



# TRABAJO FIN DE GRADO

## CÁLCULO Y DISEÑO DE UNA CAJA REDUCTORA PARA EL ABATIMIENTO ELÉCTRICO DE LOS RETROVISORES DE UN VEHÍCULO

Autor

Pablo López Domingo

Director

Jesús Fuentelsaz Gallego

Departamento/Facultad

Año

Escuela ingeniería arquitectura

Departamento de Ingeniería Mecánica

Zaragoza

25 Septiembre 2015



(Este documento debe acompañar al Trabajo Fin de Grado (TFG)/Trabajo Fin de Máster (TFM) cuando sea depositado para su evaluación).

D./Dª. PABLO LÓPEZ DOMINGO,

con nº de DNI 18450030-M en aplicación de lo dispuesto en el art.

14 (Derechos de autor) del Acuerdo de 11 de septiembre de 2014, del Consejo de Gobierno, por el que se aprueba el Reglamento de los TFG y TFM de la Universidad de Zaragoza,

Declaro que el presente Trabajo de Fin de (Grado/Máster)  
GRADO, (Título del Trabajo)

CÁLCULO Y DISEÑO DE UNA CAJA REDUCTORA  
PARA EL ABATIMIENTO ELÉCTRICO DE LOS  
RETROVISORES DE UN VEHÍCULO

es de mi autoría y es original, no habiéndose utilizado fuente sin ser citada debidamente.

Zaragoza, 25 de Septiembre del 2015



Fdo: PABLO LÓPEZ DOMINGO

# **CÁLCULO Y DISEÑO DE UNA CAJA REDUCTORA PARA EL ABATIMIENTO ELECTRICO DE LOS RETROVISORES DE UN VEHICULO.**

## **RESUMEN**

En el presente trabajo fin de grado se diseña y se calcula una caja reductora para el abatimiento eléctrico de los retrovisores de un vehículo a partir de unas especificaciones impuestas inicialmente, como son la relación de transmisión, dimensiones máximas y punto de trabajo del motor de dicha caja reductora. Para ello, en primer lugar, seleccionamos el material plástico adecuado para la fabricación de las ruedas dentadas y carcasa del conjunto reductor. Para ello, estudiamos los principales materiales plásticos utilizados en mecanismos similares al del diseño, quedándonos con el material que mejores características nos proporciona. Una vez seleccionado el material, realizamos el diseño cinemático del conjunto reductor. Por lo tanto, estudiamos diferentes configuraciones de engranajes, con el fin de obtener una relación de transmisión y dimensiones que cumplan los requisitos expuestos en las especificaciones de diseño. Una vez obtenido el diseño de las diferentes etapas de engranaje, se realiza el análisis cinemático. Éste se realiza a través del teorema de Willis. Posteriormente, con el análisis cinemático desarrollado, procedemos al análisis dinámico de viabilidad resistente de cada una de las etapas de reducción que componen el conjunto. Este se realiza a través de diferentes métodos Lewis, AGMA y contacto por un punto único, según corresponda para cada una de las etapas. Comprobada la viabilidad cinemática y dinámica del conjunto reductor, realizamos el diseño mecánico en 3D de éste, mediante el programa PTCreو Parametric 3.0. Con el diseño 3D, realizamos la simulación del proceso de inyección de los elementos plásticos que constituyen el conjunto reductor. De tal manera, que sacaremos las entradas de inyección óptimas para cada una de los elementos. Por último, optimizamos dichos procesos de inyección y realizamos un presupuesto de coste unitario de cada una de las piezas inyectadas.

# INDICE

1	OBJETIVO Y ALCANCE .....	1
2	METODOLOGÍA.....	1
3	DEFICIÓN DE ESPECIFICACIONES .....	2
4	SELECCIÓN DE MATERIAL.....	3
4.1	Resinas Acetálicas o poli-oxi-metilénica (POM) .....	3
4.2	POLIAMIDAS:.....	4
4.3	POLICARBONATOS .....	5
4.4	ELECCIÓN DEL MATERIAL.....	5
5	DISEÑO CINEMÁTICO DE LA REDUCCIÓN.....	6
5.1	CÁLCULO CINEMÁTICO DE LA REDUCCIÓN .....	9
6	ANÁLISIS DINÁMICO DE LA VIABILIDAD RESISTENTE.....	11
7	DISEÑO MECÁNICO DE LOS ELEMENTOS CONSTITUYENTES DE LA REDUCCIÓN ..	18
8	ANÁLISIS DE VIABILIDAD DEL PROCESO DE INYECCIÓN.....	23
8.1	Fases de un ciclo de inyección .....	23
8.1.1	Dosificación, planificación o carga. ....	23
8.1.2	Fase de llenado o primera fase. ....	24
8.1.3	Fase de compactación o mantenimiento.....	25
8.1.4	Fase de solidificación y enfriamiento.....	26
8.2	PUNTOS DE ENTRADA OPTIMOS. ....	26
8.2.1	RUEDAS DENTADAS .....	26
8.2.2	CARCASA INFERIOR.....	31
8.2.3	CARCASA SUPERIOR.....	37
9	OPTIMIZACIÓN DE PARÁMETROS TÉCNICOS.....	43
10	PRESUPUESTO DEL PROCESO DE INYECCIÓN .....	44
11	CONCLUSIÓN .....	45

12	BIBLIOGRAFÍA .....	46
13	ANEXO I FICHA TÉCNICA DEL MATERIAL DERLIN 100PE NC010 .....	
14	ANEXO II ELEMENTOS ESTRUCTURALES .....	
15	ANEXO III ANÁLISIS DINÁMICO DE VIABILIDAD RESISTENTE DEL DISEÑO .....	
16	ANEXO IV ANÁLISIS DE VIABILIDAD DEL PROCESO DE INYECCIÓN .....	
17	ANEXO V PLANOS .....	

## 1 OBJETIVO Y ALCANCE

El presente trabajo fin de grado tiene como objeto el diseño y cálculo de una caja reductora para el abatimiento eléctrico de los retrovisores de un vehículo, cumpliendo las especificaciones de diseño que se muestran a continuación.

La caja reductora consta de 5 ruedas dentadas que, colocadas de forma similar a los trenes epicicloidales, se consigue una disminución del tamaño y del número de elementos utilizados en el diseño con a cajas reductoras existentes que realizan la misma función.

## 2 METODOLOGÍA

La metodología de trabajo es la siguiente:

### 1. Definición de especificaciones.

En las definiciones de especificaciones, se muestran los diferentes requisitos que tendremos que tener en cuenta en el diseño de nuestro mecanismo reductor. Tales como el punto de trabajo del motor y velocidad angular de salida del mecanismo y relación de transmisión aproximada, aparte de unas dimensiones coherentes para la colocación de ésta en el vehículo.

### 2. Búsqueda de materia adecuado.

Una vez definido las especificaciones del diseño, realizamos la búsqueda del material más adecuado para nuestro mecanismo. Para ello, estudiamos y analizamos las propiedades de los principales materiales utilizados para cajas reductoras de pequeñas dimensiones. De tal manera, que elegiremos el material que tenga mejores propiedades para un funcionamiento correcto de nuestro diseño.

### 3. Diseño cinemático de la reducción.

Para el diseño cinemático del diseño, analizamos diferentes hipótesis o configuraciones de diseños cinemáticos. De tal manera, que escogeremos el diseño que nos permita tener un menor número de elementos y tamaño posible, siempre y cuando cumplamos todos los requisitos impuestos en el apartado de las especificaciones.

### 4. Ánalisis dinámico de la viabilidad resistente del conjunto reductor.

Realizado el diseño cinemático y haber elegido la configuración mas óptima de todos las configuraciones de diseño estudiadas, procedemos al análisis dinámico de la viabilidad resistente del conjunto reductor. En este apartado, en primer lugar, calculamos los diferentes parámetros geométricos de cada una de las ruedas dentadas que componen las etapas de reducción del conjunto reductor. Posteriormente con los teoremas de Lewis y AGMA calculamos el factor de seguridad a flexión con cada uno

de ellos, para cada una de las etapas de reducción. De esta forma nos garantizamos de que el cálculo del factor de seguridad sea correcto, además de la evaluación de ambos teoremas con la comparación de los resultados obtenidos mediante ambos teoremas.

#### Diseño mecánico de los elementos constituyentes en la reducción.

Una vez desarrollado los diseños cinemáticos y haber realizado el análisis dinámico de viabilidad resistente del conjunto reducto, procedemos al diseño mecánico en 3D de cada uno de los elementos. Éste lo realizamos mediante el programa PTCreo Parametric, el cual es un programa de elementos finitos que nos permite analizar rápidamente condiciones de diseños reales para poder proporcionar productos de mayor calidad al menor coste, permitiendo validar los requisitos físicos de nuestro proyecto.

#### 5. Análisis de viabilidad del proceso de inyección mediante Molflow.

Posteriormente de haber diseñado el mecanismo físico en el programa PTCreo Parametric, realizamos el análisis de viabilidad del proceso de inyección para cada una de los elementos constituyentes de la reducción. Para ello, utilizamos el programa Molflow. Éste es un programa de elementos finitos que nos permite simular el flujo de un polímero por medio de la técnica de moldeo por inyección. También nos permite estudiar las pérdidas de circularidad y la planitud de las piezas inyectada, así como otros parámetros que intervienen en el proceso de inyección.

## 3 DEFICINIÓN DE ESPECIFICACIONES

Las especificaciones de diseño se muestran a continuación:

1. Se busca una relación de transmisión que este entre el rango de 1/30 a 1/ 35, ya que es la más común en diseños de cajas reductoras para el abatimiento eléctrico de los retrovisores de un vehículo.
2. La velocidad de giro del retrovisor debe estar entre el rango de 9 a 10 rpm.
3. Se nos proporciona el punto de trabajo del motor, el cual tiene los siguientes valores de par, potencia y velocidad angular:
  - $M_m = 2.0 \text{ Nmm}$ .
  - $Pot = 62.832 \text{ mmWatt}$ .
  - $W_{motor} = 300 \text{ rpm}$ .
4. Se debe garantizar que el diseño del conjunto reductor posea unos factores de seguridad a flexión superiores a 2 y un factor de seguridad a desgaste de 1.4.
5. Las dimensiones del conjunto reductor deben ser lo más pequeña posible y en ningún caso sobrepasará 100 x 80 x 50 mm.

## 4 SELECCIÓN DE MATERIAL

Para una selección del material adecuado debemos estudiar los principales tipos de materiales plásticos utilizados en el campo de la reducción, seleccionando el que cumpla mejor los requisitos de diseño de la reducción.

Los materiales plásticos estudiados son las resinas acetálicas, Policarbonatos y las Poliamidas.

### 4.1 Resinas Acetálicas o poli-oxi-metilénica (POM)

#### TIPOS Y PROPIEDADES:

Existen dos tipos de resinas acetálicas:

- Homopolímera.
- Copolímera.

La cadena molecular del acetal homopolímera permite una estructura cristalina muy estable. Esta cristalinidad lleva a la alta resistencia térmica, alto módulo , a la excelente resistencia al desgaste, y buena resistencia a los solventes.

Por otra parte las cadenas moleculares del acetal copolímero con moléculas de etileno incorporadas aumentan la estabilidad térmica , alargamiento y la dureza pero disminuyen la rigidez y la fuerza.

Entre las principales características de las piezas fabricadas en resina acetálica podríamos destacar:

- Excelente estabilidad dimensional
- Buena relación resistencia/peso
- Excelente resistencia química y a la corrosión
- Buena resistencia a la fatiga, no son propensos a fisurarse por tensión.
- Buena tenacidad y resistencia al impacto, mejorable por la adición de modificadores.
- Temperatura de transición vítreo de  $-60^{\circ}\text{C}$ , conserva su resistencia al impacto hasta  $-40^{\circ}\text{C}$ .
- Temperatura bajo carga en aire o agua caliente es de  $80-85^{\circ}\text{C}$  para los homopolímeros y por encima de los  $100^{\circ}\text{C}$  para los copolímeros.
- No son dañados por radiación UV ó de alta energía.
- Tienen baja permeabilidad a gases y vapores.
- Fácil transformación por inyección ó extrusión
- Sus buenas propiedades dieléctricas y aislantes son poco afectadas por la temperatura.

### APLICACIONES:

Las piezas fabricadas por inyección de POM han sustituido ampliamente a las piezas metálicas de precisión.

Entre las aplicaciones clásicas en los sectores de mecánica general,:

- Automoción.
- Aparatos electrodomésticos y sanitario.
- Ruedas dentadas y otros componentes de transmisión.
- Niveles de combustible y componentes de carburador.
- Componentes de bombas en contacto con agua caliente o fuel.
- Grifos mezcladores y cabezales de ducha.
- Válvulas y otros accesorios.
- 

## **4.2 POLIAMIDAS:**

### TIPOS Y PROPIEDADES:

El Nylon 66 y el Nylon 6 son los más comunes en el campo de la reducción de pequeños diámetros y espesores.

Las propiedades son similares para ambos, con la diferencia de que el Nylon 6 se desvanece más fácilmente, tiene una mayor resistencia al impacto, una absorción de humedad más rápida y una mayor elasticidad y recuperación elástica, por lo tanto, mayor facilidad en el procesado.

Por lo tanto las principales propiedades son:

- Buena resistencia a la intemperie y a la luz solar.
- Punto de fusión aproximadamente de 256 °C.
- Perdida de color (destiñe).
- Elevada resistencia a la atracción.
- Altamente elástico.

### APLICACIONES:

Las principales aplicaciones, entre otras muchas, son las que se muestran a continuación:

- Engranajes
- Asientos de válvulas.
- Cojinetes.
- Rodamientos y otros accesorios.

El principal competidor plástico de las poliamidas son las denominadas resinas acetálicas, comentadas anteriormente. Éstas presentan superior resistencia a la fatiga, mayor resistencia a la fluencia y también mayor resistencia al agua que las poliamidas. Solo en condiciones medias de humedad, los Nylon son superiores en resistencia al impacto y a abrasión.

### **4.3 POLICARBONATOS**

El policarbonato (PC) es un grupo de termoplásticos fácil de trabajar, moldear y termoformar, y es utilizado ampliamente en la manufactura moderna. El nombre "policarbonato" se basa en que se trata de polímeros que presentan grupos funcionales unidos por grupos carbonato en una larga cadena molecular.

#### TIPOS Y PROPIEDADES:

Las principales características de los policarbonatos, entre otras, son las que se muestran a continuación.

- Resistencia al impacto extremadamente elevada.
- Gran transparencia.
- Resistencia y rigidez elevadas.
- Elevada resistencia a la deformación térmica.
- Elevada estabilidad dimensional, es decir, elevada resistencia a la fluencia.
- Buenas propiedades de aislamiento eléctrico.
- Elevada resistencia a la intemperie, con protección contra rayos ultravioleta.
- Resistencia media a sustancias químicas.
- Sensibilidad al entallado y susceptibilidad a fisuras por esfuerzos.

#### APLICACIONES:

Las aplicaciones más comunes de los policarbonatos se encuentran en el uso para la fabricación de los cuerpos de las bombas, ventiladores, carcásas, hélices de barcos, cristales irrompibles de aviones y trenes de alta velocidad.

### **4.4 ELECCIÓN DEL MATERIAL**

Una vez estudiado los principales termoplásticos que nos proporcionan unas propiedades adecuadas, y haber evaluado las propiedades de cada uno de ellos por separado, llegamos a la conclusión de que el material más adecuado es la resina acetálica (POM).

Esto es debido a que las resinas acetálicas presentan una superior resistencia a la fatiga, mayor resistencia a la fluencia y a la mecánica, además de una mayor resistencia al agua.

Debido a que nuestro diseño va estar expuesto a los factores de fatiga, fluencia, mecánica y medioambiente, las resinas acetálicas son las mejores para nuestro proyecto.

Una vez elegido el tipo de material, resina acetálica, elegimos el modelo concreto. Para ello, Dupont, nos proporciona todos los tipos de resinas acetálicas comerciales, en nuestro caso utilizaremos resinas acetálicas homopolímeras, ya que estas tienen una mayor resistencia térmica, mayor módulo y resistencia al desgaste, además de una mejor resistencia a los solventes. De tal manera, elegimos el modelo que más propiedades resistentes nos proporciona, siendo este el **DERLIN 100PE NC010**.

La hoja de datos del material seleccionado se detallará en los anexos.

## 5 DISEÑO CINEMÁTICO DE LA REDUCCIÓN

Para el diseño cinemático de la reducción se ha de tener en cuenta que se busca un diseño con el menor número de elementos y menores dimensiones posibles, cumpliendo siempre las especificaciones de la reducción.

En primer lugar, se ha pensado en un diseño mediante una etapa epicicloidal, de tal manera que se estudian las diferentes configuraciones de los engranajes epicicloidales. Debido a que estamos diseñando engranajes epicicloidales, tenemos una restricción de diseño, ya que para que el engranaje funcione de manera óptima, se debe garantizar lo siguiente:

$$Z_c = Z_p \times 2Z_s$$

Siendo:

- $Z_c$  = Número de dientes de la rueda corona.
- $Z_p$  = Número de dientes de la rueda piñón.
- $Z_s$  = Número de dientes de la rueda satélite.

Sabiendo que la velocidad del motor es la especificada, 300 rpm, y que debemos conseguir una relación de transmisión aproximada a 27, realizamos un Excel y calculamos los valores óptimos, de los diferentes parámetros que intervienen en el diseño, es decir, vamos variando el número de dientes de los engranajes, siempre cumpliendo la restricción de diseño comentada anteriormente y con dimensiones coherentes para su posterior fabricación, hasta conseguir la relación de transmisión más elevada que nos pueda permitir el diseño en cuestión.

Para ello utilizamos el teorema de Willis, que dice lo siguiente:

$$\frac{W_{salida} - W_{portasatélites}}{W_{entrada} - W_{portasatélites}} = - \frac{Z_{entrada}}{Z_{salida}}$$

Para el posterior cálculo de la relación de transmisión:

$$n = \frac{W_{entrada}}{W_{salida}}$$

Este cálculo queda detallado más claramente en el siguiente apartado, cálculo cinemático del diseño final.

A continuación, se muestran los resultados óptimos de los diferentes parámetros que intervienen para cada una de las configuraciones epicicloidales estudiadas, además de la relación de transmisión conseguida por dicha configuración.

Las configuraciones de diseño que hemos estudiado son las siguientes:

1 Entrada directa por el piñón y salida por el chasis con la corona fija.

Número de dientes		Veloc. Angulares [mm]		Módulo		Diámetro [mm]		Radio [mm]
Wmotor	300,00	Wpiñón	300,00	Mp	0,50	Dp	6,00	3,00
Zp	12,00	Wps	37,50	Ms	0,50	Ds	18,00	9,00
Zs	36,00	Wcorona	0,00	Mc	0,50	Dc	42,00	21,00
Zc	84,00	W satélite	50,00	Relación de transmisión			6,00	

Tabla 1.-Resultados de los parámetros de diseño para la configuración 1.

Este diseño no es válido ya que obtenemos una reducción menor a la deseada.

2 Entrada directa por el piñón y salida por la corona con Portasatélites fijo.

Número de dientes		Veloc. Angulares		Módulo		Diámetro		Radio
Wmotor	300,00	Wpiñón	300,00	Mp	0,50	Dp	6,00	3,00
Zp	12,00	Wps	0,00	Ms	0,50	Ds	18,00	9,00
Zs	36,00	Wcorona	-42,86	Mc	0,50	Dc	42,00	21,00
Zc	84,00	W satélite	100,00	Relación de transmisión			-7,00	

Tabla 2.-Resultados de los parámetros de diseño para la configuración 2.

En este diseño, como en la configuración 1, obtenemos una relación de transmisión menor a la deseada. Cabe destacar que este diseño con el portasatélites fijo se comporta como un tren de engranajes simple pero con un diseño o geometría similar a los engranajes epicicloidales.

3 Entrada por el Portasatélites saliendo por la corona con el piñón fijo.

Número de dientes		Veloc. Angulares		Módulo		Diámetro		Radio
Wmotor	300,00	Wpiñón	0,00	Mp	0,50	Dp	6,00	3,00
Zp	12,00	Wps	300,00	Ms	0,50	Ds	18,00	9,00
Zs	36,00	Wcorona	342,86	Mc	0,50	Dc	42,00	21,00
Zc	84,00	W satélite	400,00	Relación de transmisión			0,88	

Tabla 3.-Resultados de los parámetros de diseño para la configuración 3.

Esta configuración no es reductora, es decir, se aumenta la velocidad angular, multiplicadora ( $R.Tranmisión < 1$ ).

Realizados los diferentes cálculos y análisis anteriores, observamos que el diseño de la reducción no es posible mediante una etapa epicicloidal simple. Esto es debido a que con estas configuraciones epicicloidales no conseguimos relaciones de transmisión aproximadas a las deseadas.

Para aumentar la relación de transmisión tenemos dos posibilidades. Por una parte, podemos añadir una segunda etapa epicicloidal y por otra, podemos realizar una etapa previa de reducción simple antes de entrar al epicicloidal.

La opción de añadir una segunda etapa epicicloidal provocaría un aumento del número de elementos (ruedas dentadas) y por lo tanto, las dimensiones del conjunto reductor, con su correspondiente aumento del coste de producción. Por lo tanto, debido al escaso espacio de colocación en el vehículo, se descarta la posibilidad de una segunda etapa epicicloidal.

Por otro lado, estudiamos la posibilidad de poner una etapa de reducción previa al engranaje epicicloidal. Para ello, con la configuración de entrada por el piñón y salida por la corona con el portasatélites fijo, colocamos una etapa de reducción simple previa entre el motor-sinfín y una rueda helicoidal. De esta manera, como se observa en el cálculo cinemático del diseño, conseguimos una relación de transmisión que está comprendida entre el rango dado en las especificaciones de diseño.

## CONCLUSIÓN

Podemos concluir que el diseño cinemático final consta de tres etapas de reducción. En primer lugar, tenemos la primera etapa de reducción mediante el motor sinfín y la rueda helicoidal. Ésta última, es solidaria al eje. Dicho eje, es solidario también a la rueda piñón, entrada a la segunda etapa de reducción, de tal manera que la velocidad angular en la entrada de la segunda etapa de reducción, es la misma que a la salida de la primera etapa de reducción. La segunda etapa de reducción está compuesta por la rueda piñón, comentada anteriormente, y la rueda satélite, ambos de dentado recto. Por último, tenemos la tercera y última etapa de reducción. Esta se realiza mediante la rueda satélite y la rueda corona, a través de un engranaje interno con dentado recto.

El diseño queda más detallado en el apartado de diseño mecánico de los elementos constituyentes de la reducción.

## 5.1 CÁLCULO CINEMÁTICO DE LA REDUCCIÓN.

Una vez elegido la configuración final del diseño, el cálculo cinemático de la reducción se realiza mediante el teorema de Willis. Este dice lo siguiente:

$$\frac{W_{cond} - W_{portasatélites}}{W_m - W_{portasatélites}} = - \frac{Z_m}{Z_{cond}}$$

Como el portasatélites está fijo:

$$W_{portasatélites} = 0$$

$$W_m = \frac{W_m \times Z_m}{Z_{cond}} = \frac{W_m \times D_m}{D_{cond}}$$

Por lo tanto la relación de transmisión ( $i$ ) es:

$$i = \frac{W_m}{W_{cond}}$$

Siendo:

- $i$  = relación de transmisión.
- $W_{cond}$  = Velocidad angular de la rueda conducida.
- $W_m$  = Velocidad angular de la rueda conductora.
- $Z$  = Número de dientes
- $Z_m$  = Número de dientes de la rueda conductora.
- $Z_{cond}$  = Número de dientes de la rueda conducida.
- $Z_p$  = Número de dientes del piñón.
- $Z_s$  = Número de dientes del satélite.
- $Z_c$  = Número de dientes de la corona.
- $F_1$  = Número de filetes del tornillo sinfín.
- $Z_2$  = Número de dientes de la rueda helicoidal.
- $D_m$  = Diámetro primitivo de la rueda motora.
- $D_{cond}$  = Diámetro primitivo de la rueda conducida.
- $D_p$  = Diámetro primitivo.
- $D_p = m \times Z$
- $m$  = Módulo.

Una vez definidos las ecuaciones y parámetros necesarios para el cálculo, realizamos un Excel con éstos, como se ha comentado anteriormente. Para ello fijamos los valores del módulo y velocidad angular de entrada, de tal manera que varíamos los valores de los número de dientes, hasta que obtengamos la relación de transmisión deseada, así como la velocidad angular de salida que se encuentre dentro del rango de las especificaciones de diseño.

En la siguiente tabla se encuentra los valores de cada parámetro del diseño final del conjunto reductor.

Número de dientes		Veloc. Angulares (rpm)		Modulo		Diámetro Primitivo (mm)		Radio (mm)
Z1	2,000	wm	300,000	mmotor	0,500	Dmotor	5,100	2,550
Z2	18,000	whelicoidal	-33,334	mhelicoidal	0,500	Dhelicoidal	9,000	4,500
Zp	24,000	wpiñón	-33,334	mpiñón	0,500	Dpiñón	12,000	6,000
Zs	36,000	w satélite	22,222	msatélite	0,500	Dsatélite	18,000	9,000
Zc	84,000	wcorona	9,524	mcorona	0,500	Dcorona	42,000	21,000

Tabla 4.-Cálculo cinemático del mecanismo.

Por lo tanto tenemos que la relación de transmisión del conjunto reductor es la siguiente:

$$i = \frac{Wm}{W \text{ cond}} = \frac{300}{9.524} = 31.50$$

Por lo tanto, el diseño se considera válido cinemáticamente, ya que la relación de transmisión y la velocidad angular de salida del conjunto reductor están dentro del rango especificado en las especificaciones de diseño.

Por otro lado, con este diseño, conseguimos unas dimensiones adecuadas para este tipo de cajas reductoras, ya que deben estar diseñadas con las dimensiones más pequeñas posibles, debido a su escaso espacio de colocación en el vehículo.

En conclusión, el diseño analizado en cuestión es válido, cinemáticamente hablando, ya que hasta que no realicemos el análisis de viabilidad resistente de cada una de las etapas de reducción, no se podrá considerar como el diseño final.

## 6 ANÁLISIS DINÁMICO DE LA VIABILIDAD RESISTENTE

El análisis dinámico de viabilidad resistente lo realizamos mediante diferentes teoremas. Dichos teoremas son Lewis, AGMA y contacto por un punto único. Es decir, para cada una de las etapas de reducción entre ruedas con dentado recto, realizaremos el análisis resistente con los métodos de Lewis y AGMA, este último mediante el programa MITCALC. Sin embargo, para el análisis dinámico de la viabilidad resistente de la etapa de reducción entre el tornillo sínfín y la rueda helicoidal, utilizaremos los métodos de contacto por un único punto y por el teorema de AGMA, mediante el programa MITCALC.

De tal manera que compararemos los coeficientes de seguridad a flexión de ambos métodos. De este modo, nos garantizamos que se cumplen los coeficientes de seguridad a flexión en cada una de las etapas de reducción del conjunto reductor, además, de la evaluación de cada uno de los métodos por la comparación de ambos, con su respectivas conclusiones.

A continuación se muestra el análisis dinámico de la viabilidad resistente para la segunda etapa de reducción entre ruedas con dentado recto, siendo éstas la rueda piñón y la rueda satélite.

El análisis de los demás elementos constituyentes al conjunto reductor, quedan reflejados en el anexo de análisis dinámico de la viabilidad resistente.

### **ETAPA DE REDUCCIÓN ENTRE RUEDA PIÑÓN Y RUEDA SATÉLITE**

Como se ha comentado anteriormente, para el análisis resistente de las etapas de reducción compuestas por ruedas con dentado recto, como el caso que estamos analizando, se realizaran mediante dos métodos diferentes. Éstos son el teorema de Lewis y AGMA.

En primer lugar, antes de meternos de lleno con el análisis resistente de dicha etapa, calculamos las diferentes parámetros de las ruedas dentadas, ya que algunos de ellos los necesitamos para el posterior análisis de viabilidad resistente.

Para ello, fijamos los valor del módulo, número de dientes, anchura del diente y ángulo de presión de cada una de las ruedas dentadas que constituyen la etapa de reducción a analizar. Posteriormente, con las formulas que se detallan en las tablas 5 y 6, se calculan las diferentes partes de las ruedas dentadas. Dichas partes calculadas se pueden observar en la Figura 1 y 2.

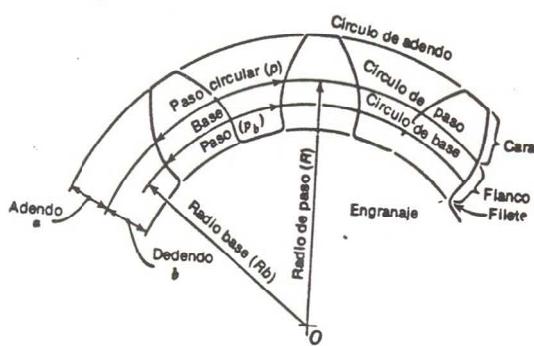


Figura 1.-Parámetros de las ruedas dentadas.

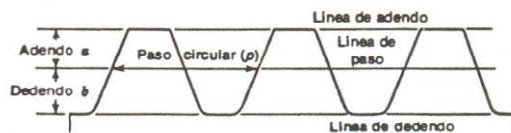


Figura 2.-Parámetros de las ruedas dentadas.

A continuación se muestran dichos cálculos de los principales parámetros para cada una de las ruedas dentadas que constituyen la etapa de reducción a analizar.

### RUEDA PIÑÓN

RUEDA PIÑÓN				
PROPIEDADES	SÍMBOLO	FÓRMULAS	VALORES	UNIDADES
Módulo teórico	$m_{\text{teórico}}$	Dato	0,500	adm
Número de dientes	$N = Z_p$	Dato	24,000	mm
Ángulo de Presión de Engranaje	$\Phi$	Dato	20,000	º
Ancho del engranaje	$b$	Dato	5,000	mm
Coeficiente de contracción	$\zeta$	Dato	1,000	adm
Módulo real	$m$	$m = m_{\text{teórico}} \cdot \zeta$	0,500	adm
Diámetro primitivo	$D_{pp}$	$D_{pp} = mZ$	12,000	mm
Radio primitivo	$R_{pp}$	$R_{pp} = D_{pp}/2$	6,000	mm
Diámetro de cabeza, de adendo o exterior	$D_o$	$D_o = D_{pp} + 2a = Zm + 2 \cdot m$	13,000	mm
Diámetro base	$D_{bp}$	$D_{bp} = D_{pp} \cdot \cos \Phi$	11,276	mm
Altura de cabeza del diente o adendo	$a$	$a = m$	0,500	mm
Altura del pie del diente o dedendo	$d$	$d = 1,166 \cdot m$	0,583	mm
Altura del diente	$h$	$h = a + d = 2,166 \cdot m$	1,083	mm
Diámetro de fondo, de dedendo, de raíz o de pie	$D_i$	$D_i = D_{pp} - 2d = Zm - 2 \cdot 1,166 \cdot m$	10,834	mm
Paso circunferencial o circular	$P = p_c$	$p_c = \pi D_{pp} / Z_p$	1,571	mm
Paso Diametral	$P' = p_d$	$p_d = Zp / D_{pp} = Z_p / D_{pp}$	2,000	mm
Paso Base	$p_{bp}$	$p_{bp} = \pi D_b / Z_p$	1,476	mm
Espesor del diente	$e$	$e = P_o / 2$	0,785	mm
Hueco del diente	$V$	$V = e = P_c / 2$	0,785	mm
Juego radial	$j_{\text{radial}}$	$j_r = 0,166 \cdot m$	0,083	mm

Tabla 5.-Cálculo de las diferentes partes de la rueda piñón.

### RUEDA SATÉLITE

RUEDA SATÉLITE				
PROPIEDADES	SÍMBOLO	FÓRMULAS	VALOR	UNIDADES
Módulo teórico	$m_{\text{teórico}}$	Dato	0,500	adm
Número de dientes	$N = Z_s$	Dato	36,000	mm
Ángulo de Presión de Engranaje	$\Phi$	Dato	20,000	°
Ancho del engranaje	$b$	Dato	5,000	mm
Coeficiente de contracción	$\zeta$	Dato	1,000	adm
Módulo real	$m$	$m = m_{\text{teórico}} \cdot \zeta$	0,500	adm
Diámetro primitivo	$D_{p4}$	$D_{p4} = mZ$	18,000	mm
Radio primitivo	$R_p = R_1$	$R_p = D_p/2$	9,000	mm
Diámetro de cabeza, de adendo o exterior	$D_o$	$D_o = D_p + 2a = Zm + 2 \cdot m$	19,000	mm
Diámetro base	$D_b$	$D_b = D_p \cdot \cos \Phi$	16,914	mm
Altura de cabeza del diente o addendo	$a$	$a = m$	0,500	mm
Altura del pie del diente o deddendo	$d$	$d = 1,166 \cdot m$	0,583	mm
Altura del diente	$h$	$h = a + d = 2,166 \cdot m$	1,083	mm
Diámetro de fondo, de deddendo, de raíz o de pie	$D_i$	$D_i = D_p - 2d = Zm - 2 \cdot 1,166 \cdot m$	16,834	mm
Paso circunferencial o circular	$P = p_c$	$p_c = \pi D_{p1}/Z_1 = \pi D_{p2}/Z_2$	1,571	mm
Paso Diametral	$P' = p_d$	$p_d = z_1/D_{p1} = z_2/D_{p2}$	2,000	mm
Paso Base	$p_b$	$p_b = \pi D_b/Z$	1,476	mm
Espesor del diente	$e$	$e = P_c/2$	0,785	mm
Hueco del diente	$V$	$V = e = P_c/2$	0,785	mm
Juego radial	$j_{\text{radial}}$	$j_r = 0,166 \cdot m$	0,083	mm

Tabla 6.-Cálculo de las diferentes partes de la rueda satélite.

Una vez calculado la geometría del diente de cada una de las ruedas pertenecientes a la etapa de reducción a analizar, estudiamos la viabilidad resistente de dicha etapa. Para ello, también tenemos que calcular el punto de trabajo de cada una de las ruedas, siendo los siguientes:

RUEDA PIÑÓN		
Potencia (mWatt)	$P_{\text{piñón}} = P_{\text{helicoidal}}$	62,832
Par motor (N.mm)	$T_{\text{piñón}} = T_{\text{helicoidal}}$	18,000
Velocidad angular (rpm)	$W_{\text{piñón}} = W_{\text{helicoidal}}$	33,333
Velocidad angular (rad/s)	$W_{\text{piñón}} = W_{\text{helicoidal}}$	3,491

Tabla 7.-Cálculo del punto de trabajo de la rueda piñón.

RUEDA SATÉLITE		
<b>Potencia (mWatt)</b>	$P_{\text{satélite}} = w_{\text{satélite}} \cdot T_{\text{satélite}}$	62,832
<b>Par motor(N.mm)</b>	$T_{\text{satélite}} = (T_{\text{piñón}} \cdot \eta) / i$	27,000
<b>Velocidad angular (rpm)</b>	$w_{\text{satélite}} = w_{\text{piñón}} \cdot i$	22,222
<b>Velocidad angular (rad/s)</b>	$w_{\text{satélite}} = w_{\text{piñón}} \cdot i$	2,327105669
<b>Rendimiento</b>	$\eta$	1
<b>Relación de transmisión de la etapa de reducción</b>	$i = w_{\text{piñón}} / w_{\text{satélite}}$	0,667

Tabla 8.-Cálculo del punto de trabajo de la rueda satélite.

Una vez calculado la geometría y punto de trabajo para cada rueda dentada, comenzamos con el análisis de viabilidad resistente de la etapa en cuestión. En primer lugar, vamos a realizar el análisis con el teorema de Lewis, para posteriormente, realizarlo con el teorema de AGMA, a través del programa MITCALC, para su posterior comparación.

### TEOREMA DE LEWIS

La potencia transmitida de un engranaje a otro se realiza mediante la fuerza que un diente ejerce sobre otro. Dicha fuerza es ejercida mediante la línea de presión.

Si la velocidad de giro de los engranajes se considera constante, la fuerza que se ejerce debe ser también constante por lo que la potencia a transmitir será:

$$P = w \times T \longrightarrow T = \frac{Pot}{w}$$

Como:

$$T = F_t \times R_p \longrightarrow F_t = \frac{T}{R_p}$$

Siendo  $F_t$  la fuerza tangencial al engranaje y  $r$  el radio de la circunferencia primitiva. La fuerza  $F_r$  es la componente tangencial de la fuerza  $F$ , con lo que :

$$F = \frac{F_t}{\cos \Phi}$$

Dicha fuerza  $F$  ejercerá una acción  $F_r$ , dirigida según el radio del diente de valor:

$$F_r = F_t \times \tan \Phi$$

En resumen, cuando se transmite una potencia ( $P$ ) a una velocidad angular ( $w$ ) aparecen en el diente dos fuerzas  $F_t$  y  $F_r$  de valores:

$$F_t = \frac{T}{R_p} \quad F_r = F_t \times \tan \Phi$$

A continuación se muestra la tabla de los cálculos de las fuerzas de la etapa de reducción entre la rueda piñón y la rueda satélite.

FUERZAS EN LA ETAPA DE REDUCCIÓN ENTRE LA RUEDA PIÑÓN Y LA RUEDA SATÉLITE				
PROPIEDADES	SÍMBOLO	FÓRMULAS	VALOR	UNIDADES
Potencia	P	Dato	0,063	Watt
Velocidad angular de la rueda piñón	n	Dato	33,333	rpm
Velocidad en la línea de paso, m/s	V	$V = n \cdot \pi / 60 \cdot D_{pp}$	0,021	m/s
Fuerza total de transmisión, N	F	$F = F_t / \cos \phi$	3,193	N
Carga transmitida o fuerza tangencial del piñón sobre el satélite	$F_t = F_{12}^t$	$F_t = P / V$	3,000	N
Fuerza radial del piñón sobre el satélite, N	$F_r = F_{12}^r$	$F_r = F_t / \tan \phi$	1,092	N
Par de torsión aplicado	T	$T = F_t \cdot R_{pp}$	18,000	N.mm

Tabla 9.- Análisis de las fuerzas de la etapa de reducción entre rueda piñón y rueda satélite.

Una vez obtenido el análisis de las fuerzas, calculamos el factor de seguridad o coeficiente de seguridad a flexión mediante el teorema de Lewis.

Dicho teorema dice que cuando dos engranajes, de dentado recto, están transmitiendo una potencia y tienen suficiente número de dientes, es posible que haya más de una pareja en contacto, sin embargo, es usual suponer que toda la carga está soportada por un solo par de dientes y que la carga actúa en el punto más desfavorable, como se presenta en la siguiente figura.

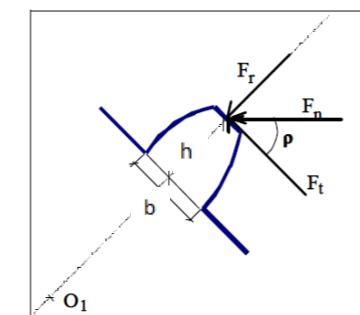


Figura 1.-Acciones sobre un diente.

Se considera que la fuerza a lo largo de la línea de presión está aplicada en el eje del diente y que la tensión causada por la acción  $F_r$  es usual despreciarla en la práctica.

Por lo tanto, calculamos el esfuerzo flexionante para cada una de las ruedas que constituyen esta etapa de reducción como:

$$\sigma = \frac{F_t}{Y \cdot m \cdot b}$$

Siendo:

- $F_t$ =Carga transmitida o fuerza tangencial del piñón sobre el satélite.
- $Y$  = Factor de Lewis.
- $b$ = anchura del diente de la rueda dentada.

El factor de Lewis se calcula del siguiente método:

$$Y = \frac{2.X}{3.m}$$

Siendo:

- X= distancia a esfuerzo máximo.
- m= módulo de la rueda dentada.

La distancia donde se produce el esfuerzo máximo se calcula del siguiente método:

$$x = \frac{(Pb/2)^2}{4.h}$$

Siendo:

- Pb= Paso base de la rueda dentada.
- h= Altura del diente.

Una vez calculado el esfuerzo flexionante, calculamos el factor de seguridad de los engranajes a flexión, sabiendo que el esfuerzo flexionante máximo del material utilizado en el diseño es de 72 MPa.

De tal manera que:

$$S_f = \frac{\sigma_{perm}}{\sigma}$$

A continuación se muestra en la Tabla 10 los cálculos comentados anteriormente para cada una de las ruedas dentadas que constituyen la etapa de reducción a analizar.

CÁLCULO A FLEXIÓN CON EL TEOREMA DE LEWIS				
PROPIEDADES	SÍMBOLO	FÓRMULAS	VALOR	UNIDADES
<b>Exfuerzo flexionante permisible</b>	$\sigma_{perm}$	Dato	72,000	MPa
<b>Factor de seguridad de los engranajes a flexión</b>	$S_f_{piñón}$	$SF = \sigma_{perm}/\sigma$	<b>10,059</b>	adm
	$S_f_{satélite}$		<b>10,059</b>	adm
<b>Esfuerzo flexionante</b>	$\sigma_{piñón}$	$\sigma = F_t / (b \cdot m \cdot Y)$	7,158	MPa
	$\sigma_{satélite}$		7,158	MPa
<b>Factor de forma de Lewis</b>	Y	$Y = 2 \cdot x / (3 \cdot m)$	0,168	mm
<b>Distancia a esfuerzo máximo</b>	x	$x = (Pb/2)^2 / (4 \cdot h)$	0,126	mm

**Tabla 10. Resultados de los diferentes cálculos del factor de seguridad a flexión de los engranajes piñón y satélite, mediante el teorema de Lewis.**

### **TEOREMA AGMA**

El teorema de AGMA lo aplicamos mediante el programa informático MITCALC, el cual nos permite calcular diferentes parámetros de diferentes tipos de engranaje. De tal manera que le introducimos los valores de los cálculos de la geometría, para cada una de las ruedas dentadas mostrados en las tablas 5 y 6, además de las propiedades mecánicas del material de éstas especificadas en el anexo de material DERLIN 100 PE NC010. De tal manera que MITCALC, nos devuelve los valores de las fuerzas y por lo tanto, el valor del factor de seguridad a flexión para cada una de las ruedas dentadas.

Los valores de las fuerzas obtenidos son los siguientes:

FUERZAS	SIMBOLO	VALOR	UNIDADES
<b>Fuerza tangencial</b>	F <sub>t</sub>	3.00	N
<b>Fuerza radial</b>	F <sub>r</sub>	1,092	N
<b>Fuerza total de la transmisión</b>	F	3,193	N

Tabla 11.-Análisis de fuerzas con AGMA, mediante el programa informático MITCALC.

Por consiguiente, nos devuelve un factor de seguridad a flexión tal que:

Factor de seguridad de los engranajes a flexión	S <sub>f</sub> <sub>ñón</sub>	7.52	adm
	S <sub>f</sub> <sub>satélite</sub>	7.52	adm

### **COMPARACIÓN DE LOS MÉTODOS**

Una vez realizado el análisis de viabilidad resistente de la etapa de reducción por ambos teoremas, Lewis y AGMA, procedemos a la comparación de éstos.

De todo lo anterior, podemos sacar la conclusión de que los valores de las fuerzas son los mismos para ambos métodos, pero el cálculo mediante el teorema de Lewis es más conservador, obteniendo unas tensiones en el diente menores que mediante el teorema de AGMA, por lo que éste último nos proporciona un menor factor de seguridad a flexión.

La variación del factor de seguridad a flexión entre Lewis y AGMA, se encuentre entre un rango de 10%-20%.

Con todo esto podemos concluir que la etapa de reducción analizada es viable dinámicamente ya que obtenemos unos factores de seguridad a flexión aceptable (>2), es decir cumplimos con las especificaciones de diseño.

## 7 DISEÑO MECÁNICO DE LOS ELEMENTOS CONSTITUYENTES DE LA REDUCCIÓN.

Una vez definido el mecanismo, haber realizado el análisis cinemático y de viabilidad resistente, realizamos el diseño 3D del mecanismo. Para ello, utilizamos el programa PTCreو parametric 3.0. Éste nos proporciona la gama más amplia de prestaciones CAD 3D, para acelerar el proceso de desarrollo de productos. Mediante la automatización de tareas como la creación de planos de ingeniería, puede evitar los errores y ahorrar mucho tiempo, es decir, nos permite diseñar productos de mayor calidad con más rapidez y comunicarse más eficazmente con el área de producción, los proveedores y los clientes.

Como se ha comentado en capítulos anteriores, el diseño del mecanismo reductor consta de un engranaje epicicloidal con el portasatélites fijo, además de una etapa de reducción previa a éste, mediante un tornillo sínfin y una rueda helicoidal con ejes perpendiculares.

Cabe destacar, que los engranajes epicicloidales con el portasatélites fijo trabajan como un tren de engranajes simple, pero tienen el diseño de los epicicloidales.

En primer lugar, vamos a dividir el diseño en tres etapas de reducción:

1. Etapa de reducción entre tornillo sínfin y rueda helicoidal.
2. Etapa de reducción entre piñón y satélite.
3. Etapa de reducción entre satélite y rueda corona.

### **PRIMERA ETAPA DE REDUCCIÓN**

Como se ha comentado anteriormente, esta etapa está formado por un tornillo sin fin, solidario al eje del motor, que actúa como elemento de entrada (o motriz) y una rueda de dentado helicoidal, solidaria al eje 1 mediante un biselado, que actúa como elemento de salida (o conducido) en dicha etapa de reducción. La rosca del tornillo engrana con los dientes de la rueda siendo los ejes de transmisión de ambos perpendiculares.

El funcionamiento es muy simple. Por cada vuelta del tornillo, la rueda dentada gira dos dientes o lo que es lo mismo, para que la rueda de una vuelta completa, es necesario que el tornillo gire la mitad de veces como dientes tiene la rueda dentada. De este modo, se puede deducir que el sistema posee una relación de transmisión muy baja, o lo que es lo mismo, es un excelente reductor de velocidad y, por lo tanto, posee una elevada ganancia mecánica. Además de esto, posee otra gran ventaja, el reducido espacio que ocupa, ya que nuestro diseño, debido a su colocación en el vehículo, tiene que ocupar el menor espacio posible.

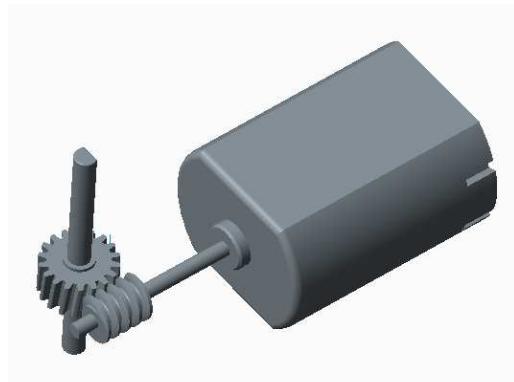


Figura 1. Primera etapa de reducción de la caja reductora.

### **SEGUNDA ETAPA DE REDUCCIÓN**

La segunda etapa de reducción se produce en el engranaje epicicloidal mediante la rueda piñón, también llamada sol, y la rueda satélite. Ambas ruedas son de dentado recto. La rueda piñón, solidaria al eje 1 mediante un biselado, transmite la velocidad de la primera etapa de reducción al ser el mismo eje que la rueda helicoidal, es decir, la velocidad de salida de la primera etapa es la misma que la velocidad a la entrada a la segunda etapa de reducción. La rueda satélite, salida de la segunda etapa, es solidaria al eje biselado 2.

A continuación, en la Figura 2 se muestra la segunda etapa de reducción.

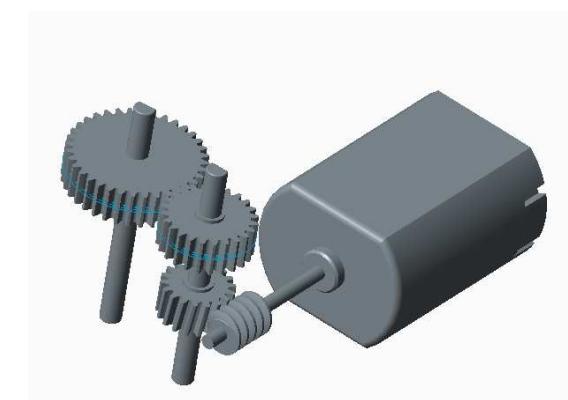
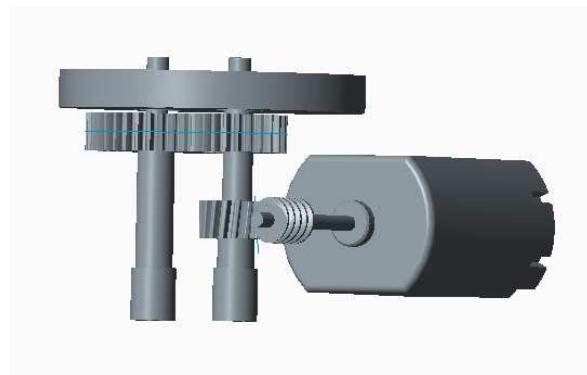


Figura 2. Primera y segunda etapa de reducción de la caja reductora.

Ambos ejes, eje 1 y 2 biselados, están apoyados por los dos extremos. El extremo inferior a la carcasa inferior, mediante sus respectivos casquillos inferiores, y el extremo superior a la placa superior, con sus respectivos casquillos superiores, estos casquillos nos proporcionan el apoyo de los ejes y permiten el giro de estos. La placa de sujeción va atornillada a la carcasa inferior. Además, para garantizar las posiciones de las ruedas dentadas, para un correcto engrane, se diseñan los distanciadores inferiores y superiores.

Además se diseñan los distanciadores para mantener la posición de las ruedas dentadas en sus respectivos ejes y así garantizar una correcto funcionamiento.

Todo lo comentado anteriormente se muestra en la Figura 3.



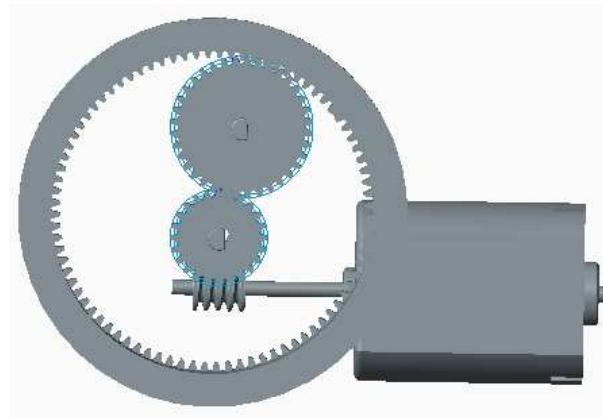
**Figura 3. Primera y segunda etapa de reducción completa de la caja reductora.**

### **TERCERA ETAPA DE REDUCCIÓN**

La última etapa de reducción se realiza mediante la rueda satélite, salida de la segunda etapa, y la rueda corona con dentado interior. La entrada a la tercera etapa de reducción es la salida de la segunda ya que la rueda satélite trabaja como rueda conducida en la segunda etapa y como rueda conductora en la tercera etapa.

De tal manera que engrana con la rueda corona, salida de la etapa, mediante un dentado interno recto, es decir, los dientes están tallados en la parte interior de un anillo o de una rueda con reborde, en vez de en el exterior. Con este tipo de engranajes se mantiene el sentido de la velocidad angular de entrada.

A continuación, en la Figura 3, se muestra la tercera etapa de reducción.

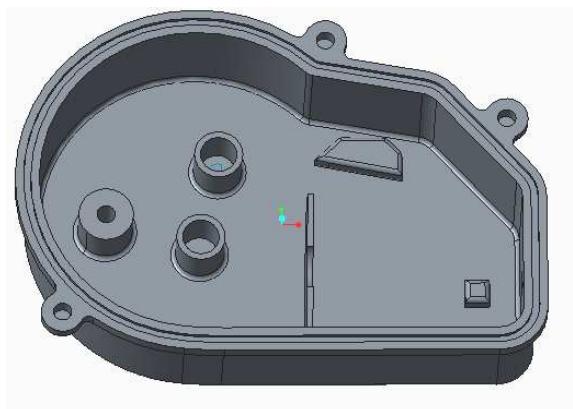


**Figura 4. Tercera etapa de reducción de la caja reductora.**

La corona es la salida del mecanismo, es decir, tiene que salir a la velocidad deseada, además de que debe de girar solo un cierto ángulo de abatimiento del retrovisor. Esto se consigue gracias a los salientes que posee la placa de sujeción superior y la corona, situados a una cierta distancia entre ellos que no es más que el arco del ángulo que se abate el retrovisor.

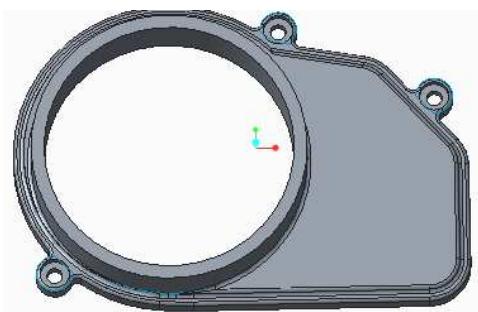
La geometría y tipo de material de cada uno de los elementos diseñados, se detallan en el anexo II.

Una vez diseñadas las etapas de reducción, se diseña las carcasa inferior. Ésta posee un alojamiento para la placa electrónica y el motor, además tres extrusiones cilíndricas, dos para el apoyo inferior de los ejes, donde se introducen los casquillos inferiores correspondientes, y otra roscada para el tornillo que sujeta a la placa posterior. Además en la superficie superior, superficie que está en contacto con la carcasa superior, diseñamos el alojamiento de la junta tórica y los alojamientos roscados para los tornillos de cierre de las carcasa superior e inferior.



**Figura 5. Carcasa inferior de la caja reductora.**

Por último, diseñamos la carcasa superior. El diseño de ésta es simple, ya que se trata de una envoltura del mecanismo, de tal modo que la corona se apoye sobre la superficie superior de la extrusión cilíndrica de la carcasa. Para reducir la fricción entre las diferentes superficies se coloca una arandela entre ellas.



**Figura 5. Carcasa superior de la caja reductora.**

Una vez detalladas las tres etapas de reducción que constituyen el conjunto reductor, las tres quedan integradas con la tapa inferior de la siguiente manera:



**Figura 6. Conjunto con carcasa inferior.**

Por último en la Figura 7 se muestra el conjunto completo cerrado por las carcasas inferior y superior. El cierre del conjunto se realiza mediante tres tornillos y posee una junta tórica entre ambas carcasas para asegurar la estanqueidad de dicho conjunto.



**Figura 7. Conjunto cerrado por ambas carcasas.**

Las propiedades y dimensiones de los elementos constructivos que constituyen el conjunto reductor se detallan en el Anexo II Elementos estructurales y en el Anexo V Planos.

## 8 ANÁLISIS DE VIABILIDAD DEL PROCESO DE INYECCIÓN.

Una vez comprobado que el diseño cinemático y resistente es adecuado y haber realizado el diseño 3D del mecanismo, realizamos el análisis de viabilidad del proceso de inyección.

Para el análisis de viabilidad del proceso de inyección de los elementos que constituyen el mecanismo reductor, utilizamos el programa de elementos finitos llamado Molflow. Éste nos permite garantizarnos de la viabilidad del proceso de inyección, además del cálculo de la pérdida de circularidad y planitud de la pieza analizada en cuestión.

Pero antes de realizar el estudio de moldeo de inyección para cada una de las piezas, debemos conocer correctamente el ciclo de inyección, sus fases y parámetros, su sentido físico y las implicaciones de los mismos en la calidad dimensional del producto terminado.

### 8.1 Fases de un ciclo de inyección.

Antes de explicar qué parámetros se programan en un ciclo de inyección, es importante conocer qué fases forman parte de este proceso y en qué consiste cada una, siempre desde el punto de vista de las transformaciones que sufre el material, y no de los movimientos de la maquina y del molde.

#### 8.1.1 Dosificación, planificación o carga.

En esta fase, la granza eleva su temperatura por el trabajo mecánico del husillo en combinación con el aporte de calor de las resistencias exteriores y funde quedando en disposición de ser injectado dentro del molde.

Durante esta fase, el husillo de la maquina comienza a girar desde su posición más adelantada donde quedó en la final del ciclo anterior, impulsando con este movimiento el avance del material gracias al tornillo de Arquímedes que constituye el husillo. Según se acumula material en la parte delantera de la cámara de plastificación, el tornillo comienza a retroceder simultáneamente al giro.

Varios parámetros intervienen en el control de esta fase y se enumeran a continuación.

Se deberá programar la dosis, de donde toma nombre esta etapa del ciclo. Con ello no queda determinada la masa de material que debe entrar en el molde, y que dependerá del resto de parámetros. Se programa en milímetros de avance el husillo.

Dado que en la fase de dosificación el husillo gira, será primordial programar la velocidad de giro del husillo. Éste parámetro se introduce habitualmente en forma de revoluciones por minuto (rpm) en % con respecto a las rpm máximas. La velocidad del husillo viene limitada por el tipo de material, ya que todos los materiales no soportan una velocidad máxima de cizalla.

También es necesario programar la contrapresión. Ésta es una presión aplicada en la parte trasera del husillo para favorecer la plastificación del material. El hecho de que el husillo esté girando y llevando material a la puntera hace que el husillo comience a retroceder en un movimiento inducido por la masa plástica en la parte delantera que va creciendo. Por lo tanto, la contrapresión se opone a este movimiento y hace que el retroceso sea más lento. A más contrapresión mejor homogenización, siendo el rango de valores de 1 a 10 bares.

El parámetro fundamental de esta fase es la programación de temperaturas. El cilindro de plastificaciones rodeado de resistencias calefactoras que bien individualmente o por grupos, disponen de un termopar que índice la temperatura en esta zona. Se establece una programación de las temperaturas que deben alcanzar las sucesivas resistencias que hay a lo largo del cilindro. La temperatura que se asigna a cada una de las resistencias dependerá del tipo de material que se va a inyectar.

Por último, la succión que consiste en hacer retroceder mínimamente el husillo con el fin de liberar la presión del material acumulado en la puntera.

### **8.1.2 Fase de llenado o primera fase.**

En esta fase se produce el llenado volumétrico del molde, y para ello el husillo solo tiene un movimiento de avance rápido en relación con otros movimientos del ciclo, con el que empuja el polímero fundido hacia el molde. En la puntera del husillo, un sistema de válvula anti-retorno proporciona este efecto pistón en la máquina de inyección.

En esta fase se programan dos parámetros: la velocidad de inyección y una presión umbral o límite.

La velocidad hace referencia a la velocidad de avance de husillo en mm/s. Regula el caudal de material que se trasvaza desde el cilindro de plastificación hacia el molde, debiendo ser rápido pues que el material, en contacto con las paredes del molde, podría solidificar antes de completar el llenado de la cavidad, especialmente en piezas muy delgadas. A mayor velocidad de inyección programada, menor duración de esta fase y mayor caudal. La velocidad puede ser uniforme durante esta fase (velocidad constante), pero también puede ser posible programar un perfil de velocidades.

El segundo parámetro a tener en cuenta es la presión límite o presión umbral, concepto diferente de la presión de inyección. La presión de inyección es consecuencia de:

- Las condiciones con que se inyecta el molde.
- La viscosidad del material.
- La geometría a completar (canales de alimentación, espesores, longitudes...).

La presión umbral es un límite que se fija en la máquina, de tal manera que sea alcanzada este valor, y mediante el sistema correspondiente en la unidad de inyección, dejará de inyectar por velocidad o caudal y lo hará por presión empujando con un

valor fijo, a una presión que tiene como valor el límite que se ha fijado en la programación.

En un proceso ajustado, este valor de presión no debería nunca condicionar al llenado del molde, sino actuar como protección frente a fallos o problemas durante la operativa, de forma que siempre es el caudal o velocidad de inyección el parámetro que regula esta fase.

### 8.1.3 Fase de compactación o mantenimiento.

En esta fase el plástico que ya ha llenado la cavidad siente una presión que se realiza desde el husillo, y que le obliga a dejar hueco para que entre un pequeño porcentaje más de material. Al mismo tiempo, en contacto con el molde mucho más frío que él, comienza a perder temperatura.

Al igual que en la fase anterior, el husillo ahora tendrá movimiento de avance, solo que en este caso, el avance será lento, y mediante la aplicación de una presión concreta en la parte posterior del mismo. En la maquina se verá que el dial o aguja que nos indica la posición del husillo, en lugar de avanzar apreciablemente, lo hace de forma casi imperceptible (alrededor de un 10% del total del avance y en muchos más tiempo en la mayoría de los casos).

En esta fase de compactación, se debe programar la presión de mantenimiento o segunda presión. Toma este nombre de mantener la cavidad llena, sin que se vuelva para atrás el material a presión que se ha inyectado y manteniendo el volumen del molde lleno. Así se irán rellanando los huecos originados por la progresiva contracción que sufre el material durante su enfriamiento. Al igual que con la velocidad en el llenado, se puede realizar en esta fase una programación con el perfil de presiones. Este perfil dependerá del momento en el que se realice el cambio de segunda fase, con el molde más o menos lleno, de geometría de la pieza o incluso de la zona en la que se encuentra ubicado el punto de inyección.

De la misma forma se programara el tiempo de compactación buscando no alargar el ciclo innecesariamente, pero obteniendo una calidad dimensional aceptable para el producto. La compactación será efectiva mientras el material no haya solidificado, y pueda seguir entrando dentro del molde, siendo las zonas claves en esta fase las secciones más restrictivas al paso del plástico. En el momento en el que la entrada se encuentra fría o la pieza sólida, por mucha presión que se aplique, no seguirá entrando material a la cavidad.

En realidad, el primer parámetro a programar en esta fase sería el punto de conmutación o cambio a segunda fase que, habitualmente, se hace por cota de husillo. Es decir, se le indica a la máquina en qué punto del avance debe empezar a empujar por presión dejando atrás el movimiento rápido de llenado por caudal o velocidad. Esta cota se fija en la puesta a punto del molde, al observar, en el llenado progresivo de la pieza, cuándo está casi lleno. Existen otros parámetros como la presión hidráulica o en la cavidad que ayudan a fijar con la máxima precisión en este punto.

### 8.1.4 Fase de solidificación y enfriamiento.

Una vez que desaparece el efecto de la presión ejercida desde el husillo, al material que ha llenado la cavidad del molde únicamente le queda irse enfriando en el interior del mismo, hasta que se formaliza la expulsión y, posteriormente, seguir enfriando hasta alcanzar la temperatura ambiente.

Esta fase del ciclo se simultanea con la carga o dosificación en el husillo.

En el enfriamiento, se deberá programar, en primer lugar, el tiempo necesario para alcanzar la temperatura de expulsión de la pieza, que, además, le hará dado tiempo a la máquina de preparar la siguiente inyectada. Debería conseguirse una temperatura uniforme a lo largo de la pieza, para que el producto tenga propiedades y calidades uniformes.

Además, podrán regularse en mayor o menor medida la temperatura y el caudal de refrigerante utilizado. Así, se tratará de actuar sobre la temperatura a que se encontrará la superficie del molde a lo largo de las sucesivas inyecciones. El valor de estos parámetros, sobre todo del primero, estará condicionando por distintos requisitos:

- El material que se está inyectando.
- La calidad superficial buscada.
- Posibilidad de realización de circuitos de atemperación en el molde, ect.

## 8.2 PUNTOS DE ENTRADA OPTIMOS.

Para el análisis de los puntos de entrada más óptimos, utilizamos el programa Molflow. Este programa nos permite simular diferentes configuraciones de entradas en el proceso de inyección, mostrando los resultados de los parámetros de dicho proceso para cada una de las piezas inyectadas. Éstas son las siguientes:

- Rueda helicoidal.
- Rueda piñón.
- Rueda satélite.
- Rueda corona.
- Carcasa superior.
- Carcasa inferior.

### 8.2.1 RUEDAS DENTADAS

De tal manera se simula, para cada una de las ruedas y con los parámetros del proceso de inyección constantes, las siguientes configuraciones de entrada:

- Un punto de entrada.
- Dos puntos de entrada a 180º.
- Tres puntos de entrada a 120º.
- Seis puntos de entrada (inyección por disco).

Una vez simuladas las configuraciones anteriores para cada rueda, nos quedaremos con la configuración mas optima, es decir, la que nos proporcione unas menores pérdidas de circularidad y planitud.

Para el análisis de la pérdida de circularidad exterior e interior, obtenemos las deflexiones en los extremos de los ejes X e Y de las ruedas dentadas. De tal manera, que podemos calcular las deformación total en cada uno de los ejes y posteriormente, calcular la pérdida de circularidad con la comparación de las deformaciones totales de ambos ejes.

Por otro lado, para el análisis de la planitud superior e inferior de las ruedas dentadas, se obtienen las deflexiones en Z en los extremos superiores e inferiores, ya que estos son los puntos más desfavorables, es decir, son los puntos que mayores deflexiones en Z sufre. Posteriormente, se calcula la pérdida de planitud superior o inferior restando los dos puntos extremos superiores o inferiores.

A continuación se muestra la perdida de circularidad y perdida de planitud de la rueda piñón. En los anexos se encuentran detalladamente las pérdidas de circularidad y de planitud para cada uno de los elementos constituyentes al conjunto reductor.

#### PÉRDIDA DE CIRCULARIDAD:

RUEDA PIÑÓN						
Entrada por un punto						
Circularidad exterior						
Deformación en X [mm]	Deformación total en X [mm]	Deformación en Y [mm]	Deformación total en Y [mm]	Pérdida de circularidad [mm]		
Punto 1	Punto 2	/Punto 1/+/ Punto 2/	Punto 3	Punto 4	/Punto 1/ +/ Punto 2/	/Defor X/ -/Defor Y/
0,1525	-0,1489	0,3014	0,1513	-0,1481	0,2994	0,002
Circularidad interior						
Deformación en X [mm]	Deformación total en X [mm]	Deformación en Y [mm]	Deformación total en Y [mm]	Pérdida de circularidad [mm]		
Punto 1	Punto 2	/Punto 1/+/ Punto 2/	Punto 3	Punto 4	/Punto 1/ +/ Punto 2/	/Defor X/ -/Defor Y/
0,0233	-0,0106	0,0339	0,0259	-0,0169	0,0428	-0,0089
Entrada por dos puntos (180º)						
Circularidad exterior						
Deformación en X [mm]	Deformación total en X [mm]	Deformación en Y [mm]	Deformación total en Y [mm]	Pérdida de circularidad [mm]		
Punto 1	Punto 2	/Punto 1/+/ Punto 2/	Punto 3	Punto 4	/Punto 1/ +/ Punto 2/	/Defor X/ -/Defor Y/
0,1725	-0,1709	0,3434	0,1718	-0,1693	0,3411	0,0023
Circularidad interior						
Deformación en X [mm]	Deformación total en X [mm]	Deformación en Y [mm]	Deformación total en Y [mm]	Pérdida de circularidad [mm]		
Punto 1	Punto 2	/Punto 1/+/ Punto 2/	Punto 3	Punto 4	/Punto 1/ +/ Punto 2/	/Defor X/ -/Defor Y/
0,0324	-0,0162	0,0486	0,0353	-0,0263	0,0616	-0,013
Entrada por tres punto (120º)						

Circularidad exterior						
Deformación en X [mm]		Deformación total en X [mm]	Deformación en Y [mm]		Deformación total en Y [mm]	Pérdida de circularidad [mm]
Punto 1	Punto 2	/Punto 1/+/ Punto 2/	Punto 3	Punto 4	/Punto 1/ +/ Punto 2/	/Defor X/ -/Defor Y/
0,1767	-0,1748	0,3515	0,1746	-0,1726	0,3472	0,0043
Circularidad interior						
Deformación en X [mm]		Deformación total en X [mm]	Deformación en Y [mm]		Deformación total en Y [mm]	Pérdida de circularidad [mm]
Punto 1	Punto 2	/Punto 1/+/ Punto 2/	Punto 3	Punto 4	/Punto 1/ +/ Punto 2/	/Defor X/ -/Defor Y/
0,0345	-0,0175	0,052	0,0367	-0,0279	0,0646	-0,0126
Entrada por seis punto						
Circularidad exterior						
Deformación en X [mm]		Deformación total en X [mm]	Deformación en Y [mm]		Deformación total en Y [mm]	Pérdida de circularidad [mm]
Punto 1	Punto 2	/Punto 1/+/ Punto 2/	Punto 3	Punto 4	/Punto 1/ +/ Punto 2/	/Defor X/ -/Defor Y/
0,1745	-0,1728	0,3473	0,1722	-0,1704	0,3426	0,0047
Circularidad interior						
Deformación en X [mm]		Deformación total en X [mm]	Deformación en Y [mm]		Deformación total en Y [mm]	Pérdida de circularidad [mm]
Punto 1	Punto 2	/Punto 1/+/ Punto 2/	Punto 3	Punto 4	/Punto 1/ +/ Punto 2/	/Defor X/ -/Defor Y/
0,0335	-0,0169	0,0504	0,0343	-0,0322	0,0665	-0,0161

Tabla 7.-Cálculo de la perdida de circularidad en la rueda piñón.

De la tabla 7 podemos sacar la conclusión de que la mejor configuración de entrada del proceso de inyección para la rueda piñón, es la entrada por tres puntos separados a 120º entre sí. Esto es debido a que con esta configuración obtenemos una menor pérdida de circularidad que con las demás configuraciones disponibles.

A continuación en la tabla 8, se muestran las configuraciones de entrada del proceso de inyección para cada uno de las ruedas dentadas que constituyen la reducción. Los cálculos asociados a la perdida de circularidad de cada una de ellas se exponen en los anexos.

ELEMENTO	CONFIGURACION DE ENTRADA ÓPTIMA
Rueda Helicoidal	Entrada por dos puntos de inyección (180º).
Rueda Piñón	Entrada por dos puntos de inyección (180º).
Rueda Satélite	Entrada por seis puntos de inyección.
Rueda Corona	Entrada por un punto de inyección.

Tabla 8.- Selección de la configuraciones de entrada que proporcionan una menor perdida de circularidad, para cada rueda dentada.

PLANITUD:

RUEDA PIÑON		
Entrada por un punto		
Planitud superior		
Deflexión en Z [mm]		Perdida de planitud [mm]
Punto 1	Punto 2	Punto 1 -Punto 2
-0,0416	-0,0439	0,0023
Planitud inferior		
Deflexión en Z [mm]		Perdida de planitud [mm]
Punto 1	Punto 2	Punto 1 -Punto 2
0,0443	0,0452	-0,0009
Entrada por dos puntos (180º)		
Planitud superior		
Deflexión en Z [mm]		Perdida de planitud [mm]
Punto 1	Punto 2	Punto 1 -Punto 2
-0,0452	-0,0481	0,0029
Planitud inferior		
Deflexión en Z [mm]		Perdida de planitud [mm]
Punto 1	Punto 2	Punto 1 -Punto 2
0,0444	0,047	-0,0026
Entrada por tres puntos (120º)		
Planitud superior		
Deflexión en Z [mm]		Perdida de planitud [mm]
Punto 1	Punto 2	Punto 1 -Punto 2
-0,0463	-0,0489	0,0026
Planitud inferior		
Deflexión en Z [mm]		Perdida de planitud [mm]
Punto 1	Punto 2	Punto 1 -Punto 2
0,0444	0,0482	-0,0038
Entrada por seis puntos		
Planitud superior		
Deflexión en Z [mm]		Perdida de planitud [mm]
Punto 1	Punto 2	Punto 1 -Punto 2
-0,0458	-0,048	0,0022
Planitud inferior		
Deflexión en Z [mm]		Perdida de planitud [mm]
Punto 1	Punto 2	Punto 1 -Punto 2
0,0452	0,0477	-0,0025

Tabla 9.- Cálculo de la perdida de planitud en la rueda piñón.

De la tabla 9 podemos sacar la conclusión de que la configuración de entrada que nos proporciona una menor pérdida de planitud es la entrada por seis puntos o simulación por disco.

A continuación en la tabla 10, se muestran las configuraciones de entrada, para cada uno de las ruedas dentadas, que les proporciona una menor pérdida de planitud. Los cálculos asociados a la pérdida de planitud de cada uno de los elementos restantes se detallan en los anexos.

Elementos	Configuración de entrada más optima
Rueda Helicoidal	Entrada por un punto.
Rueda Piñón	Entrada por un punto.
Rueda Satélite	Entrada por tres puntos (120º).
Rueda corona	Entrada por un punto.

**Tabla 10.- Selección de la configuraciones de entrada que proporcionan una menor perdida de planitud, para cada rueda dentada.**

Comparando las tablas 8 y 10, nos damos cuenta de que la configuración de entrada optima en el proceso de inyección no es la misma para obtener una menor pérdida de circularidad que para obtener una menor perdida de planitud para cada rueda. Debido a esto, elegimos la configuración de entrada en el proceso de inyección que nos proporcione una menor pérdida de circularidad, ya que este parámetro es más importante que la planitud en el funcionamiento de nuestro diseño.

De tal manera nos quedan las siguientes configuraciones definitivas de entrada del proceso de inyección para cada uno de las ruedas que componen la caja reductora.

ELEMENTO	CONFIGURACION DE ENTRADA ÓPTIMA
Rueda Helicoidal	Entrada por dos puntos de inyección (180º).
Rueda Piñón	Entrada por dos puntos de inyección (180º).
Rueda Satélite	Entrada por seis puntos de inyección.
Rueda Corona	Entrada por un punto de inyección.

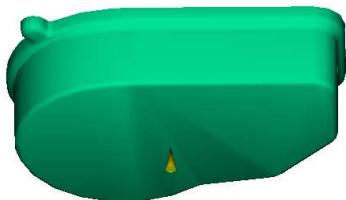
**Tabla 11.- Configuraciones definitivas para cada una de las ruedas dentadas que intervienen en el diseño del conjunto reductor.**

En los anexos se expone las configuraciones de diseño definitivas, además de sus correspondientes pérdidas de circularidad y planitud para cada una de las ruedas dentadas que constituyen el conjunto reductor.

### 8.2.2 CARCASA INFERIOR.

Para la carcasa inferior evaluamos la planitud de la superficie de contacto entre la carcasa superior e inferior (alojamiento de la junta tórica), además del análisis del paralelismo entre los diferentes alojamientos de los pasadores del conjunto, para cada una de las siguientes configuraciones de entrada que se muestran a continuación:

Entrada por un punto en la parte central posterior.



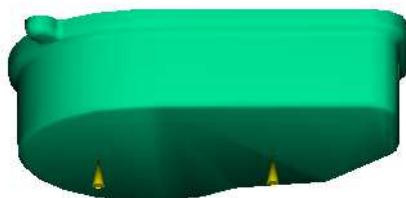
Entrada por un punto en la parte exterior por el ancho de la pieza.



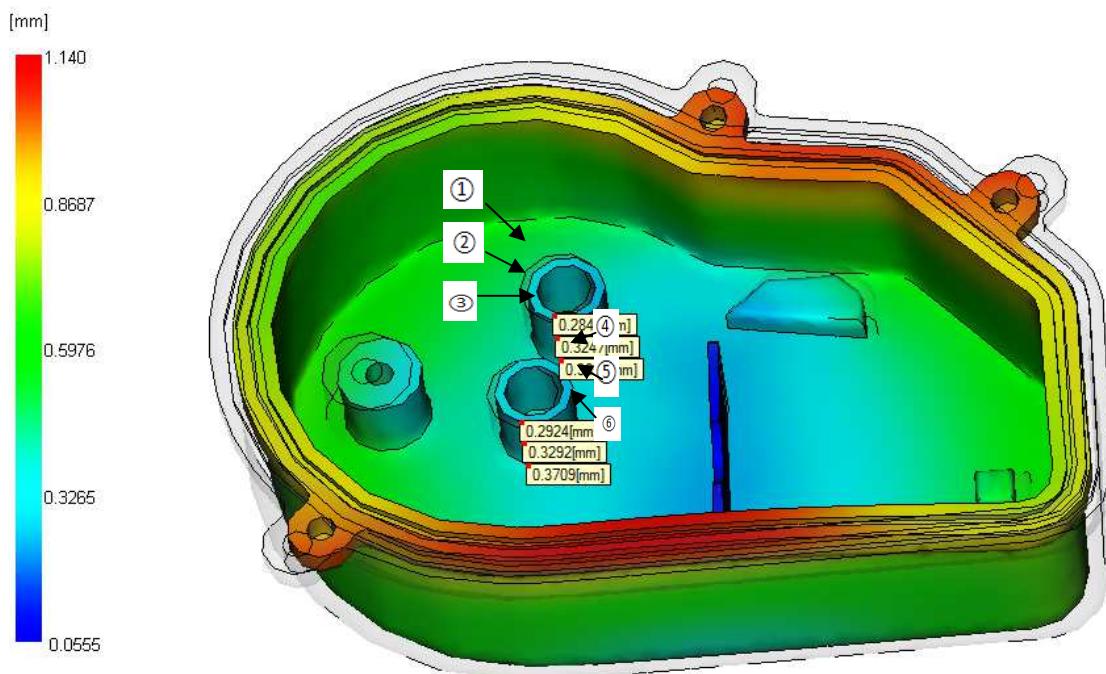
Entrada por un punto en la parte exterior por el largo de la pieza.



Entrada por dos puntos en la parte posterior de la pieza.



PARALELISMO ENTRE EJES:



En primer lugar, se toman los tres puntos de la directriz de cada cilindro para posterior compararlos cada uno con el punto homologo de la otra directriz. De tal manera, que nos quedaremos con la configuración que posea mayor paralelismo entre ejes.

Este procedimiento se realiza para cada una de las diferentes configuraciones de entradas en el proceso de inyección. Todo esto queda detallado en la tabla que se muestra a continuación.

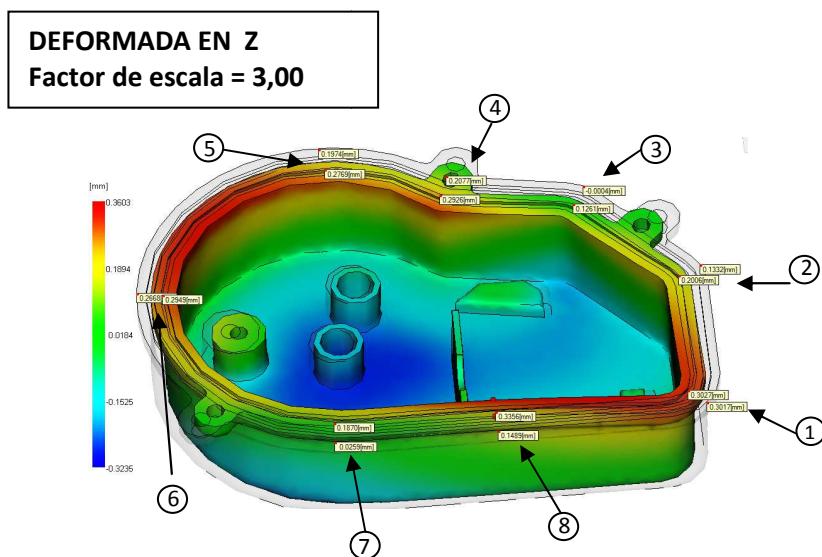
CARCASA INFERIOR				
Entrada por un punto en la parte central posterior				
Puntos	Deflexión Total (X+Y+Z) [mm]	Deflexión X [mm]	Deflexión Y [mm]	Deflexión Z [mm]
1,00	0,28	0,20	0,13	-0,15
2,00	0,32	0,19	0,17	-0,20
3,00	0,37	0,18	0,20	-0,25
4,00	0,29	0,23	0,01	-0,18
5,00	0,33	0,23	0,02	-0,23
6,00	0,37	0,24	0,01	-0,28
COMPARACIÓN				
Puntos	Deflexión Total (X+Y+Z) [mm]	Deflexión X [mm]	Deflexión Y [mm]	Deflexión Z [mm]
1 con 4	0,01	0,03	0,12	0,03
2 con 5	0,01	0,04	0,15	0,03
3 con 6	0,00	0,06	0,19	0,03

Entrada por un punto en la parte exterior por el ancho de la pieza				
Puntos	Deflexión Total (X+Y+Z) [mm]	Deflexión X [mm]	Deflexión Y [mm]	Deflexión Z [mm]
1,00	0,28	0,20	0,13	-0,13
2,00	0,32	0,19	0,17	-0,18
3,00	0,34	0,18	0,19	-0,22
4,00	0,29	0,23	-0,01	-0,18
5,00	0,32	0,23	0,00	-0,22
6,00	0,36	0,24	0,00	-0,27
COMPARACIÓN				
Puntos	Deflexión Total (X+Y+Z) [mm]	Deflexión X [mm]	Deflexión Y [mm]	Deflexión Z [mm]
1 con 4	0,01	0,03	0,14	0,05
2 con 5	0,00	0,04	0,17	0,04
3 con 6	0,02	0,06	0,19	0,05
Entrada por un punto en la parte exterior por el largo de la pieza				
Puntos	Deflexión Total (X+Y+Z) [mm]	Deflexión X [mm]	Deflexión Y [mm]	Deflexión Z [mm]
1,00	0,30	0,22	0,15	-0,12
2,00	0,32	0,20	0,18	-0,17
3,00	0,35	0,18	0,20	-0,22
4,00	0,30	0,25	0,00	-0,17
5,00	0,32	0,24	0,01	-0,21
6,00	0,36	0,24	0,00	-0,26
COMPARACIÓN				
Puntos	Deflexión Total (X+Y+Z) [mm]	Deflexión X [mm]	Deflexión Y [mm]	Deflexión Z [mm]
1 con 4	0,00	0,03	0,15	0,05
2 con 5	0,00	0,04	0,17	0,04
3 con 6	0,01	0,06	0,20	0,04
Entrada por dos puntos en la parte posterior de la pieza				
Puntos	Deflexión Total (X+Y+Z) [mm]	Deflexión X [mm]	Deflexión Y [mm]	Deflexión Z [mm]
1,00	0,36	0,25	0,18	-0,17
2,00	0,39	0,23	0,22	-0,22
3,00	0,43	0,22	0,24	-0,27
4,00	0,37	0,30	0,01	-0,22
5,00	0,40	0,29	0,02	-0,27
6,00	0,44	0,30	0,00	-0,32
COMPARACIÓN				
Puntos	Deflexión Total (X+Y+Z) [mm]	Deflexión X [mm]	Deflexión Y [mm]	Deflexión Z [mm]
1 con 4	0,01	0,05	0,17	0,05
2 con 5	0,01	0,06	0,20	0,05
3 con 6	0,01	0,08	0,24	0,05

**Tabla 12.-Cálculo del paralelismo entre ejes para cada configuración de entradas en la carcasa inferior.**

De la tabla 11 podemos sacar la conclusión de que conseguimos un mayor paralelismo entre ejes con la configuración de entrada por un punto en la parte central posterior

## PLANITUD:



La zona a analizar es la superficie de contacto con la carcasa superior, donde se aloja la junta tórica.

En primer lugar, para el análisis de la planitud tanto de la superficie interior como para la exterior, mediante el programa Molflow, obtenemos las deflexiones en Z de una serie de puntos a lo largo de la superficie a analizar para cada una de las diferentes configuraciones de entrada del proceso de inyección, como se observa en la imagen de resultados del Molflow anterior.

Los valores de las deflexiones en Z obtenidos, interiores e exteriores, son las siguientes:

ANÁLISIS DE LA PLANITUD			
ENTRADA POR UN PUNTO EN LA PARTE CENTRAL POSTERIOR			
PLANITUD SUPERFICIE INTERIOR		PLANITUD SUPERFICIE EXTERIOR	
PUNTOS	DEFLEXIÓN EN Z [mm]	PUNTOS	DEFLEXIÓN EN Z [mm]
1	0,3027	1	0,3017
2	0,2006	2	0,1332
3	0,1261	3	-0,0004
4	0,2926	4	0,2077
5	0,2769	5	0,1974
6	0,2949	6	0,2668
7	0,187	7	0,0259
8	0,3356	8	0,1489

ENTRADA POR UN PUNTO EN LA PARTE EXTERIOR POR EL ANCHO DE LA PIEZA			
PLANITUD SUPERFICIE INTERIOR		PLANITUD SUPERFICIE EXTERIOR	
PUNTOS	DEFLEXIÓN EN Z [mm]	PUNTOS	DEFLEXIÓN EN Z [mm]
1	0,3333	1	0,3507
2	0,1628	2	0,0949
3	0,1006	3	-0,0232
4	0,2743	4	0,1889
5	0,2629	5	0,1815
6	0,2763	6	0,2657
7	0,1317	7	-0,014
8	0,3121	8	0,1395
ENTRADA POR UN PUNTO EN LA PARTE EXTERIOR POR EL LARGO DE LA PIEZA			
PLANITUD SUPERFICIE INTERIOR		PLANITUD SUPERFICIE EXTERIOR	
PUNTOS	DEFLEXIÓN EN Z [mm]	PUNTOS	DEFLEXIÓN EN Z [mm]
1	0,2915	1	0,2924
2	0,1927	2	0,1224
3	0,1342	3	0,0132
4	0,3027	4	0,2192
5	0,2668	5	0,1908
6	0,2827	6	0,2547
7	0,176	7	0,0281
8	0,3019	8	0,1301
ENTRADA POR DOS PUNTOS EN LA PARTE POSTERIOR DE LA PIEZA			
PLANITUD SUPERFICIE INTERIOR		PLANITUD SUPERFICIE EXTERIOR	
PUNTOS	DEFLEXIÓN EN Z [mm]	PUNTOS	DEFLEXIÓN EN Z [mm]
1	0,3557	1	0,3752
2	0,2312	2	0,1808
3	0,1723	3	0,0736
4	0,3395	4	0,2763
5	0,3411	5	0,3024
6	0,3221	6	0,3081
7	0,237	7	0,1183
8	0,3685	8	0,2205

Tabla 13.-Deflexiones en Z de los puntos obtenidos en Molflow para el estudio de planitud.

En segundo lugar, para obtener la pérdida de planitud interior e exterior, restamos el punto que tiene una mayor deflexión positiva con el punto que posee una mayor deflexión negativa, de tal manera, que conseguimos la pérdida de planitud, interior y exterior, para cada una de las configuraciones expuestas anteriormente.

En el caso de que en alguna configuración no tuviésemos deflexiones negativas, cogeremos las deflexiones que se aproximen mas a cero, planitud ideal.

Los valores de las pérdidas de planitud para cada configuración son las siguientes:

PÉRDIDA DE PLANITUD		
ENTRADA POR UN PUNTO EN LA PARTE CENTRAL POSTERIOR		
PLANITUD SUPERFICIE INTERIOR		
DEFLEXION MÁXIMA [mm]	DEFLEXION MINIMA [mm]	PERDIDA DE PLANITUD ( PTO 1- PTO2) [mm]
0,3356	0,1261	0,2095
PLANITUD SUPERFICIE EXTERIOR		
DEFLEXION MÁXIMA [mm]	DEFLEXION MINIMA [mm]	PERDIDA DE PLANITUD ( PTO 1- PTO2) [mm]
0,3017	-0,004	0,3057
ENTRADA POR UN PUNTO EN LA PARTE EXTERIOR POR EL ANCHO DE LA PIEZA		
PLANITUD SUPERFICIE INTERIOR		
DEFLEXION MÁXIMA [mm]	DEFLEXION MINIMA [mm]	PERDIDA DE PLANITUD ( PTO 1- PTO2) [mm]
0,3333	0,1006	0,2327
PLANITUD SUPERFICIE EXTERIOR		
DEFLEXION MÁXIMA [mm]	DEFLEXION MINIMA [mm]	PERDIDA DE PLANITUD ( PTO 1- PTO2) [mm]
0,3507	-0,0232	0,3739
ENTRADA POR UN PUNTO EN LA PARTE EXTERIOR POR EL LARGO DE LA PIEZA		
PLANITUD SUPERFICIE INTERIOR		
DEFLEXION MÁXIMA [mm]	DEFLEXION MINIMA [mm]	PERDIDA DE PLANITUD ( PTO 1- PTO2) [mm]
0,3019	0,176	0,1259
PLANITUD SUPERFICIE EXTERIOR		
DEFLEXION MÁXIMA [mm]	DEFLEXION MINIMA [mm]	PERDIDA DE PLANITUD ( PTO 1- PTO2) [mm]
0,2924	0,0132	0,2792
ENTRADA POR DOS PUNTOS EN LA PARTE POSTERIOR DE LA PIEZA		
PLANITUD SUPERFICIE INTERIOR		
DEFLEXION MÁXIMA [mm]	DEFLEXION MINIMA [mm]	PERDIDA DE PLANITUD ( PTO 1- PTO2) [mm]
0,3557	0,1723	0,1834
PLANITUD SUPERFICIE EXTERIOR		
DEFLEXION MÁXIMA [mm]	DEFLEXION MINIMA [mm]	PERDIDA DE PLANITUD ( PTO 1- PTO2) [mm]
0,3752	0,0736	0,3016

Tabla 14.-Pérdidas de planitud para cada configuración de entrada del proceso de inyección.

Por lo tanto, de la tabla 11 y 9 podemos sacar la conclusión de que no obtenemos la menor perdida de planitud y el mayor paralelismo entre ejes con la misma configuración de entrada. Por lo tanto debido a la mayor importancia, para el funcionamiento correcto del diseño, el paralelismo entre ejes frente a la planitud, elegimos la configuración de entrada que nos proporcione un mayor paralelismo entre ejes. Ésta es la configuración de entrada por un punto por la parte central posterior.

### 8.2.3 CARCASA SUPERIOR.

Para la carcasa superior evaluamos la planitud de la superficie de contacto entre la carcasa superior e inferior, además de la circularidad de la extrusión que cubre la corona, para cada una de las diferentes configuraciones de entrada que se muestran a continuación:

Un solo punto de entrada.



Dos puntos de entrada (180º).



Tres puntos de entrada (120º).



Seis puntos de entrada.



**PERDIDA DE CIRCULARIDAD:**

Para el estudio de la perdida de circularidad de la extrusión que cubre a la corona, se utiliza el mismo método que en el estudio de la pérdida de circularidad de los engranajes.

Sólo se obtiene los puntos interiores de la parte superior del saliente, ya que como se representan en los resultados de Molflow, expuesto en los anexos, son la parte que mayor deflexiones posee para cada una de las configuraciones de entrada existentes.

A continuación, se muestra la siguiente tabla, donde se representan la pérdida de circularidad de la parte estudiada, en cada una de las configuraciones de entrada del proceso de inyección.

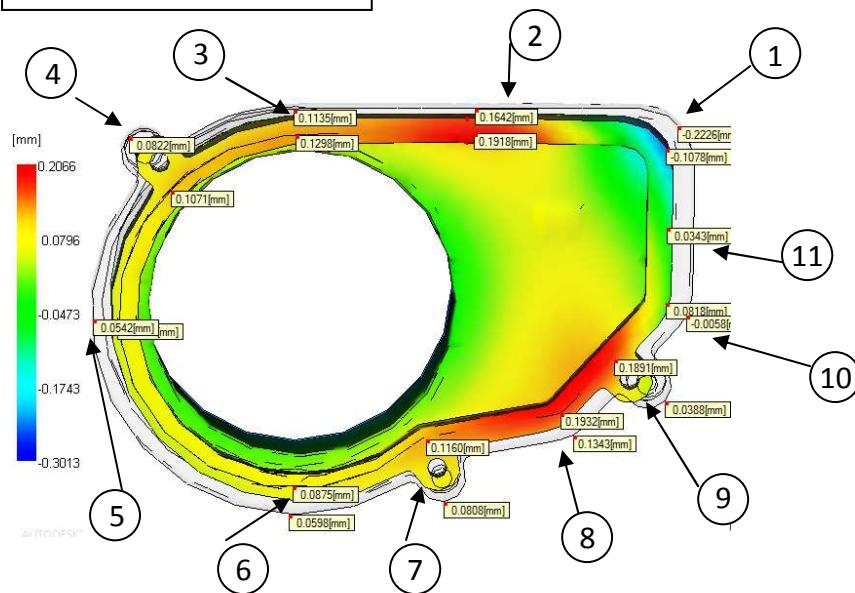
CARCASA SUPERIOR							
Entrada por un punto							
Deformación en X [mm]		Deformación total en X [mm]		Deformación en Y [mm]		Deformación total en Y [mm]	Pérdida de circularidad [mm]
Punto 1	Punto 2	/Punto 1/+/ Punto 2/	Punto 3	Punto 4	/Punto 1/+/ Punto 2/	/Defor X/ -/Defor Y/	
0,6576	-0,2451	0,9027	0,3276	-0,3091	0,6367	0,266	
Entrada por dos puntos 180º							
Deformación en X [mm]		Deformación total en X [mm]		Deformación en Y [mm]		Deformación total en Y [mm]	Pérdida de circularidad [mm]
Punto 1	Punto 2	/Punto 1/+/ Punto 2/	Punto 3	Punto 4	/Punto 1/+/ Punto 2/	/Defor X/ -/Defor Y/	
0,6747	-0,2853	0,96	0,3436	-0,3263	0,6699	0,2901	
Entrada por tres puntos (120º)							
Deformación en X [mm]		Deformación total en X [mm]		Deformación en Y [mm]		Deformación total en Y [mm]	Pérdida de circularidad [mm]
Punto 1	Punto 2	/Punto 1/+/ Punto 2/	Punto 3	Punto 4	/Punto 1/+/ Punto 2/	/Defor X/ -/Defor Y/	
0,5692	-0,2573	0,8265	0,294	-0,2635	0,5575	0,269	
Entrada por seis puntos							
Deformación en X [mm]		Deformación total en X [mm]		Deformación en Y [mm]		Deformación total en Y [mm]	Pérdida de circularidad [mm]
Punto 1	Punto 2	/Punto 1/+/ Punto 2/	Punto 3	Punto 4	/Punto 1/+/ Punto 2/	/Defor X/ -/Defor Y/	
0,5453	-0,2489	0,7942	0,2908	-0,2602	0,551	0,2432	

Tabla 15.- Cálculo de la perdida de circularidad en la extrusión que cubre la corona de la carcasa inferior.

De la tabla 12, llegamos a la conclusión de que la mejor configuración de entrada para conseguir una menor pérdida de circularidad en la extrusión que cubre la corona, es la entrada por seis puntos o inyección por disco.

PLANITUD:

**DEFORMADA EN Z**  
Factor de escala = 3,00



La zona a analizar es la superficie de contacto con la carcasa inferior, zona de estudio de planitud de la carcasa inferior. El procedimiento es similar al cálculo de la perdida de planitud de la carcasa inferior.

En primer lugar, para el análisis de la planitud tanto de la superficie interior como para la exterior, mediante el programa Molflow, obtenemos las deflexiones en Z de una serie de puntos a lo largo de la superficie a analizar para cada una de las diferentes configuraciones de entrada del proceso de inyección, como se observa en la imagen de resultados del Molflow anterior.

Los valores de las deflexiones en Z obtenidos, interiores e exteriores, son las siguientes:

ANÁLISIS DE LA PLANITUD			
ENTRADA POR UN PUNTO			
PLANITUD SUPERFICIE INTERIOR		PLANITUD SUPERFICIE EXTERIOR	
PUNTOS	DEFLEXIÓN EN Z [mm]	PUNTOS	DEFLEXIÓN EN Z [mm]
1	-0,1078	1	-0,2226
2	0,1918	2	0,1642
3	0,1298	3	0,1135
4	0,1071	4	0,0822
5	0,1012	5	0,0542
6	0,0875	6	0,0598
7	0,116	7	0,0808

<b>8</b>	0,1932	<b>8</b>	0,1343
<b>9</b>	0,1891	<b>9</b>	0,0388
<b>10</b>	0,0818	<b>10</b>	-0,0058
<b>11</b>	0,0343	<b>11</b>	-0,00348

**ENTRADA POR DOS PUNTOS**

PLANITUD SUPERFICIE INTERIOR		PLANITUD SUPERFICIE EXTERIOR	
PUNTOS	DEFLEXIÓN EN Z [mm]	PUNTOS	DEFLEXIÓN EN Z [mm]
<b>1</b>	-0,1395	<b>1</b>	-0,2626
<b>2</b>	0,1967	<b>2</b>	0,1663
<b>3</b>	0,1218	<b>3</b>	0,103
<b>4</b>	0,1079	<b>4</b>	0,0941
<b>5</b>	0,0876	<b>5</b>	0,0772
<b>6</b>	0,0754	<b>6</b>	0,0477
<b>7</b>	0,1119	<b>7</b>	0,0621
<b>8</b>	0,2067	<b>8</b>	0,1442
<b>9</b>	0,2053	<b>9</b>	0,0475
<b>10</b>	0,0836	<b>10</b>	-0,0073
<b>11</b>	0,022	<b>11</b>	-0,0054

**ENTRADA POR TRES PUNTOS**

PLANITUD SUPERFICIE INTERIOR		PLANITUD SUPERFICIE EXTERIOR	
PUNTOS	DEFLEXIÓN EN Z [mm]	PUNTOS	DEFLEXIÓN EN Z [mm]
<b>1</b>	-0,2005	<b>1</b>	-0,338
<b>2</b>	0,212	<b>2</b>	0,1768
<b>3</b>	0,1597	<b>3</b>	0,1399
<b>4</b>	0,0987	<b>4</b>	0,0464
<b>5</b>	0,0743	<b>5</b>	-0,0035
<b>6</b>	0,0899	<b>6</b>	0,046
<b>7</b>	0,1495	<b>7</b>	0,0884
<b>8</b>	0,1883	<b>8</b>	0,1144
<b>9</b>	0,1668	<b>9</b>	-0,0217
<b>10</b>	0,0247	<b>10</b>	-0,0805
<b>11</b>	-0,0302	<b>11</b>	-0,0752

**ENTRADA POR SEIS PUNTOS**

PLANITUD SUPERFICIE INTERIOR		PLANITUD SUPERFICIE EXTERIOR	
PUNTOS	DEFLEXIÓN EN Z [mm]	PUNTOS	DEFLEXIÓN EN Z [mm]
<b>1</b>	-0,2248	<b>1</b>	-0,3664
<b>2</b>	0,2074	<b>2</b>	0,1688
<b>3</b>	0,1702	<b>3</b>	0,1456
<b>4</b>	0,1024	<b>4</b>	0,0429
<b>5</b>	0,0978	<b>5</b>	-0,0231

<b>6</b>	0,088	<b>6</b>	0,0417
<b>7</b>	0,1598	<b>7</b>	0,1031
<b>8</b>	0,1946	<b>8</b>	0,1206
<b>9</b>	0,0109	<b>9</b>	-0,9612
<b>10</b>	0,0109	<b>10</b>	-0,0961
<b>11</b>	-0,0481	<b>11</b>	-0,1135

**Tabla 16.-Deflexiones en Z de los puntos obtenidos en Molflow para el estudio de planitud.**

En segundo lugar, para obtener la pérdida de planitud interior y exterior, restamos el punto que tiene una mayor deflexión positiva con el punto que posee una mayor deflexión negativa, de tal manera, que conseguimos la pérdida de planitud, interior y exterior, para cada una de las configuraciones expuestas anteriormente.

En el caso de que en alguna configuración no tuviésemos deflexiones negativas, cogeremos las deflexiones que se aproximen mas a cero, planitud ideal.

Los valores de las pérdidas de planitud para cada configuración son las siguientes:

PÉRDIDA DE PLANITUD		
ENTRADA POR UN PUNTO		
PLANITUD SUPERFICIE INTERIOR		
DEFLEXION MÁXIMA [mm]	DEFLEXION MINIMA [mm]	PERDIDAD DE PLANITUD ( PTO 1- PTO2) [mm]
0,1932	-0,1078	<b>0,301</b>
PLANITUD SUPERFICIE EXTERIOR		
DEFLEXION MÁXIMA [mm]	DEFLEXION MINIMA [mm]	PERDIDAD DE PLANITUD ( PTO 1- PTO2) [mm]
0,1642	-0,2226	<b>0,3868</b>
ENTRADA POR DOS PUNTO 180º		
PLANITUD SUPERFICIE INTERIOR		
DEFLEXION MÁXIMA [mm]	DEFLEXION MINIMA [mm]	PERDIDAD DE PLANITUD ( PTO 1- PTO2) [mm]
0,2067	-0,1395	<b>0,3462</b>
PLANITUD SUPERFICIE EXTERIOR		
DEFLEXION MÁXIMA [mm]	DEFLEXION MINIMA [mm]	PERDIDAD DE PLANITUD ( PTO 1- PTO2) [mm]
0,1663	-0,2626	<b>0,4289</b>
ENTRADA POR TRES PUNTOS (120º)		
PLANITUD SUPERFICIE INTERIOR		
DEFLEXION MÁXIMA [mm]	DEFLEXION MINIMA [mm]	PERDIDAD DE PLANITUD ( PTO 1- PTO2) [mm]
0,1883	-0,2005	<b>0,3888</b>
PLANITUD SUPERFICIE EXTERIOR		
DEFLEXION MÁXIMA [mm]	DEFLEXION MINIMA [mm]	PERDIDAD DE PLANITUD ( PTO 1- PTO2) [mm]
0,1768	-0,338	<b>0,5148</b>

ENTRADA POR SEIS PUNTOS		
PLANITUD SUPERFICIE INTERIOR		
DEFLEXION MÁXIMA [mm]	DEFLEXION MINIMA [mm]	PERDIDA DE PLANITUD ( PTO 1- PTO2) [mm]
0,1883	-0,2005	<b>0,3888</b>
PLANITUD SUPERFICIE EXTERIOR		
DEFLEXION MÁXIMA [mm]	DEFLEXION MINIMA [mm]	PERDIDA DE PLANITUD ( PTO 1- PTO2) [mm]
0,1768	-0,338	<b>0,5148</b>

**Tabla 17.- Pérdidas de planitud en la extrusión que cubre la corona de la carcasa inferior, para cada una de las diferentes configuraciones de entrada del proceso de inyección.**

De la tabla 13, llegamos a la conclusión de que la mejor configuración de entrada para conseguir una menor pérdida de circularidad en la extrusión que cubre la corona, es la entrada por un punto de inyección.

Como podemos observar en las tablas de la perdidas de planitud y circularidad, la configuración de entrada que nos proporciona una menor perdida de circularidad es diferente a la configuración de entrada que nos proporciona una menor perdida de planitud. Debido a esto, nos quedamos con la configuración de entrada del proceso de inyección que nos proporcione una menor perdida de circularidad, ya que este parámetro tiene más importancia en la función de la carcasa superior, ya que la extrusión de ésta cubre y sostiene la rueda corona, por lo que debe poseer una buena circularidad para un funcionamiento adecuado.

En conclusión, las configuraciones de entrada del proceso de inyección para cada carcasa son las siguientes:

ELEMENTOS	CONFIGURACION FINAL
CARCASA SUPERIOR	Entrada por un punto en la parte central posterior.
CARCASA INFERIOR	Entrada por un punto de inyección.

**Tabla 18.-Configuraciones definitivas de entrada del proceso de inyección para cada una de las carcasas.**

## 9 OPTIMIZACIÓN DE PARÁMETROS TÉCNICOS.

Una vez realizado el análisis de viabilidad del proceso de inyección y haber obtenido los puntos de entrada óptimos del proceso de inyección, para cada uno de los elementos que constituyen el conjunto reductor, optimizamos los parámetros técnicos para la configuración optima de entrada. Es decir, optimizamos el tiempo de ciclo técnico, compuesto por el tiempo de inyección, compactación y enfriamiento de la pieza a analizar.

De tal manera que generamos una ficha técnica de inyección, para cada una de las piezas, dónde se especifican los principales parámetros del proceso de inyección.

Para ello, manteniendo los parámetros de tiempo de inyección y presión de compactación fijados en el apartado de viabilidad del proceso de inyección, ajustamos el tiempo de compactación y enfriamiento a lo mínimo que nos permiten las propiedades del material según los resultados obtenidos en la simulación de Moldflow, para cada uno de las piezas.

A continuación se muestra la ficha técnica de inyección de la rueda satélite. Las fichas técnicas de inyección de los demás elementos que constituyen el conjunto reductor, se exponen en el Anexo de viabilidad del proceso de inyección.

FICHA TÉCNICA DE INYECCIÓN			
RUEDA SATÉLITE			
PARÁMETROS TÉCNICOS	RESULTADO	UNIDADES	
TIEMPO DE LLENADO:	1,029	Seg.	
PRESIÓN DE LLENADO OBTENIDA:	1,698	Mpa	
TIEMPO DE COMPACTACIÓN:	7,054	Seg.	
PRESIÓN DE COMPACTACIÓN (80% PRESIÓN DE LLENADO):	1,3584	Mpa	
TEMPERATURA DE INYECCIÓN:	215	ºC	
TEMPERATURA DEL MOLDE RECOMENDADA:	90	ºC	
TEMPERATURA AGUA REFRIGERACIÓN:	70	ºC	
TIEMPO DE EMFRIAMIENTO:	25	Seg.	
TIEMPO DE CICLO TÉCNICO:	<b>33,083</b>	Seg.	
VOLUMEN DE LA PIEZA:	1,2362	cm <sup>3</sup>	
PESO DE LA PIEZA:	1,4975	gr.	

Tabla 19.-Ficha técnica de inyección de la rueda satélite.

## 10 PRESUPUESTO DEL PROCESO DE INYECCIÓN

Por último, una vez concretadas las optimizaciones de los parámetros técnicos del proceso de inyección para cada uno de los elementos inyectados, realizamos un presupuesto aproximado del coste unitario de cada una de las piezas inyectadas que componen el conjunto reductor.

Para ello, descomponemos el coste unitario como:

$$\text{COSTE PIEZA} = \text{COSTE MATERIAL} + \text{COSTE MÁQUINA} + \text{COSTE DE AMORTIZACIÓN DEL MOLDE}$$

Siendo:

$$\text{COSTE MATERIAL} = \text{COSTE POM} (\text{€/Kg}) \times \text{PESO INYECTADO}$$

Para ello, buscamos el precio del material en la base de datos que nos proporciona la página web de Plasticsnews ([www.plasticsnews.com](http://www.plasticsnews.com)). En cuanto al peso del material lo obtenemos mediante los resultados obtenidos en la simulación de proceso de inyección que nos proporciona el programa Moldflow.

$$\text{COSTE MÁQUINA} = \frac{15 \text{ (€/h)}}{\text{Nº de pieza por hora}}$$

EL coste de la maquina por hora trabaja se estima en 15 €, teniendo en cuenta todos los gastos que suponen el funcionamiento de la máquina de inyección. Por otro lado, el número de piezas inyectadas por hora se calcula a partir del tiempo de ciclo del proceso.

$$\text{COSTE AMORTIZACIÓN MOLDE} = (\text{COSTE MOLDE}/5 \text{ AÑOS}) / (\text{Nº PIEZAS/AÑO})$$

En primer lugar, obtenemos el precio del molde consultando en diferentes empresas del sector, siendo este de un valor aproximado de 4.000 €. El tiempo de amortización para dicho molde, lo fijamos en cinco años. De tal manera, como se muestra anteriormente, calculamos el coste de amortización del molde, dividiendo este coste entre el tiempo de amortización y el número de piezas fabricadas anualmente. Este número lo estimamos a partir de los datos de fabricación de las principales fabricantes de vehículo, siendo esta 100.000 unidades. Por lo tanto el número de piezas necesarias son 200.000 unidades por año.

A continuación se muestra el presupuesto para la rueda satélite. Los presupuestos de los demás elementos que constituyen la caja reductora, se exponen en el Anexo de viabilidad del proceso de inyección.

PRESUPUESTO			
RUEDA SATÉLITE			
PARÁMETROS	FÓRMULA	RESULTADO	UNIDAD ES
COSTE MATERIAL	COSTE POM (€/Kg)* PESO INYECTADO	0,005	€/pieza
COSTE POM	DATO	2,765	€/Kg
PESO INYECTADO	PESO PIEZA + PESO CANALES Y BEBEDERO(10% PESO PIEZA)	0,002	Kg/pieza
PESO PIEZA	DATO	0,001	Kg
COSTE MAQUINA	15€/h/Nº PIEZAS/h	0,159	€/pieza
Nº PIEZAS/h	3600 seg./TIEMPO CICLO(seg.)	94,53	pieza/h
TIEMPO DE CICLO	T.LLENADO+T.COMPACTACIÓN+T.ENFRIAMIENTO+5 Seg.	38,083	Seg/pieza
COSTE AMORTIZACIÓN DEL MOLDE	COSTE MOLDE/5 AÑOS / Nº PIEZAS/AÑO	0,004	€/pieza
COSTE MOLDE	DATO	4000	€
Nº PIEZAS/AÑO	DATO	200000	piez/año
COSTE PIEZA	COSTE MATERIAL + COSTE MÁQUINA+ COSTE DE AMORTIZACION DEL MOLDE	0,167	€

Tabla 20.-Presupuesto del proceso de inyección de la rueda satélite.

## 11 CONCLUSIÓN

Con el presente proyecto finalizado, llegamos a la conclusión de que con este diseño se reduce el número de elementos, las dimensiones del conjunto reductor y por consiguiente el coste de fabricación del conjunto reductor, en comparación con las cajas reductoras actuales de abatimiento eléctrico para los retrovisores de un vehículo. Por otro lado, conseguimos realizar dicha caja reductora con ruedas dentadas plásticas con factores de seguridad a flexión elevados. De esta manera nos garantizamos el funcionamiento correcto de dicho conjunto.

El presente proyecto se podría optimizar redimensionando los diferentes elementos que constituyen el conjunto reductor, ya que los elevados factores de seguridad a flexión son debidos al sobredimensionamiento buscado para garantizar el funcionamiento correcto.

Una posible ampliación del presente proyecto sería la explicación del método de fabricación de los elementos que no fabricamos mediante inyección ni son elementos comerciales.

Por último, con la realización del presente proyecto he adquirido conocimientos diversos en el proceso de inyección plástica, así como el manejo de diferentes programas como son el Moldflow, para la simulación del proceso de inyección, y PTCCrelo parametric para el diseño CAD en 3D. Ambos muy utilizados en el sector de la industria de fabricación.

## 12 BIBLIOGRAFÍA

- Dupont ([www.dupont.es](http://www.dupont.es)).
- Catalogo Sanmetal.
- Catálogo tornillería aragonesa.
- [www.plasticsnews.com](http://www.plasticsnews.com)
- Libro de inyección de plásticos.
- TRAITÉ THÉORIQUE ET PRATIQUE DES ENGRÈNAGES, Georges Henriot, Editorial: Dunod.
- CINEMÁTICA Y DINÁMICA DE MÁQUINAS, Adelardo de Lamadrid Martinez y Antonio Corral Saiz, Editorial: Sección de publicaciones.
- DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA, Joseph E. Shigley y Charles R. Mischke, Editorial: Mc Graw Hill.