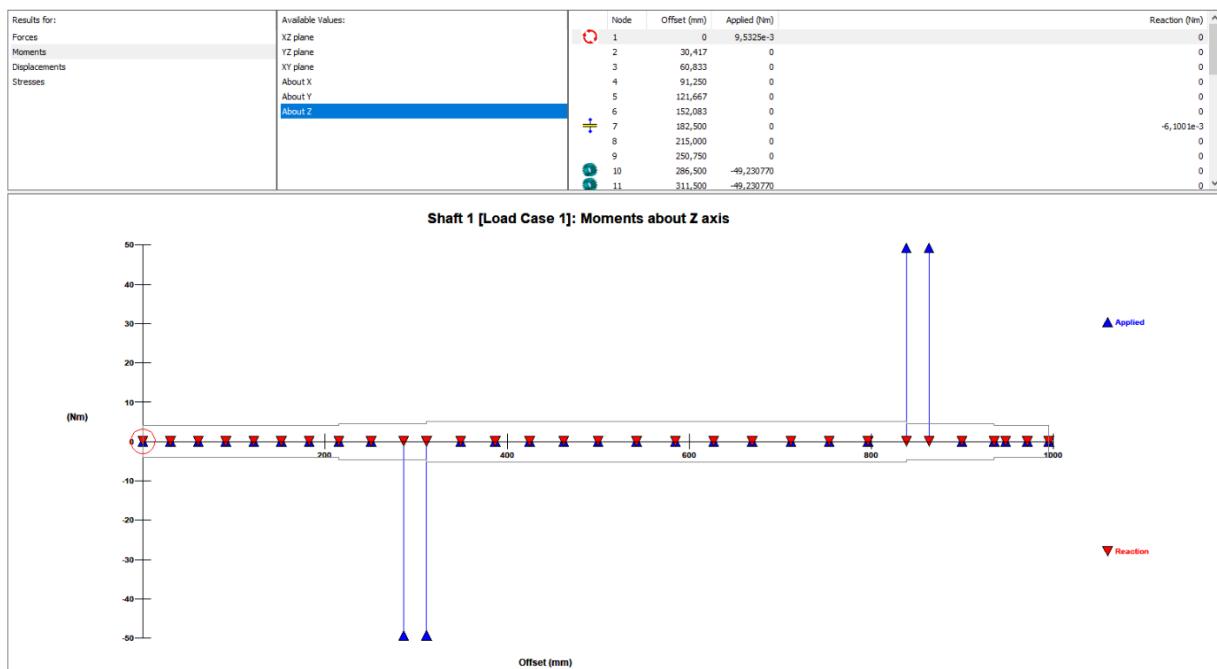


Figura 95: Momentos con respecto al eje Z presentes en el eje interno

Dado que en el *Load case 1* sólo se ha definido un momento que interactúa con el modelo, el que entra a través de la corona del grupo auxiliar, no aparecen fuerzas en ninguno de los nodos del eje.

Si por ejemplo se define una carga puntual con valor 100 N en el eje Y en un punto del eje, mediante la herramienta *Point Load Moment* (Figura 96) en la ventana de diseño de éste, es posible comprobar de qué forma interactúa dicha fuerza con el eje.

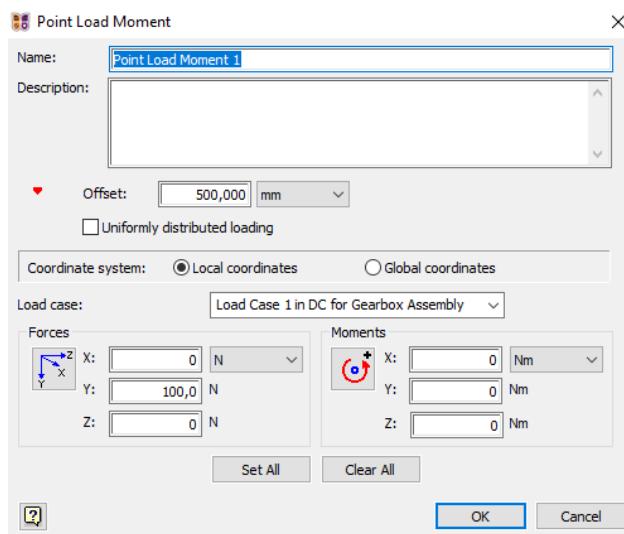


Figura 96: Ventana Point Load Moment

Seleccionando de entre las opciones las fuerzas en la dirección Y se muestran las fuerzas aplicadas y las reacciones en los apoyos, que en este caso son los dos cojinetes hidrodinámicos del eje interno (Figura 97).

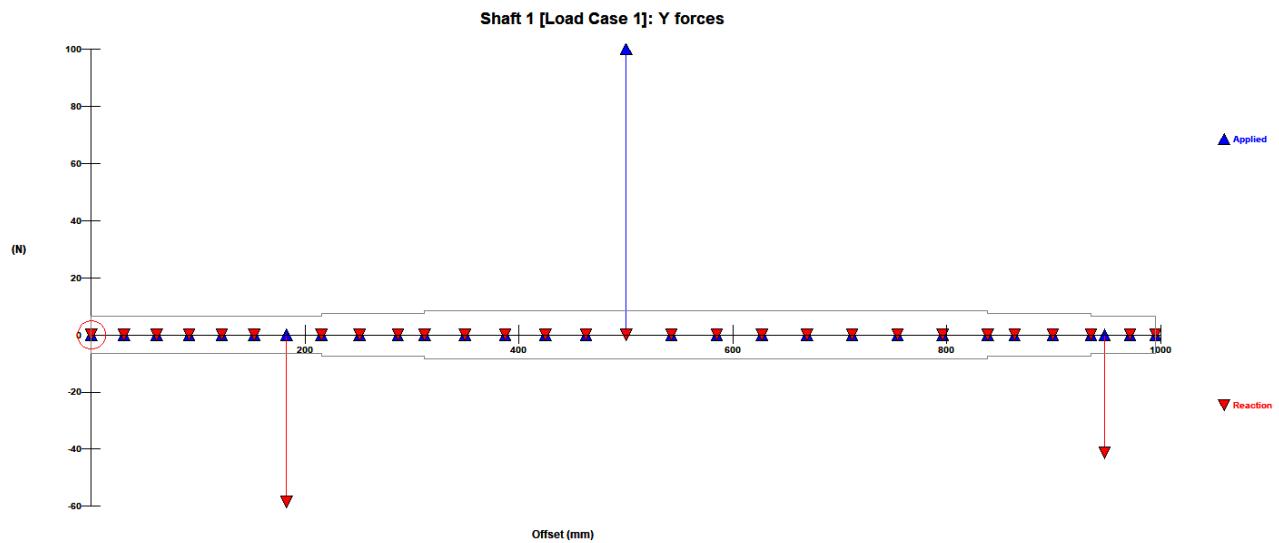


Figura 97: Fuerzas y reacciones en el eje interno

Esta fuerza se elimina puesto que no está presente, sólo ha sido utilizada para mostrar cómo ROMAX sitúa las fuerzas aplicadas y las reacciones en este tipo de gráficos.

Si se analiza la torsión a lo largo de la longitud del eje del portasatélites bajo la influencia del *Load Case 1*, se obtiene el gráfico de la Figura 98. En color gris claro se muestra la sección del eje, y en color azulado los valores de tensión tangencial de tipo torsional. Los valores de esta tensión son mayores cuanto menor es el área de la sección transversal, puesto que el mismo momento se reparte en una menor superficie. Según Romax el valor de dicho momento es de aproximadamente 500 Nm, constante en toda la longitud del eje (Figura 99).

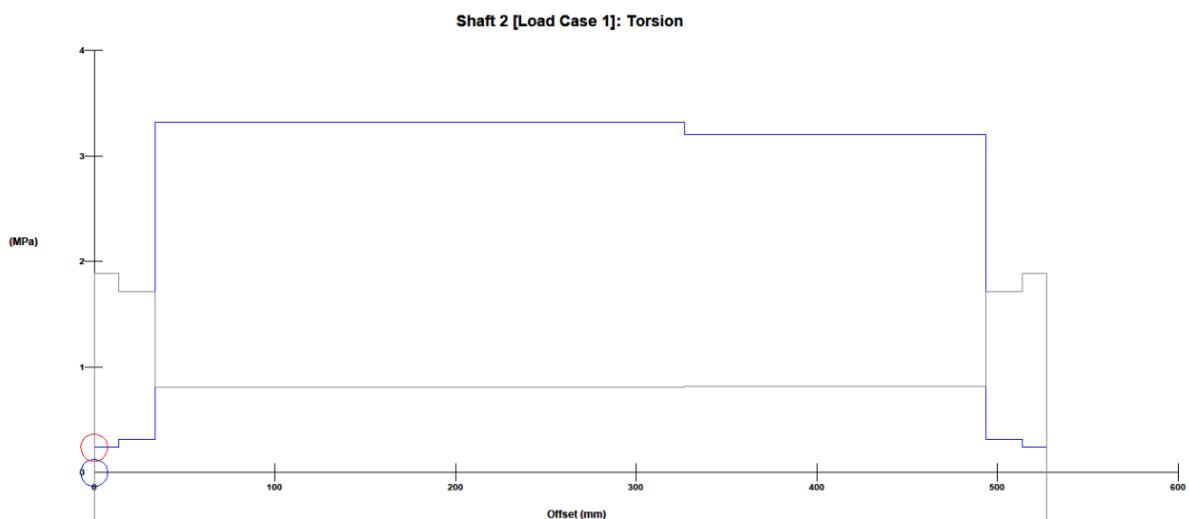


Figura 98: Torsión del eje del portasatélites

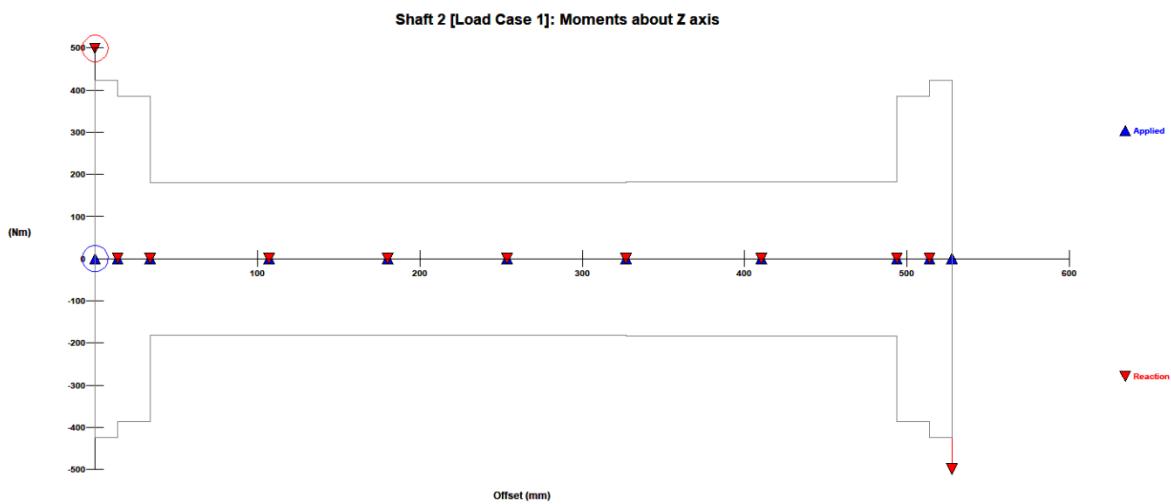


Figura 99: Valores de momento en el eje Z del portasatélites

6.9.2 Desgaste de los cojinetes

Para analizar la influencia sobre los cojinetes en el modelo del banco de la velocidad de giro del motor, de la cantidad de torque externo que apliquemos, y de la temperatura de funcionamiento se van a definir varios casos de carga a parte del principal a la vez a través del botón *Load Case Grid*, que permite acceder a la tabla de la Figura 100, en la ventana DC Editor (Figura 83), y se van a estudiar los efectos de uno de ellos sobre los cojinetes por separado.

Load Case Grid

			Motor eléctrico	-----	-----	Par externo	-----	-----
Name	Duration (hrs)	Temperature (C)	Speed (rpm)	Torque (Nm)	Power (kW)	Speed (rpm)	Torque (Nm)	Power (kW)
+speed	10,0000	70,000	100	7,395e-3	3,872e-5	0	400,000000	0
-temp	10,0000	50,000	50	5,0598e-3	2,6493e-5	0	400,000000	0
+torque	10,0000	70,000	50	7,399e-3	3,8741e-5	0	800,000000	0
Load Case 1	10,0000	70,000	50	7,395e-3	3,872e-5	0	400,000000	0

OK Cancel

Figura 100: Tabla Load Case Grid

ROMAX permite analizar el comportamiento de los cojinetes para un caso de carga concreto a través de la herramienta *Bearing Results*. Se puede acceder a los resultados a través de la pestaña *Reports*.

En la parte de arriba aparece una tabla (Figura 101) donde el programa muestra el cálculo del daño que han sufrido los rodamientos del modelo durante el caso de carga que esté seleccionado, así como el número de horas que pueden ser capaces de resistir sin romperse bajo las condiciones de dicho caso. Ambas características son calculadas bajo las normas de los estándares ISO e ISO TS 16281.

El cálculo del desgaste de los cojinetes hidrodinámicos entre el eje interno y el bastidor, así como del desgaste en la unión por fricción entre la corona auxiliar y el bastidor no se puede obtener usando estas normas, por lo que su análisis será fallido.

Bearing	ISO % Damage	ISO TS 16281 % Damage	ISO Life(hrs)	ISO TS 16281 Life(hrs)
Satélite 1 Bearing	4,0818e-5	3,7704e-5	2,4499e6	2,6522e6
Satélite 1 Bearing - copy 1	4,0821e-5	3,7706e-5	2,4497e6	2,6521e6
Satélite 2 Bearing	4,08e-5	3,6093e-5	2,451e6	2,7706e6
Satélite 2 Bearing - copy 1	4,0801e-5	3,6094e-5	2,4509e6	2,7705e6
Satélite 3 Bearing	4,0821e-5	3,7706e-5	2,4497e6	2,6521e6
Satélite 3 Bearing - copy 1	4,0818e-5	3,7704e-5	2,4499e6	2,6522e6
Clearance Bearing 1	Not applicable	Not applicable	Not applicable	Not applicable
Rigid Connection 1	Not applicable	Not applicable	Not applicable	Not applicable
Journal Bearing With Hydrodynamics 1	Not applicable	Not applicable	Not applicable	Not applicable
Journal Bearing With Hydrodynamics 2	Not applicable	Not applicable	Not applicable	Not applicable

Figura 101: Daño en los cojinetes

En la Figura 101 se muestra el daño que han sufrido todos los rodamientos del modelo bajo el caso de carga *Load Case 1*, aunque podemos obtener la misma tabla bajo la acción del resto de casos de carga que hemos definido. Como todos estos rodamientos realizan la misma función de permitir el giro relativo entre los satélites y el portasatélites, es normal que su comportamiento sea el mismo.

El daño en porcentaje mostrado está basado en la duración indicada al definir el Load Case, a través del método L10. Esto implica que un daño del 100% supone que el 10% de los rodamientos fallarán transcurridas 70 horas (dato introducido por el usuario en el caso de carga). ROMAX informa también de la vida del componente indicando cuánto tiempo durará bajo las condiciones de operación que han sido especificadas (Figura 103).

Para obtener resultados de los rodamientos al acabar todo el ciclo de trabajo, es decir, tras la sucesión de todos los casos de carga, se debe entrar en la ventana Reports, haciendo clic en *Bearings, Bearings Duty Cycle Results*.

ROMAX facilitará a continuación una serie de gráficas (Figuras 102 y 103) donde se representa del daño total de cada cojinete bajo el ciclo completo de trabajo, así como la previsión de vida útil del mismo. Como se puede apreciar, el ciclo de trabajo completo no solicita de manera notable los rodamientos del modelo.

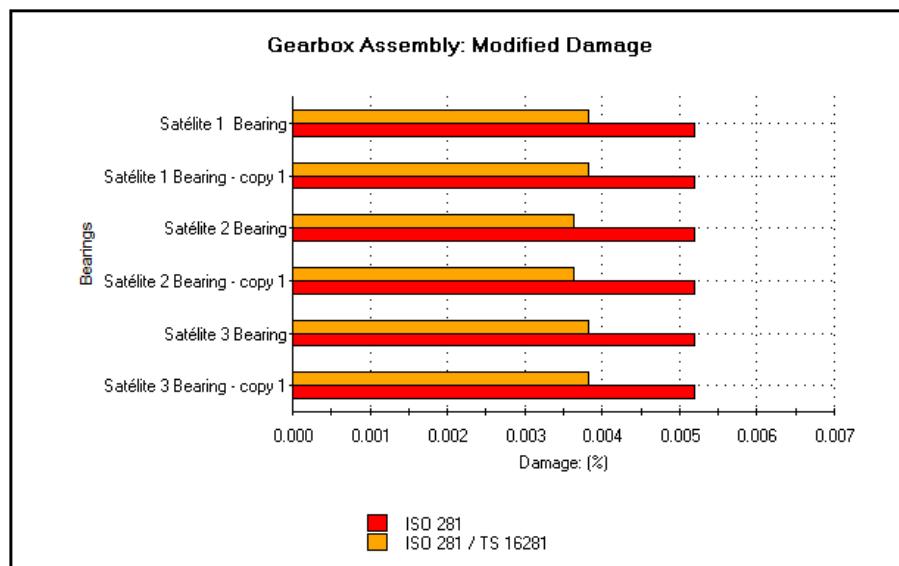


Figura 102: Daño de los rodamientos tras la sucesión de todo el ciclo de trabajo

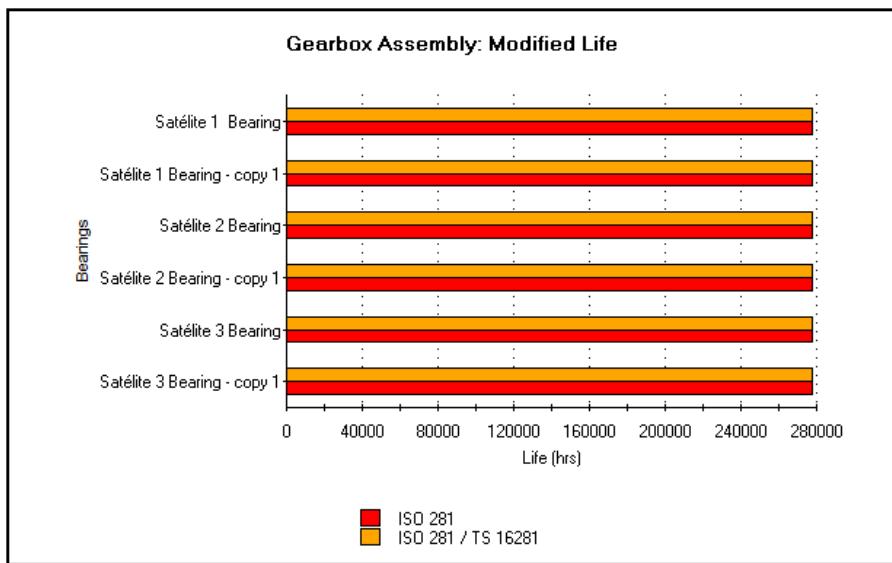


Figura 103: Estimación de vida de los rodamientos tras la sucesión de todo el ciclo de trabajo

En la misma ventana se muestran, más abajo que las anteriores, gráficas de la contribución de cada caso de carga sobre el cojinete (Figura 104) en el daño total (mostrado en la Figura 102), referente al ciclo completo.

Satélite 1 Bearing [Cylindrical roller SL183006] At: 12,250 mm on Satélite 1 Pin

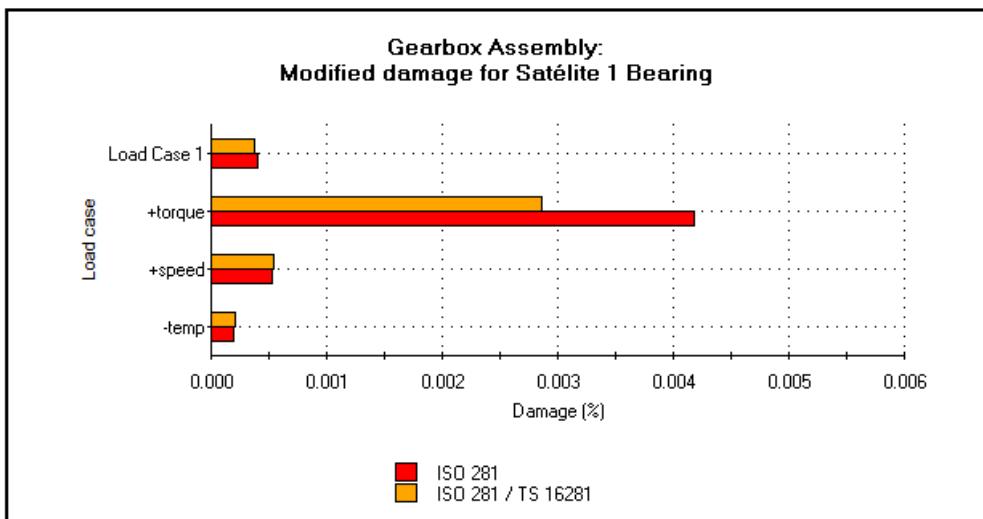


Figura 104: Influencia de los distintos casos de carga sobre uno de los rodamientos

Se puede apreciar que aumentar la velocidad de rotación aumenta ligeramente el daño sobre los rodamientos, al igual que la temperatura. Disminuyéndola 20 grados se redujo ligeramente el daño, por lo que previsiblemente un aumento de su valor aumentase el daño también. Sin embargo, la variable que afecta de forma más significativamente en la vida de los rodamientos es el par que se transmite entre los engranajes. Duplicarlo ha ocasionado que el daño se multiplique aproximadamente por 10.

Es posible modificar las normas bajo las cuales estos cálculos son llevados a cabo en la pestaña *Analysis*, haciendo clic en *Settings, Ratings, Bearings*, lo que nos llevará a la ventana de la figura 105.

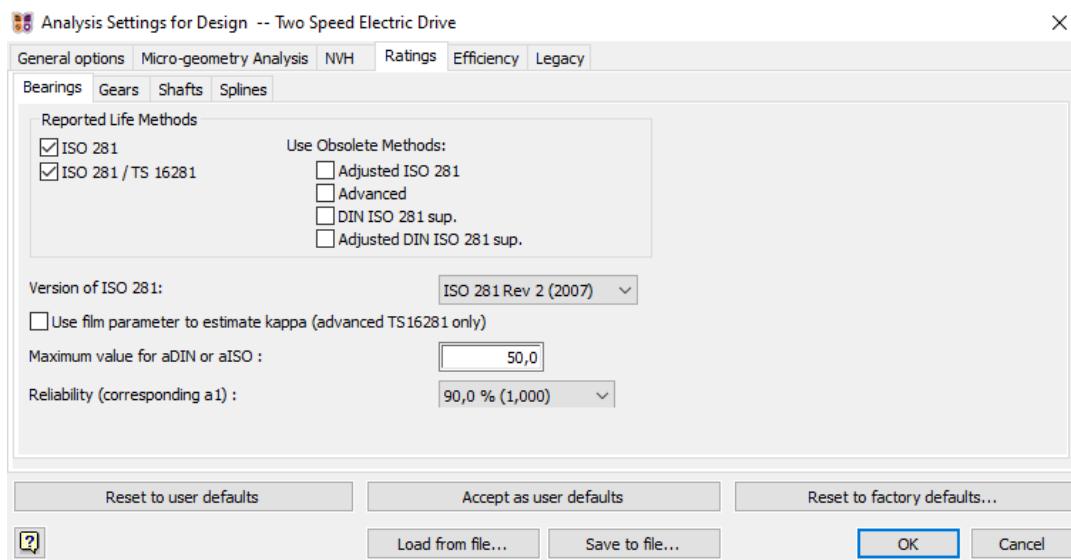


Figura 105: Diferentes opciones a la hora de analizar cojinetes.

6.9.3 Error de transmisión

El error de transmisión es la diferencia entre el mayor y el menor valor de desplazamiento sobre la línea de acción de los engranajes. Considerando dos engranajes con perfil de evolvente, para la transmisión de movimiento el diente del engranaje conductor debe presionar el diente del engranaje conducido, aplicándole una fuerza que actúa a través de una línea, que es la que se conoce como línea de acción (Figura 106).

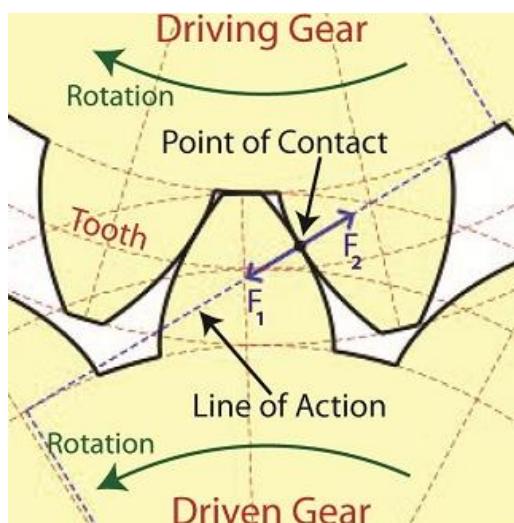


Figura 106: Concepto de línea de acción.

Dicho desplazamiento sobre la línea de acción de los engranajes está estrechamente relacionado con la variación de la rigidez de los pares de engrane durante el giro. No es la magnitud del desplazamiento la que determina la severidad del error de transmisión, sino la diferencia entre el valor máximo y el mínimo. El error de transmisión es considerado como una de las principales fuentes de ruido en los engranajes.

Si en el modelo se accede a la ventana de diseño de uno de sus dos grupos epicicloidales y se accede a su microgeometría a través de la pestaña *Modeling*, el programa permite realizar un análisis de la microgeometría en el contacto entre un par de engranajes. Dicho par de engranajes puede ser escogido por el usuario mediante un desplegable en la parte superior izquierda.

La microgeometría puede retrasar el contacto entre pares de dientes si se recorta material sobre el perfil de evolvente, dando como resultado un desplazamiento de la línea de acción con respecto a los valores de los dientes iniciales.

La rigidez del engrane es mayor cuando hay dos parejas de dientes en contacto que cuando hay uno sólo. Esta variación de rigidez de engrane provoca error de transmisión. Aproximando lo máximo posible la relación de recubrimiento a 1 minimizamos la variación de rigidez y, por tanto, el error de transmisión.

Para cualquiera de los dos grupos, dado que son idénticos, si se selecciona el contacto Planeta / Satélite 1 y se ejecuta el análisis automáticamente bajo el *Load Case 1*, ROMAX despliega una ventana con una gráfica (Figura 107) que relaciona la rigidez del contacto entre dientes con respecto al *Roll Angle*.

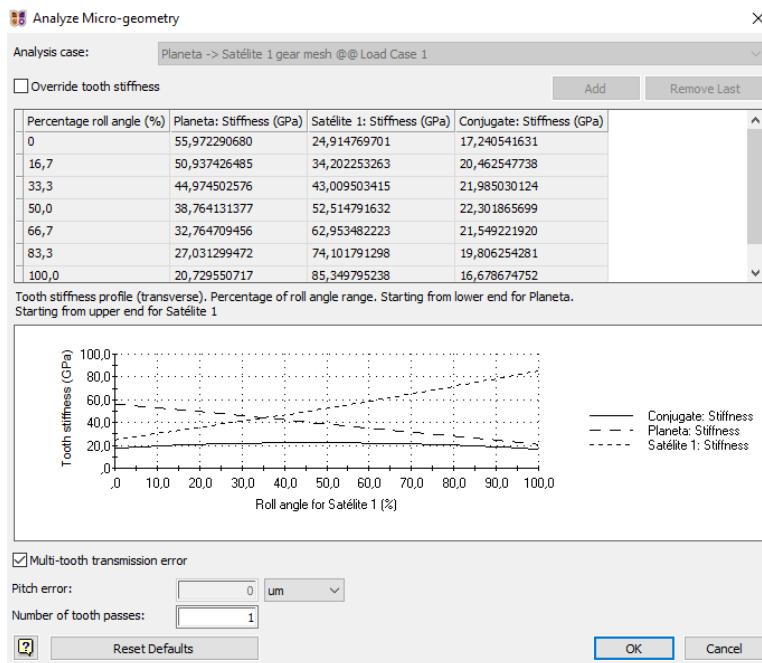


Figura 107: Variación de rigidez en el contacto Planeta / Satélite 1

Si se realiza el mismo procedimiento con el contacto Corona / Satélite 1 se obtiene la gráfica mostrada en la Figura 108.

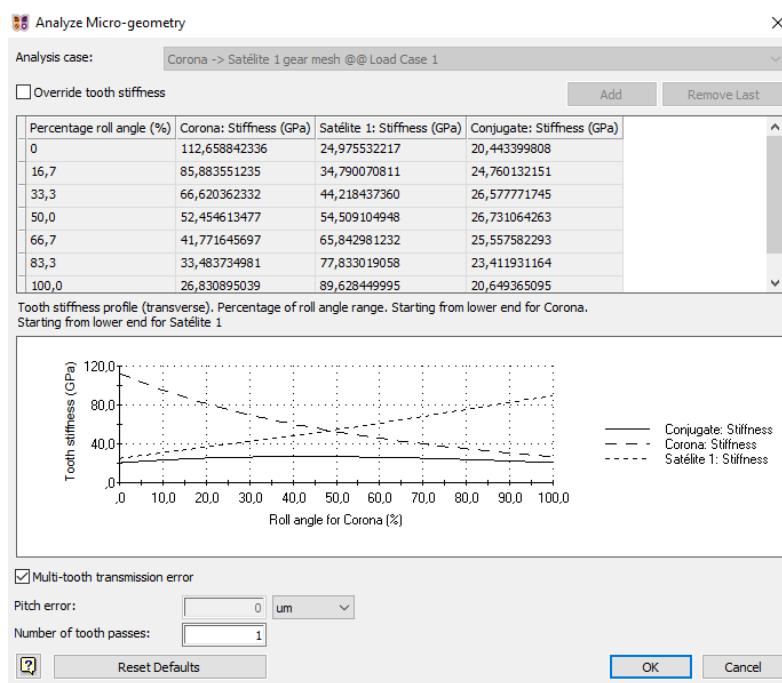


Figura 108: Variación de rigidez en el contacto Corona / Satélite 1

Tras presionar el botón OK de esta ventana, se accede a una gráfica (Figura 109) en la que se relaciona el desplazamiento de la línea de acción con el Roll angle. El error de transmisión de ambos dientes es el mismo dado que al estar en contacto si desplazamiento con respecto a la línea de acción es idéntico. Sin embargo, la posición angular a la que se relacionan dichos desplazamientos varía al ser los dientes distintos en cuanto a geometría.

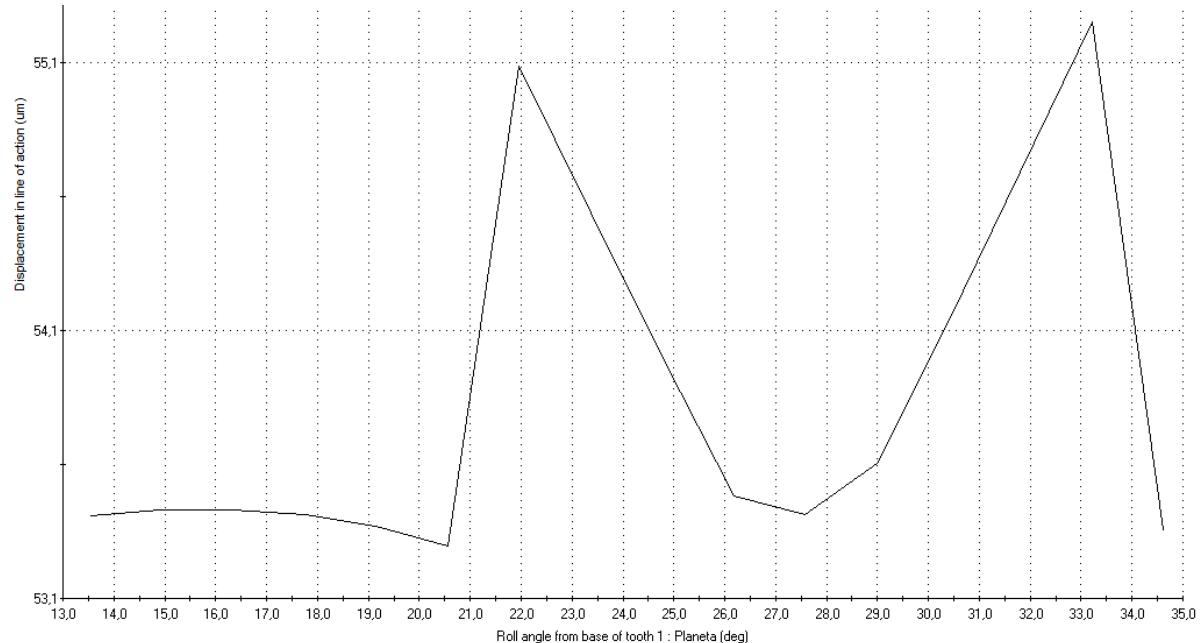


Figura 109: Gráfica Roll Angle / Desplazamiento de la línea de acción para el planeta del grupo de prueba

En esta gráfica es posible modificar los datos de los ejes de abscisas y de ordenadas, pero para este caso los valores por defecto son los relevantes. En la pestaña Report (Figura 110) se muestran los datos numéricos de dicha gráfica.

	Roll angle from base of tooth 1 : Planeta (deg)	Displacement in line of action (um)
Max:	34,616	55,25
Min:	13,522	53,30
Ranges:	21,094	1,96
Average:	24,069	53,87
Data:	34,616	53,36
	33,209	55,25
	31,803	54,69
	30,397	54,14
	28,991	53,61
	27,584	53,41
	26,178	53,48
	24,772	54,00
	23,366	54,54
	21,959	55,09
	20,553	53,30
	19,147	53,37
	17,741	53,41
	16,334	53,43
	14,928	53,43
	13,522	53,41

Figura 110: Tabla de valores de la figura anterior, accesible mediante la ventana Reports.

El rango de desplazamiento con respecto a la línea de acción, o lo que es lo mismo, el error de transmisión del par de engranajes Planeta/Satélite 1 es de 1,96 um. Según la experiencia, se debe aspirar a que el error de transmisión en el contacto entre pares de engranajes sea inferior a 2 um.

6.9.4 Esfuerzos en los dientes

Sin salir de la anterior ventana, en la pestaña *Plot* se elige la opción 3D. Escogiendo *Gear tooth* el programa dibuja sobre los flancos de los ejes diferentes datos que pueden ser seleccionados en el desplegable *Plot Type*, de entre los cuales se va a escoger la tensión máxima de contacto *Maximum contact stress* (Figuras 111 y 112)

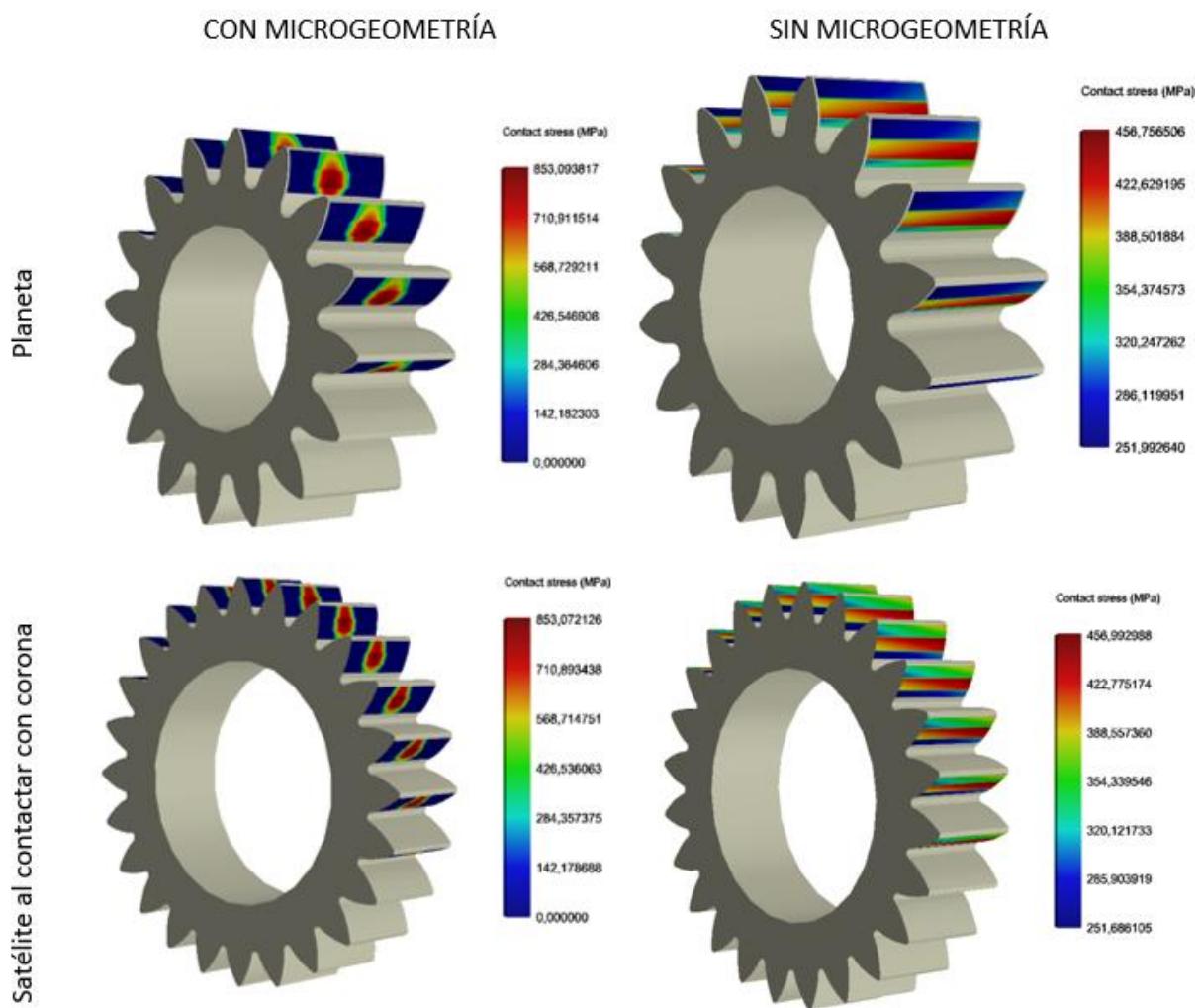


Figura 111: Tensiones máximas en los flancos.

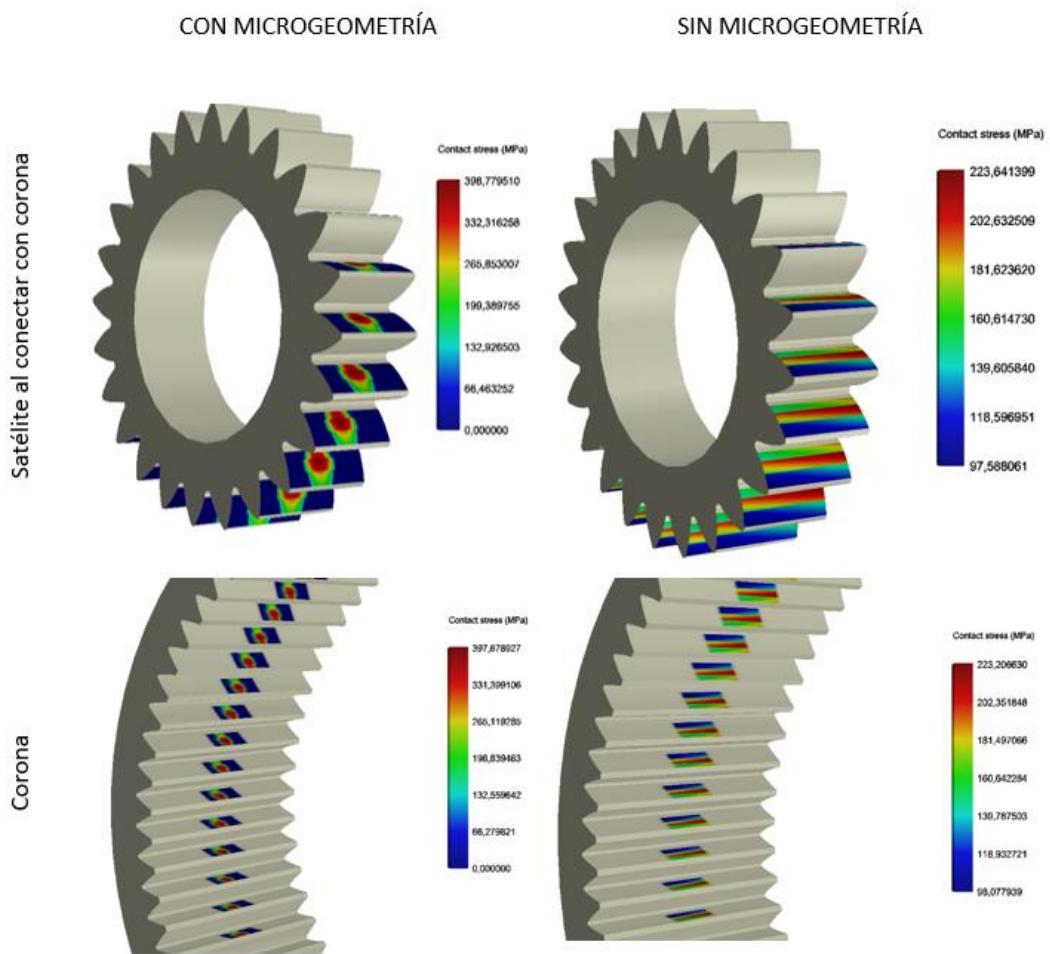


Figura 112: Tensiones máximas en los flancos.

Como se puede apreciar, la aplicación de la microgeometría concentra toda la carga en el centro de los flancos asegurando un contacto puntual, aunque existan desalineamientos entre los pares de engranajes, con el inconveniente de que las tensiones máximas se ven incrementadas en todos los casos. Conviene recordar que seguimos bajo la influencia del *Load Case 1*.

	Tensiones máximas en el flanco con microgeometría definida (MPa)	Tensiones máximas en el flanco sin microgeometría definida (MPa)
Planeta	853,09	456,76
Satélite	853,07	456,99
Corona	397,68	223,21

6.9.5 Desalineamientos en los engranajes

ROMAX puede calcular los desalineamientos entre los distintos pares de engranajes del modelo cuando esté sometido a un determinado caso de carga.

Para acceder a los datos de desalineamiento, después de haber resuelto los caso de carga que queramos aplicar, a través del desplegable *Reports* se hace clic sobre la opción *Gear Mesh Misalignments (FBetaX)*. La opción básica proporcionará la información relativa únicamente del último caso de carga resuelto por ROMAX. *Summary* proporciona resultados no sólo del caso de carga que hayamos analizado en último lugar, sino los de todos aquellos que hayan sido definidos en el modelo. Dado que se desea calcular los desalineamientos en los 4 casos de carga definidos anteriormente para analizar los rodamientos, se escoge dicha opción.

La Tabla 2 muestra que, si se duplica el torque aplicado externamente (Figura 100), el valor de desalineamiento de todos los pares de engrane se duplica también, por lo que es posible afirmar que los desalineamientos entre pares de engrane y el par que transmiten tienen una relación directamente lineal. Sin embargo, modificar la velocidad de rotación o la temperatura no tiene una relevancia significativa.

Tabla 2: Datos de desalineamiento entre los diferentes pares de engrane del modelo

Gear set	Mesh	Measurement	-temp	+speed	+torque	Load Case 1
Planetary Gear Set	Corona -> Satélite 1	Misalignment (um)	0.55997	0.56021	1.11	0.56021
Planetary Gear Set	Corona -> Satélite 2	Misalignment (um)	0.53888	0.53853	1.08	0.53853
Planetary Gear Set	Corona -> Satélite 3	Misalignment (um)	0.5449	0.54501	1.09	0.54501
Planetary Gear Set	Planeta -> Satélite 1	Misalignment (um)	0.55026	0.55065	1.10	0.55065
Planetary Gear Set	Planeta -> Satélite 2	Misalignment (um)	0.53618	0.53612	1.08	0.53612
Planetary Gear Set	Planeta -> Satélite 3	Misalignment (um)	0.5593	0.55896	1.11	0.55896
Planetary Gear Set aux	Corona aux -> Satélite 1 aux	Misalignment (um)	-0.55477	-0.55473	-1.11	-0.55473
Planetary Gear Set aux	Corona aux -> Satélite 2 aux	Misalignment (um)	-0.54019	-0.5399	-1.09	-0.5399
Planetary Gear Set aux	Corona aux -> Satélite 3 aux	Misalignment (um)	0.56181	0.56214	1.12	0.56214
Planetary Gear Set aux	Planeta aux -> Satélite 1 aux	Misalignment (um)	0.56046	0.56055	-1.11	-0.56055
Planetary Gear Set aux	Planeta aux -> Satélite 2 aux	Misalignment (um)	-0.53716	-0.53748	-1.08	-0.53748
Planetary Gear Set aux	Planeta aux -> Satélite 3 aux	Misalignment (um)	-0.54812	-0.54771	-1.10	-0.54771

El desalineamiento de los engranajes está producido por la deformación conjunta de los ejes, rodamientos y del chasis o bastidor de la caja de cambios debido a las diferentes cargas a las que se ven sometidos. Una de las simplificaciones que se realizan en el modelo es que el bastidor como tal es el suelo, ya que se considera que el elemento real tiene una rigidez muy elevada que puede ser idealizada como infinita. Esto implica que en el modelo el bastidor es indeformable y no es una fuente de desalineamiento.

Resulta típico asumir que el valor de desalineamiento es nulo para simplificar los cálculos, pero dado que ROMAX es capaz de calcular todas estas deformaciones, lo incluye en estos análisis para aumentar su precisión. El desalineamiento implicará repartos de carga no uniformes en las caras de los dientes que reducirán su vida útil, ya que el esfuerzo se concentrará en las aristas de la superficie de los dientes originándose grandes tensiones.

Nótese en la Figura 113 que el desalineamiento tiene signo. Éste será positivo cuando la separación entre los flancos activos se incremente conforme avanzamos positivamente en el eje Z del eje que transmite movimiento, en el caso de la Figura 114, el Piñón.

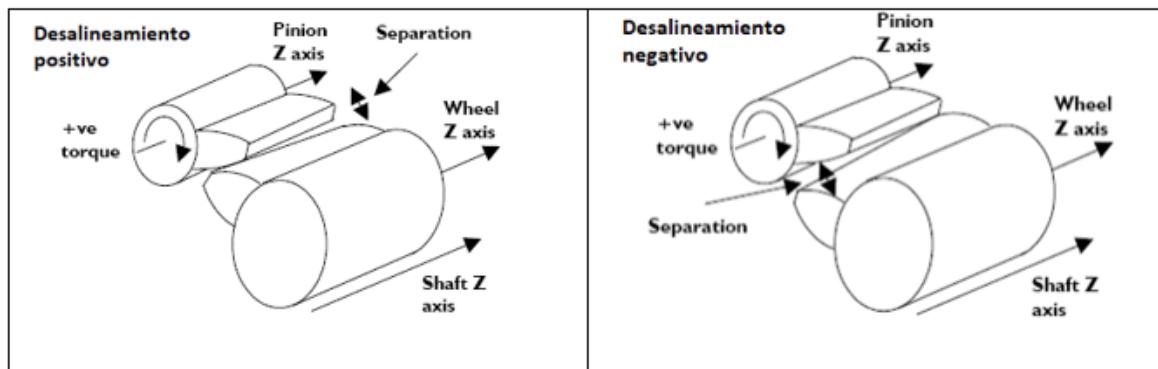


Figura 114: Signo de los desalineamientos

El desalineamiento será negativo cuando, al contrario que el caso anterior, se incremente conforme retrocedamos hacia valores más bajos en el eje Z del eje que transmite el movimiento (Figura 114).

7 CONCLUSIONES

ROMAX es un programa con un nivel de complejidad elevado, en el que muchos datos pueden ser definidos con el supuesto objetivo de aproximar el comportamiento del modelo a la realidad, pero es importante saber, a nivel matemático, en qué influye cada modificación que realizamos sobre los cálculos en los diferentes elementos, de qué forma afecta a los resultados y si lo hace de forma significativa o no.

Modificar un dato que no influye en los resultados finales supone una complicación innecesaria y lo que se valora de un modelo es que sus resultados sean representativos del comportamiento real, sin importar su complejidad.

En este tipo de programas lo verdaderamente complicado no es introducir los datos en él, sino saber interpretar los resultados que el programa devuelve tras realizar los cálculos.

Se pudo comprobar gracias a los análisis del programa que la variable de entrada que más relevancia tiene sobre el funcionamiento del modelo es la cantidad de torque transmitido a través del sistema, provocando mayores desalineamientos entre pares de engrane y aumentando el grado de solicitud de los cojinetes.

Compararlos los resultados con medidas reales es la única forma de determinar que nuestro modelo es válido, y que los datos que se obtienen a partir de él aplicándole distintos casos de carga pueden ser tomados como suficientemente representativos de lo que ocurre en la realidad.

La contrastación del modelo con medidas experimentales no ha podido ser llevada a cabo debido a la cantidad de tiempo que ha tenido que ser dedicado a la familiarización con el programa, dado que su elevado nivel de complejidad exige una larga curva de aprendizaje para poder entender las funcionalidades más complejas, por lo que dicha tarea se deja propuesta para futuros trabajos.

8 REFERENCIAS

- [1] Laboratorio de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Cantabria. [Consulta Septiembre 2019]. Disponible en: <https://grupos.unican.es/ingmec/lavimm/14-engranaje-planetario/>
- [2] Blog SEAS [Consulta Septiembre 2019]. Disponible en: https://www.seas.es/blog/diseno_mecanico/ el-enganaje-epicicloidal-y-aplicaciones/
- [3] Ingemecánica [Consulta Septiembre 2019]. Disponible en: <https://ingemecanica.com/tutorialesemanal/tutorialn150.html>
- [4] Site Nordeste [Consulta Septiembre 2019]. Disponible en: <http://www.sitenordeste.com/mecanica/Engranaje-helicoidal.htm>
- [5] Tutoriales ROMAX [Consulta Septiembre 2019]. Disponible en: <https://romaxtech.com/>