



Trabajo Fin de Grado

Diseño, análisis cinemático y estructural de una caja de cambios sincronizada de 6 velocidades.

MEMORIA

Autor

Jorge Juan Gil Ramírez

Director

Javier Óscar Abad Blasco

Marco Carrera Alegre

Escuela de Ingeniería y Arquitectura, Universidad de Zaragoza

Junio de 2015

Agradecimientos

Varias han sido las personas que me han ayudado en la realización de este trabajo, por ello escribo estas líneas de agradecimiento a su apoyo durante la realización del mismo.

Este Trabajo Fin de Grado (TFG) no habría sido posible sin la ayuda brindada por Marco Carrera quien me aportó las pautas y bases para la realización del trabajo y Javier Abad quien retomó la dirección de este proyecto y me ayudó con correcciones y comentarios para la mejora de este trabajo.

Agradezco también el apoyo y el afecto que he recibido, no solo durante la realización del proyecto, sino también durante toda la carrera, de mis padres y mi hermana , de mi novia, mis abuelos y mi familia.

Gracias también a los compañeros de carrera a quienes considero ya como grandes amigos y al resto de amigos de Logroño que, pese a la distancia y a la creciente eventualidad de nuestros encuentros, me desean lo mejor.

Diseño, análisis cinemático y estructural de una caja de cambios sincronizada de 6 velocidades

Resumen

El proyecto plantea como principal objetivo el diseño de una caja de cambios sincronizada de dos ejes y seis velocidades así como el desarrollo de una metodología para el análisis del mecanismo con el fin de caracterizar su correcto funcionamiento. Se parte de un vehículo modelo Volkswagen Golf para el que se diseñará la caja de cambios.

La metodología aplicada considera el uso de herramientas CAD-CAE-CAM, en este caso, del software "SolidWorks 2014" en sus módulos "SolidMotion" (para el análisis cinemático del conjunto) y "Simulation" (análisis resistente basado en el Método de los Elementos Finitos). Además, se requiere el desarrollo de una fase previa de obtención de la geometría del conjunto de engranajes analizados, obtenida a través del módulo de CAD del propio programa.

El trabajo estará estructurado en las siguientes partes:

- Introducción y descripción de los principales tipos de cajas de cambios existentes.
- Determinación de las relaciones de cambio.
- Desarrollo y diseño del modelo geométrico de la caja de cambios.
- Comprobación estructural del mecanismo así como definición del material a utilizar.
- Modelado y ensamblaje en 3D de los componentes de la caja de cambios mediante el software SolidWorks.
- Análisis cinemático y estructural del mecanismo para comprobar su correcto funcionamiento.

Índice

1. Introducción	1
1.1. Contexto y motivación del proyecto	1
1.2. Necesidad técnica del cambio de velocidades	2
1.3. Tipos caja cambios	4
1.3.1. Caja de cambios manual de tres ejes	4
1.3.2. Caja de cambios manual de dos ejes	4
1.3.3. Caja de cambios automática	5
2. Determinación de las relaciones del cambio	5
3. Diseño de la geometría de los engranajes	9
4. Estado de cargas en los engranajes	11
5. Elección material de los engranajes	11
5.1. Cálculo a flexión	11
5.2. Cálculo a desgaste superficial	14
6. Cálculo del eje	14
6.1. Cálculo a resistencia	15
6.2. Cálculo a fatiga	16
7. Modelado y ensamblaje del conjunto	16
7.1. Modelado de los engranajes	17
7.2. Modelado de los ejes	18
7.3. Modelado de los sincronizadores	19
7.4. Ensamblaje del conjunto	20
8. Análisis del comportamiento cinemático y dinámico	21
8.1. Análisis cinemático	21
8.2. Análisis de los pares de entrada y salida	22
8.3. Consumos de energía	23
9. Análisis del comportamiento estructural	23
10. Conclusiones	26
10.1. Conclusiones del proyecto	26
10.2. Aporte del proyecto al autor	26

1. Introducción

1.1. Contexto y motivación del proyecto

El proyecto nace como motivación del interés en el campo de la automoción así como el diseño de mecanismos. Se opta por tanto en diseñar una caja de cambios con el fin de ampliar y afianzar al máximo los conocimientos en este área así como dominar las técnicas de modelado y análisis del programa SolidWorks.

La composición del presente trabajo consta de una memoria en la que se plasma de manera resumida los procedimientos llevados a cabo así como las conclusiones obtenidas y un conjunto de anexos que desarrollan ampliamente todos los contenidos expresados en la memoria.

El proyecto se ha podido realizar gracias al apoyo del profesorado del departamento de Ingeniería Mecánica y Transportes de la Universidad de Zaragoza.

El fin de este proyecto es diseñar una caja de cambios sincronizada manual de seis velocidades y evaluar su respuesta ante diferentes solicitudes y conseguir su correcto funcionamiento.

Previo al conjunto del trabajo realizado, es necesaria una introducción en el campo de las cajas de cambios. Para tal fin, se hace uso de la bibliografía consultada y se elabora un informe de los principales sistemas que conforman una caja de cambios.

El objetivo inicial del proyecto es desarrollar una metodología que permita el desarrollo de las dimensiones de una caja de cambios habiendo calculado previamente las relaciones de transmisión y el par motor que deber ser capaz de transmitir. Para ello se han supuesto una serie de condiciones de circulación superables por el vehículo y en función a ellas se ha procedido al escalonamiento de las marchas del vehículo.

Una vez obtenidas las dimensiones de los engranajes, se procede a realizar una serie de estudios sobre los engranajes y ejes del mecanismo para comprobar que no se produce ningún tipo de fallo y para definir el material de los mismos. Los procesos de cálculo llevados a cabo se exponen de manera desarrollada en los anexos del presente trabajo.

Se han modelado tanto las ruedas dentadas como los ejes diseñados en el programa de CAD, SolidWorks. Los ejes han sido modelados de manera individual mientras que para las ruedas dentadas se ha seguido un proceso de diseño explicado detalladamente en los anexos.

Finalmente con la intención de caracterizar el comportamiento de la caja de cambios y comprobar su correcto funcionamiento, se emplean los módulos Motion y Simulation del programa SolidWorks.

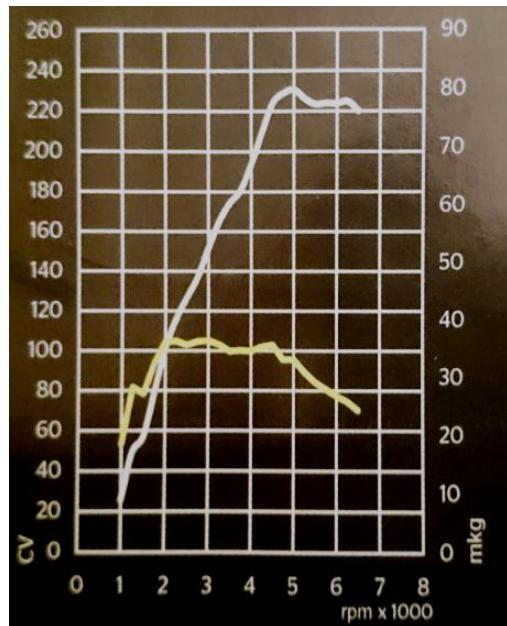
1.2.Necesidad técnica del cambio de velocidades

En los motores alternativos de combustión interna, la fuerza expansiva de los gases generada por la explosión de la mezcla ejerce un empuje sobre la cabeza del pistón. Este empuje es transmitido al codo del cigüeñal por medio de la biela, de manera que en el punto de unión entre ambos queda aplicada una fuerza. Esta fuerza genera un par motor debido al brazo entre el punto de unión y el centro del eje de giro. Este par supone el esfuerzo de rotación que es capaz de desarrollar un motor, venciendo las fuerzas que se oponen a su movimiento.

Así pues, el par motor es el producto de una fuerza por la distancia desde el punto de aplicación al eje de giro. En consecuencia, este par resulta tanto mayor cuanto más lo sea la fuerza actuante y la distancia de aplicación (radio de giro de la muñequilla del cigüeñal). El par motor se expresa en Nm o Kgm.

Considerando que en un motor dado, el radio de la muñequilla permanece constante, el par motor es únicamente función de la fuerza de expansión del gas. Por lo tanto, dicho par motor será mayor cuanto más fuertes sean las explosiones en el interior de la cámara de combustión. Este fenómeno ocurre a regímenes medios, donde el llenado del cilindro es mejor, por estar más tiempo la válvula de admisión abierta. En regímenes bajos, el llenado del cilindro no es bueno dada la baja capacidad de aspiración por lo que el par motor disminuye considerablemente mientras que en los regímenes altos, el tiempo que permanece abierta la válvula de admisión resulta insuficiente para conseguir un buen llenado, por lo cual, el par desarrollado decrece también.

El par motor, multiplicado por el número de revoluciones, da la potencia desarrollada. Por lo tanto, la potencia de un motor varía fundamentalmente con el régimen de giro. Los mayores valores de potencia se obtienen a altos regímenes ya que aunque el valor del par es menor, el número de explosiones por minuto aumenta considerablemente.



Curva par-potencia del motor del vehículo a analizar

Considerando la curva par-potencia del motor, puede observarse que el par motor máximo se da a un régimen de unas 2430 rpm, mientras que la máxima potencia se consigue a 4600 rpm. En el intervalo comprendido entre estos dos regímenes se logra un funcionamiento estable del motor cualquiera que sean las resistencias a vencer en la marcha del vehículo.

Existen principalmente cuatro tipos de resistencias que se oponen al movimiento del vehículo durante su marcha. Estas son:

- Resistencia a la rodadura: es la resistencia que opone el vehículo a mantener una velocidad determinada.
- Resistencia a la inercia en las aceleraciones.
- Resistencia a las pendientes.
- Resistencia al aire.

Estas resistencias se traducen en un esfuerzo de giro a vencer en la transmisión, que es el par resistente. Si el par motor aplicado a la transmisión a través del cambio es igual al par resistente, la velocidad del vehículo se mantendrá constante; si el par motor es mayor que el resistente, el coche se acelerará; y si es menor, tenderá a pararse.

El par que genera el motor es inferior al necesario en las ruedas para vencer las resistencias a la marcha, pero el número de revoluciones del motor es superior al necesario en las ruedas, de forma que introduciendo las reducciones oportunas en la transmisión se consigue multiplicar el par a costa de reducir la velocidad de giro, equilibrando las posibilidades del motor con las necesidades en las ruedas.

El motor solo puede funcionar de forma eficiente entre unos límites de revoluciones, a los que proporciona un par aceptable y se comporta de manera estable. Por otra parte, el par

resistente es variable, aumentando con la velocidad del vehículo y en la subida de las pendientes. La misión del cambio consiste en adecuar el par motor al par resistente, de manera que el motor gire dentro de los límites de par aceptable, independientemente de la velocidad del coche.

Las reducciones de giro en el cambio se consiguen por medio de engranajes. La reducción es el resultado de dividir el número de vueltas que da el primer piñón conductor por las que da el último piñón conducido.

En las circunstancias que interesa aumentar el par, el piñón de salida gira más lento que el de entrada dándose relaciones de transmisión mayores que la unidad. El caso contrario se trata de una multiplicación donde la reducción es menor que la unidad.

1.3. Tipos caja cambios

Existe una gran variedad de modelos de caja de cambios en cuanto a su estructura se refiere. Pero en lo esencial, todas son similares, utilizando los convencionales sistemas de engranajes, ejes, sincronizadores... Todos estos elementos quedan encerrados en una carcasa, generalmente de aleación ligera, cuya estructura se adapta a los mecanismos internos, sistema de mando y acoplamiento del motor.

A continuación se presenta un breve resumen de los tipos de caja de cambios más comunes:

1.3.1. Caja de cambios manual de tres ejes

Este tipo de caja está constituida por un eje primario el cual recibe el par del motor a través del embrague y lo transmite a un eje intermedio. Éste a su vez lo transmite a un eje secundario de salida, coaxial con el eje primario, que acciona el grupo diferencial. Los engranajes que se encuentran sobre el eje secundario de salida giran locos sobre este. Para llevar a cabo el acoplamiento de las diferentes marchas, se incluyen entre los diferentes engranajes unos mecanismos sincronizadores cuya finalidad es igualar la velocidad periférica de los ejes con la velocidad interna de los piñones de forma que se consiga un perfecto engrane de la marcha sin ruido y sin peligro de posibles roturas de dentado.

Al realizarse las reducciones en dos etapas, los esfuerzos en los piñones son menores, por lo que el diseño de éstos puede realizarse en materiales de calidad media.

1.3.2. Caja de cambios manual de dos ejes

Este tipo de caja de cambios aparecen principalmente debido a la necesidad de hacer mecanismos más pequeños y compactos. Estas cajas de cambio sólo poseen dos ejes de forma

que no poseen un tercer eje intermedio. El eje primario obtiene su giro directamente del motor y lo transmite a un eje secundario que a su vez acciona el conjunto diferencial. De esta forma el tamaño del conjunto caja-diferencial se reduce quedando todo bajo un conjunto compacto. Al igual que en las cajas de cambios de tres ejes, los engranajes que se encuentran sobre el eje secundario giran locos y se utilizan también sincronizadores para acoplarlos al eje.

En este tipo de cajas, como el movimiento es transmitido del eje de entrada al de salida por una sola pareja de piñones, las cargas a las que estos están sometidos son mayores que en las cajas de tres ejes, en las que el movimiento se transmite a través de dos parejas de piñones. Ello obliga a la utilización de materiales de alta calidad en la fabricación de los engranajes.

1.3.3. Caja de cambios automática

Las caja de cambios con sistema de transmisión automática son aquellas en las que las distintas relaciones son seleccionadas en función de la velocidad del vehículo y del régimen de motor, sin que el conductor se vea obligado a determinar el instante de cambio de relación, ni realizar operación alguna para este fin. Un vehículo dotado de este sistema de transmisión solamente requiere una palanca capaz de seleccionar la marcha adelante o hacia atrás, mientras que la velocidad del mismo y los cambios de relación se gobiernan directamente con el acelerador. Ello permite una conducción flexible y económica y ofrece un mayor confort en la conducción.

Una transmisión automática está constituida por tres partes fundamentales:

- Convertidor: efectúa un enlace suave entre motor y el mecanismo del cambio.
- Mecanismo desmultiplicador: está constituido por trenes de engranajes epicicloidales que establecen las relaciones de desmultiplicación y que se encuentra gobernado por elementos mecánicos, hidráulicos y eléctricos o electrónicos.
- Puente: su función y elementos son análogos al de un cambio convencional, incluyendo una pareja de piñones, llamados de descenso, que transmiten el movimiento desde el eje de salida del mecanismo al piñón cónico y corona diferencial.

2. Determinación de las relaciones del cambio

Las relaciones de desmultiplicación establecidas en la caja de cambios y el sistema diferencial, han de ser adaptadas para cada vehículo concreto, en función de sus características constructivas, relativas a la resistencia que presenta a la marcha y la potencia del motor que lo equipa. Se determina por parte del constructor el desarrollo que es necesario para obtener la velocidad máxima, que se obtendrá en el régimen de máxima potencia del motor.

Existen principalmente cuatro tipos de resistencias que se oponen al movimiento del vehículo durante su marcha. Estas son:

- Resistencia a la rodadura: es la resistencia que opone el vehículo a mantener una velocidad determinada.
- Resistencia a la inercia en las aceleraciones.
- Resistencia a las pendientes.
- Resistencia aerodinámica.

Para llevar a cabo el escalonamiento de las marchas se necesita un dato de partida. Este es el de la relación más pequeña. Esta relación permitirá al vehículo circular en condiciones de velocidad máxima que se conseguirá cuando el motor aporte la máxima potencia.

Para obtener el dato relativo a la máxima velocidad alcanzable por el vehículo se igualan la fuerza motriz a las fuerzas resistentes que en condiciones de orden de marcha en terreno llano son las resistencias de rodadura en los neumáticos y la resistencia aerodinámica.

$$F_m \text{ (kgf)} = P \text{ (CV)} \cdot 75 \cdot \eta / v \text{ (m/s)}$$

$$RT = R_{rd} + R_{rt} + Ra$$

$$v_{máx} = 70.09 \text{ m/s} = 252.3 \text{ km/h}$$

La velocidad de avance del vehículo y las revoluciones de giro del motor están relacionadas por la siguiente expresión de la que se obtendrá el dato de la relación de desmultiplicación necesaria.

$$V \text{ (m/s)} = n_m \text{ (rpm)} \cdot 2\pi R / rT \cdot 60$$

Las revoluciones del motor en condiciones de máxima potencia son $n_m = n_2 = 4650 \text{ rpm}$.

Resolviendo e obtiene que la relación de desmultiplicación necesaria es de $rT = 2.223$

Obtenido este valor ya se tiene un dato con el que comenzar a construir y escalar las marchas que formarán la caja de cambios.

En cuanto a la relación de transmisión correspondiente a la primera marcha se halla para dos condiciones.

Caso 1: pendiente a superar del 25%.

$$F_m = 36.8 \cdot rT \cdot 0.95 / 0.32005$$

$$RT = 372.2 \text{ kgf}$$

$$rT = 3.407$$

Caso 2: pendiente a superar del 15% con una aceleración de 0.5 m/s².

$$F_m = 36.8 \cdot rT \cdot 0.95 / 0.32005$$

$$RT = 210 \text{ kgf}$$

Los resultados obtenidos muestran que la relación necesaria para cumplir tales condiciones es muy baja. Esto se explica debido a que las prestaciones del motor son bastante buenas y aporta fuerza suficiente a las ruedas para que solvente sin problemas la situación.

Si se optara por fijar estas relaciones halladas en nuestra caja de cambios sería un fallo importante. Esto se debería a que en las primeras marchas, las cuales son utilizadas para arrancar y dotar de velocidad al vehículo, se alcanzarían unas velocidades muy altas.

Para mostrar este hecho, se ejemplifica a continuación:

$$V \text{ (m/s)} = \frac{nm \text{ (rpm)} \cdot 2\pi R}{rT \cdot 60}$$

Para el régimen de máximo par a 2430 rpm y utilizando la relación de transmisión de 3.407, se tiene una velocidad de:

$$V = 23.9 \text{ m/s} = 86.05 \text{ km/h}$$

Por lo tanto se concluye que no sería lógico utilizar unas relaciones de transmisión tan bajas para la primera velocidad y lo que se hará será proponer unos valores lógicos para el diseño.

Para el caso concreto de la caja de cambios a diseñar, se optará por establecer seis velocidades ya que se está ante un motor con grandes prestaciones y se pretende que la velocidad más larga sea una marcha económica.

Los métodos formales para el cálculo del paso de escalonamiento que han sido probados efectivos en la práctica son:

- Escalonamiento geométrico

$$\text{Paso: } \varphi = \sqrt[z-1]{iG, \text{tot}}$$

$$iG, \text{tot} = i_{\text{máx}} / i_{\text{mín}} = i_1 / i_6$$

$$\text{Ratio para cada marcha: } i_n = i_z \cdot \varphi^{(z-n)}$$

- Escalonamiento progresivo

$$\text{Paso: } \varphi_1 = \sqrt[z-1]{\frac{iG, \text{tot}}{\varphi_2^{0.5(z-1)(z-2)}}}$$

$$iG, \text{tot} = i_{\text{máx}} / i_{\text{mín}} = i_1 / i_6$$

Donde φ_2 es un valor que va de 1 a 1.2. Para nuestro caso tomaremos $\varphi_2 = 1.1$.

$$\text{Ratio para cada marcha: } i_n = i_z \cdot \varphi_1^{(z-n)} \cdot \varphi_2^{0.5(z-n)(z-n-1)}$$

Aplicando ambos métodos para unas relaciones de primera velocidad de 12 y 14, se concluye que el mejor método es el escalonamiento progresivo para una relación de 14. Se muestran en

las siguientes tablas como quedaría el escalonamiento de las marchas y se presenta una gráfica de dientes de sierra donde se representa la velocidad frente a las revoluciones del motor.

ímáx	14
ímin	2,22
íG,Total	6,306
Paso 2	1,1
Paso 1	1,194

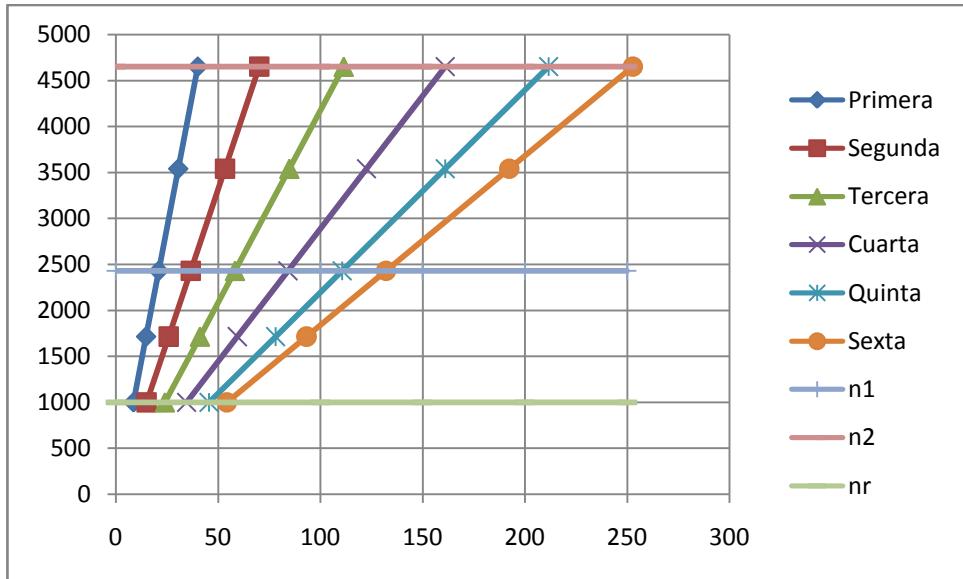
Tabla de ratios y pasos de escalonamientos para la configuración elegida

RT1	14	rf	3,8	r1	3,684
RT2	8,005	rf	3,8	r2	2,107
RT3	5,035	rf	3,8	r3	1,325
RT4	3,484	rf	3,8	r4	0,917
RT5	2,652	rf	3,8	r5	0,698
RT6	2,22	rf	3,8	r6	0,584

Tabla de relaciones de transmisión para la configuración elegida

	1a	2a	3a	4a	5a	6a
		v	v	v	v	v
nr	1000	8,618	15,072	23,961	34,631	45,502
	1715	14,780	25,848	41,093	59,392	78,035
n1	2430	20,942	36,624	58,226	84,153	110,569
	3540	30,509	53,354	84,823	122,593	161,076
n2	4650	40,075	70,083	111,420	161,034	211,582
						252,725

Tabla de desarrollos de velocidades para la configuración elegida



Curva de dientes de sierra para la relación de transmisión elegida

3. Diseño de la geometría de los engranajes

Se va a proceder a diseñar una caja de cambios de dos ejes y seis velocidades con engranajes de dentado helicoidal y perfil evolvente. Se plantea para los engranajes un dentado Stub tipo estándar.

Con el fin de simplificar el proceso de mecanizado se elige mantener el módulo normal así como la geometría de tallado en todos los engranajes.

Planteamiento de diseño:

- Se propone una distancia entre ejes aproximada de:

$$d_e = 100$$

- Se propone un valor de ángulo de hélice para la primera marcha de:

$$\beta_1 = 0.5 \text{ rad} = 28.64^\circ$$

- Se propone un ángulo de presión de 20°.

Al cambiar el módulo manteniendo el número de dientes hay que recalcular la distancia entre ejes.

$$d_e = \frac{m n_1 \cdot (Z_1 + Z'_1)}{\cos \beta_1 \cdot 2} = 108.96$$

Por lo tanto, el módulo normal que deben de tener estos pares de engranajes será de:

$$mn1 = \frac{2 \cdot de \cdot \cos\beta1}{Z1 + Z'1} = 3.613$$

A partir de este dato se selecciona un normalizado de:

$$mn1 = 3.75$$

Si lo que se desea es mantener el mismo módulo normal para todos los engranajes, será necesario cambiar el ángulo de hélice para cada par de engranajes quedando definidos de la siguiente manera:

$$\beta_i = \arccos\left(\frac{mni \cdot (Zi + Z'i)}{de \cdot 2}\right)$$

Utilizando las ecuaciones que se presentan de manera detallada en los anexos se calculan los parámetros de cada uno de los engranajes que se presentan tal y como se muestra a continuación en la siguiente tabla:

		1a	2a	3a	4a	5a	6a
Módulo normal	mni	3,75	3,75	3,75	3,75	3,75	3,75
Paso diente	tni (mm)	11,781	11,781	11,781	11,781	11,781	11,781
Módulo circular	mci	4,273	4,637	4,036	4,036	4,112	3,892
Paso circular	tsi (mm)	13,424	14,567	12,679	12,679	12,918	12,226
Paso helicoidal	thi (mm)	270,304	300,459	733,194	892,584	890,332	1542,729
Paso helicoidal	t'hi (mm)	982,924	640,979	988,218	828,828	631,848	925,637
Diámetro primitivo	doi (mm)	47,004	69,552	92,821	113,000	127,467	136,205
Diámetro primitivo	d'oi (mm)	170,924	148,377	125,107	104,928	90,461	81,723
Addendum/Cabeza diente	hk (mm)	3	3	3	3	3	3
Dedendum/Pie diente	hf (mm)	3,75	3,75	3,75	3,75	3,75	3,75
Altura diente	hz (mm)	6,75	6,75	6,75	6,75	6,75	6,75
Diámetro exterior	dei (mm)	53,004	75,552	98,821	119,000	133,467	142,205
Diámetro interior	dii (mm)	39,504	62,052	85,321	105,500	119,967	128,705
Diámetro exterior	d'ei (mm)	176,924	154,377	131,107	110,928	96,461	87,723
Diámetro interior	d'ii (mm)	163,424	140,877	117,607	97,428	82,961	74,223
Espesor diente	e1 (mm)	5,743	5,743	5,743	5,743	5,743	5,743
Hueco entre dientes	e2 (mm)	6,038	6,038	6,038	6,038	6,038	6,038
Ángulo presión	α (º)	20	20	20	20	20	20
Ángulo presión	α(rad)	0,349	0,349	0,349	0,349	0,349	0,349
Ángulo hélice	β_i (º)	28,648	36,026	21,689	21,689	24,217	15,502
Ángulo hélice	β_i (rad)	0,5	0,629	0,379	0,379	0,423	0,271
Número dientes	Zi	11	15	23	28	31	35
Número dientes	Z'i	40	32	31	26	22	21

Tabla de las características del conjunto de engranajes

4. Estado de cargas en los engranajes

De cara a la realización de posteriores cálculos y de conocer la magnitud de las cargas a las que se encuentran sometidos los dientes de los engranajes, se procede a calcular dichas cargas.

En estos engranajes aparecen tres tipos de cargas: las tangenciales que son las motrices que imprimen el movimiento, las cargas radiales y las cargas axiales que aparecen como consecuencia de la geometría del diente. F_n es la fuerza normal al perfil del diente sobre la circunferencia primitiva.

$$\text{Fuerza tangencial: } T_i (N) = M_{mmáx} (kgfm) \cdot 2 \cdot 9.81 \cdot 1000 / dosi$$

$$\text{Componente radial: } R_i(N) = T_i \cdot \operatorname{tg} \alpha'_i$$

$$\text{Componente axial: } A_i(N) = T_i \cdot \operatorname{tg} \beta_i$$

$$\text{Fuerza normal al perfil del diente: } F_{ni} = T_i / \cos \beta_i$$

		1a	2a	3a	4a	5a	6a
Fuerza tangencial	$T_i (N)$	15360,695	10381,018	7778,561	6389,533	5664,317	5300,946
Fuerza axial	$A_i (N)$	8391,586	7549,387	3093,699	2541,252	2547,680	1470,304
Fuerza radial	$R_i (N)$	6370,723	4671,864	3046,868	2502,784	2260,579	2002,227
Fuerza normal diente	$F_n (N)$	17503,418	12835,840	8371,200	6876,343	6210,890	5501,074

Tabla de las cargas que aparecen sobre los engranajes

5. Elección material de los engranajes

Una vez definida la geometría de los engranajes, es necesario definir el material para poder comprobar que los engranajes diseñados cumplen las comprobaciones de flexión y desgaste superficial.

5.1. Cálculo a flexión

El cálculo a flexión se refiere a engranajes con perfil evolvente. En engranajes helicoidales, el empuje sobre el diente a la hora de transmitir la carga, se produce a lo largo de la generatriz de contacto, que es inclinada. Por tanto, la resultante de dicho empuje no actúa en la cabeza

del diente, como ocurriría en los de dentado recto, sino hacia el centro del mismo, aproximadamente a 2/3 de su altura.

La expresión que marca la tensión admisible que debería tener el material es la siguiente:

$$\sigma_{adm} = \frac{0.86^3 \cdot M_{tc} \cdot \cos\beta}{mn^3 \cdot \delta \cdot Z \cdot y \cdot 1.5}$$

Introduciendo las diferentes variables en esta expresión y realizando el proceso para las distintas marchas, se obtiene para los piñones del eje de entrada los siguientes resultados:

CÁLCULO FLEXIÓN	PIÑÓN	1a	2a	3a
Par máximo	M_t (Nmm)	361008	361008	361008
Coeficiente servicio	f_s	1,25	1,25	1,25
Coeficiente esfuerzos dinámicos	f_d	1,441	1,536	1,619
Velocidad círculo primitivo	v (m/min)	358,833	530,961	708,604
	M_{tc} (Nmm)			
Par máx corregido	650054,535	693078,703	730617,428	
Coeficiente rigidez	δ	8,812	5,176	9,168
Número dientes ficticios	Z'	16,275	28,356	28,668
Coeficiente Lewis	y₁	0,123	0,127	0,142
	σ_{adm1} (MPa)			
Tensión admisible	385,370	426,030	182,633	

Tabla de las tensiones admisibles necesarias en los piñones

CÁLCULO FLEXIÓN	PIÑÓN	4a	5a	6a
Par máximo	M_t (Nmm)	361008	361008	361008
Coeficiente servicio	f_s	1,25	1,25	1,25
Coeficiente esfuerzos dinámicos	f_d	1,683	1,725	1,750
Velocidad círculo primitivo	v (m/min)	862,649	973,095	1039,800
	M_{tc} (Nmm)			
Par máx corregido	759490,295	778627,904	789662,213	
Coeficiente rigidez	δ	9,168	8,269	13,105
Número dientes ficticios	Z'	34,900	40,868	39,116
Coeficiente Lewis	y₁	0,146	0,150	0,153
	σ_{adm1} (MPa)			
Tensión admisible	151,409	149,001	87,473	

Tabla de las tensiones admisibles necesarias en los piñones

Tal y como se observa, los engranajes que más sufren son los de primera y segunda velocidad. Esto es debido a que geométricamente son los engranajes más pequeños y porque algunas de las variables que los definen serán menores que en el resto de engranajes y por lo tanto requerirán de un material mejor para asegurar su integridad. Por lo tanto desde el punto de

vista de diseño a flexión, será necesario fabricar unos piñones con una $\sigma_{adm} > 426$ MPa para que no se produzca el fallo.

Calculados los piñones se puede obtener la tensión admisible necesaria para las ruedas. Existe una expresión que permite obtener el material de la rueda en función del material del piñón y de los factores de forma del diente del piñón y rueda respectivamente.

$$\sigma_{adm2} = \sigma_{adm1} \cdot y_1 / y_2$$

CÁLCULO FLEXIÓN		RUEDA	1a	2a	3a
Número dientes ficticios	z'		59,183	60,493	38,639
Coeficiente Lewis	y_2		0,157	0,147	0,148
Tensión admisible	σ_{adm2} (MPa)		301,193	368,060	174,779

Tabla de las tensiones admisibles necesarias en las ruedas

CÁLCULO FLEXIÓN		RUEDA	4a	5a	6a
Número dientes ficticios	z'		59,183	60,493	38,639
Coeficiente Lewis	y_2		0,145	0,142	0,136
Tensión admisible	σ_{adm2} (MPa)		326,820	381,927	190,354

Tabla de las tensiones admisibles necesarias en las ruedas

Analizando por tanto los valores obtenidos de tensión admisible, se puede concluir que los engranajes del conjunto de la caja de cambios necesitarán estar compuestos de un material que presente una $\sigma_{adm} > 426$ MPa.

Analizando diferentes materiales, se elige como material para los engranajes el acero de gran resistencia F-126. Se trata de un acero al cromo – níquel – molybdeno cuyas propiedades se muestran a continuación.

	Composición Química						Res. Mecánica
	C	Mn	Si	Cr	Ni	Mo	
Acero Cr-Ni-Mo	0,3	0,55	0,25	1,25	4,25	0,4	140/160 daN/mm ²
F-126							

Tabla de las características del material de los engranajes

Se trata de un material utilizado en piezas de máxima responsabilidad, que exijan gran resistencia básica y tenacidad elevada, que no deforme en el tratamiento y que el mecanizado se realice previo al tratamiento.

5.2. Cálculo a desgaste superficial

La resistencia al desgaste o por presión de la superficie de los dientes es otro de los factores que condiciona el fallo de un engranaje.

La expresión que marca el cálculo a desgaste es la fórmula de Hertz para calcular la presión de aplastamiento en la zona de contacto.

$$\sigma_n = K \cdot \sqrt{\frac{Tn \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot de}{B \cdot \rho_1 v \cdot \rho_2 v}}$$

$$K = \sqrt{\frac{E_1 \cdot E_2}{90 \cdot \pi \cdot (E_1 + E_2)}}$$

Operando con los datos correspondientes a las diferentes marchas se obtiene que:

	1a	2a	3a	4a	5a	6a
Tensión de aplastamiento	σ_n (MPa)	149,803	105,670	85,527	76,713	74,293

Tabla de las tensiones de aplastamiento originadas por el contacto de los engranajes

La tensión de contacto máxima aparece en la primera marcha. Como este valor no supera la tensión última del material utilizado para los engranajes se concluye que la comprobación por desgaste cumple.

6. Cálculo del eje

Para la comprobación del eje se llevarán a cabo dos estudios, el cálculo a resistencia y el cálculo a fatiga.

6.1.Cálculo a resistencia

Para el diseño del eje se propone un diámetro de 36 mm y se realizará un cálculo a resistencia para elegir el material del que estarán compuestos los ejes.

La situación que presentan los ejes de la caja de cambios es de cargas combinadas de flexión, torsión y axiales.

El procedimiento que se llevará a cabo será identificar para cada una de las marchas, las tensiones que se generan debido a las distintas cargas y se comprobará cuál de ellas es la más crítica y la que marque el material a utilizar.

Desarrollando los cálculos tal y como se indica en los anexos, se obtienen los siguientes resultados.

	1º	2º	3º	4º	5º	6º
Mf1 (Nmm)	125000	91800	248000	217000	174000	57200
Mf2 (Nmm)	302000	719000	633000	554000	437000	151000
Mfr (Nmm)	326847,059	724836,699	679847,777	594983,193	470366,878	161470,864
Axil (N)	8390	7540	3090	2540	2550	1470
Relación desmultiplicación caja	3,636	2,096	1,329	0,927	0,711	0,600
Mt (Nmm)	1312756,36	756650,896	479733,067	334577,278	256676,387	216604,8
d (mm)	36	36	36	36	36	36
Área (mm ²)	1017,87602	1017,87602	1017,87602	1017,87602	1017,87602	1017,87602
σ _f (Mpa)	71,357	158,246	148,424	129,896	102,690	35,252
σ _a (Mpa)	8,243	7,408	3,036	2,495	2,505	1,444
σ (Mπα)	79,600	165,654	151,460	132,392	105,195	36,696
τ (Mπα)	143,300	82,596	52,368	36,522	28,019	23,645
τ _{máx} (Mpa)	148,724	116,972	92,073	75,603	59,595	29,929
C _s	3	3	3	3	3	3
σ _F (Mpa)	892,347	701,829	552,436	453,617	357,570	179,572

Tabla de las cargas y tensiones originadas sobre el eje

Por lo tanto se debe escoger un material cuya tensión de fluencia sea mayor que 892 MPa. Se escoge un acero de alta resistencia F-128 que cumple los requisitos de límite elástico requeridos. Es un acero de baja aleación que se utiliza para la fabricación de ejes, cigüeñales y motores, para piezas de la industria del automóvil de dimensiones medianas.

Acero de baja aleación	Composición Química						
	C	Mn	Si	Cr	Ni	Mo	Res. Mecánica
F-128	0,3	0,7	0,25	1	1	0,4	120/130daN/mm ²

Tabla de las características del material del eje

6.2.Cálculo a fatiga

Debido a que se está diseñando un componente que se pretende que no falle durante su ciclo de vida útil, se procede a realizar un estudio de fatiga en el eje.

Los cálculos se llevarán a cabo considerando que está engranada la máxima marcha y en condiciones de máximo par a plena carga. Se elige la primera marcha ya que en el cálculo de resistencia, esta marcha era la que mayor tensión máxima presentaba.

Desarrollando los respectivos cálculos en los anexos, se llega a los siguientes resultados.

$$Se = (ka \times kb \times kc \times kd \times ke \times kf) \times S'e = 262.88 \text{ MPa}$$

$$Sa = (kd \times ke) \times S'a = 600 \text{ MPa}$$

Aplicando la teoría de la energía de distorsión:

$$\tau e = 0.577 \times Se = 151.68$$

$$\tau a = 0.577 \times Sa = 346.2$$

Como la tensión máxima, 148 MPa, es menor que el límite elástico del componente y la tensión a fatiga para mil ciclos, se concluye que el eje tendrá vida infinita.

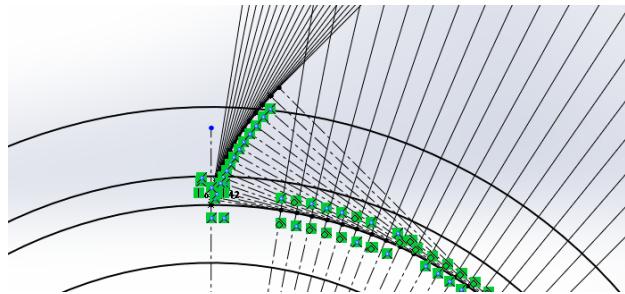
7.Modelado y ensamblaje del conjunto

Habiendo desarrollado la geometría de las piezas de la caja de cambios y habiendo comprobado que para esta geometría se cumplían las comprobaciones pertinentes, se procede a modelar el conjunto. Para dicha labor se utilizará el software SolidWorks. SolidWorks es un software CAD (diseño asistido por computadora) para modelado mecánico en 3D. El programa permite modelar piezas y conjuntos y extraer de ellos tanto planos técnicos como otro tipo de información necesaria para la producción.

7.1. Modelado de los engranajes

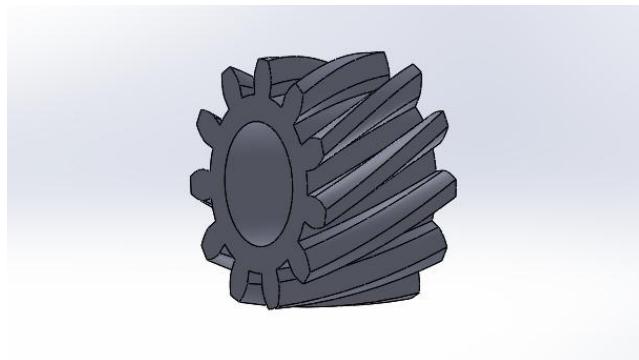
El objetivo principal al desarrollar el modelado de los engranajes es la creación de un modelo en el cual mediante la introducción de unos datos de entrada, se pueda conseguir el engranaje con las características deseadas. Para ello se lleva a cabo un procedimiento de diseño que nos permitirá obtener cualquier engranaje con las características deseadas.

Como ya se indicó anteriormente, el perfil utilizado en los engranajes es el evolvente que será diseñado para nuestros engranajes.



Perfil evolvente modelado

Realizando diversas operaciones, se logra el resultado final que es un engranaje helicoidal con las características deseadas.



Resultado final del engranaje modelado

Obtenido un engranaje el procedimiento para conseguir el resto es muy sencillo. Para ello se procede a crear una tabla de diseño con la cual podremos obtener los engranajes que se quieran simplemente con introducir los datos de entrada adecuados.

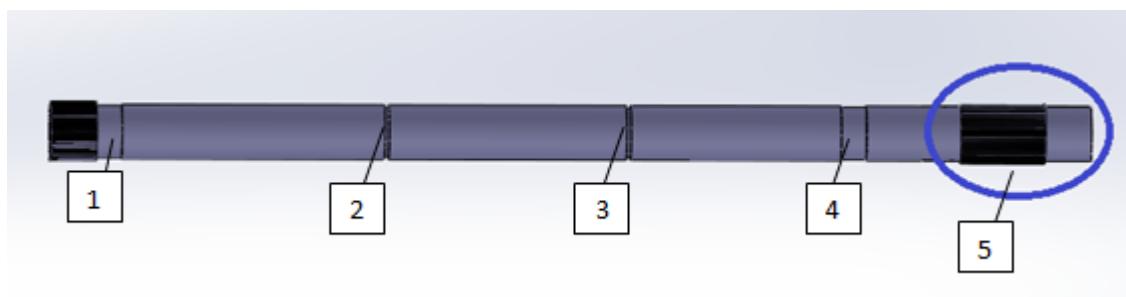
		A	B	C	D	E	F	G	H
1 Tabla de diseño para: Nueva Base Heli									
2									
3	Predeterminado	3,5		Módulo mn@Croquis1	Dientes Z@Croquis1	Ángulo presión@Croquis1	Ancho engranaje@Croquis1	Ángulo hélice@Croquis1	D agujero@Croquis1
4	1	3,75	11	20	27	28,6478	36		
5	2	3,75	15	20	24	36,0257	36		
6	3	3,75	23	20	37	21,6887	36		
7	4	3,75	28	20	37	21,6887	36		
8	5	3,75	31	20	34	24,2171	36		
9									

Tabla de diseño creada para el conjunto de engranajes

7.2. Modelado de los ejes

Tal y como se definió anteriormente, los ejes deberán presentar un diámetro de 36 mm para evitar posibles fallos durante su funcionamiento. La longitud de estos queda definida principalmente por la anchura de los engranajes, el espacio ocupado por los rodamientos, espaciadores y sincronizadores y los tramos de eje reservados para la conexión del grupo diferencial y del embrague.

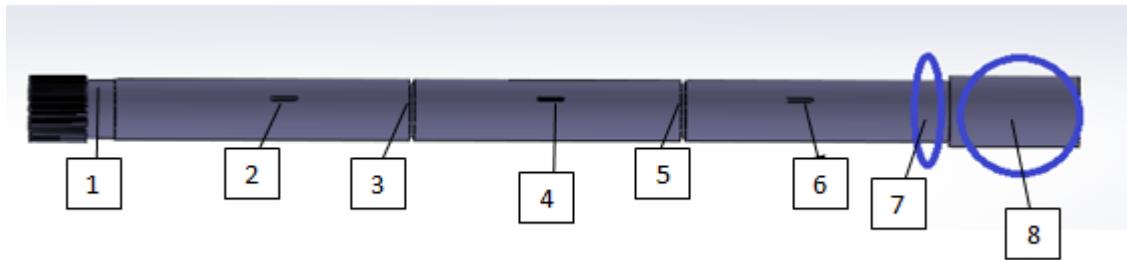
Eje de entrada



Eje de entrada

- 1 Hueco rodamiento
- 2 Hueco anillo separador
- 3 Hueco anillo separador
- 4 Hueco rodamiento
- 5 Zona de conexión al embrague

Eje de salida



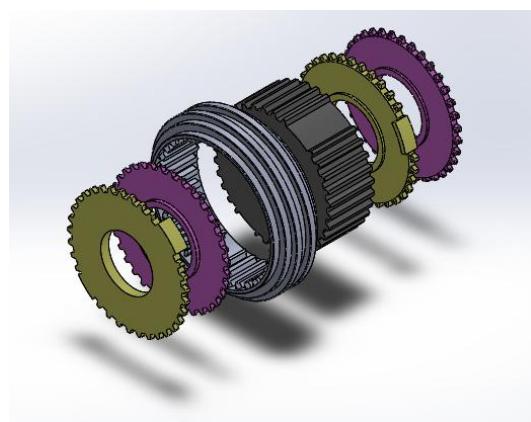
Eje de salida

- 1 Hueco rodamiento
- 2 Chavetero sincronizador quinta-sexta
- 3 Hueco anillo separador
- 4 Chavetero sincronizador tercera-cuarta
- 5 Hueco anillo separador
- 6 Chavetero sincronizador primera-segunda
- 7 Zona rodamiento
- 8 Zona de conexión al grupo cónico diferencial

7.3. Modelado de los sincronizadores

Tal y como se explicó anteriormente los sincronizadores presentan la función de permitir el acoplamiento de los diferentes engranajes que giran locos con el eje de salida.

Los sincronizadores aquí presentados no han sido sometidos a ningún tipo de cálculo. Simplemente se muestran como un elemento para completar el conjunto de la caja de cambios.

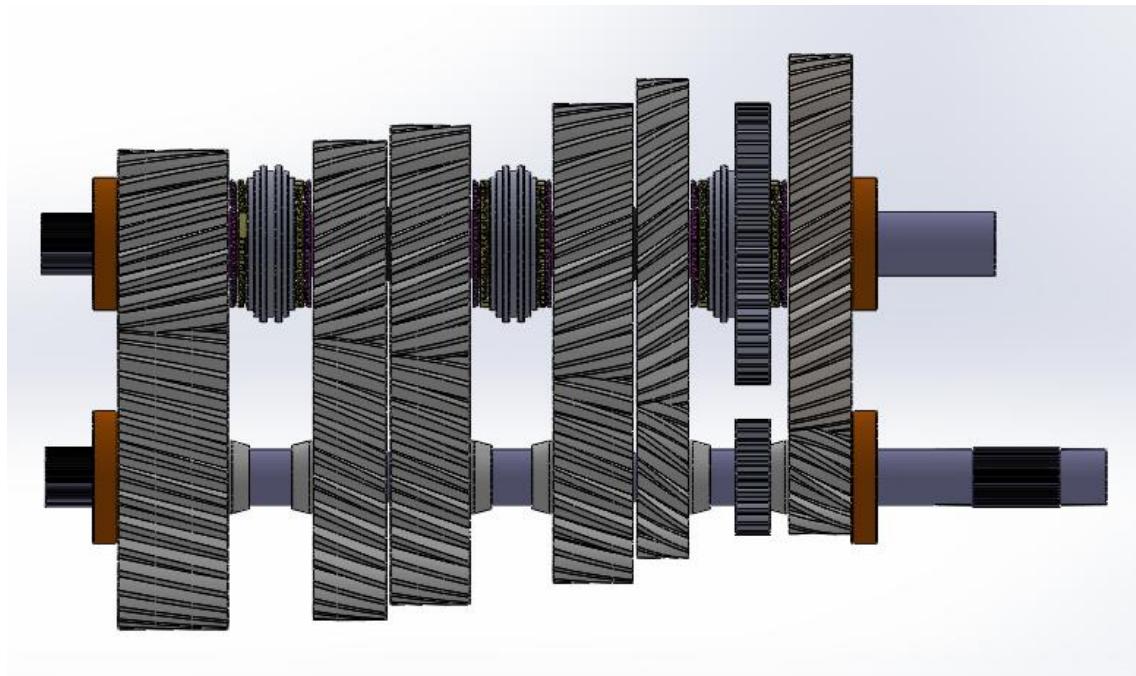


Conjunto sincronizador

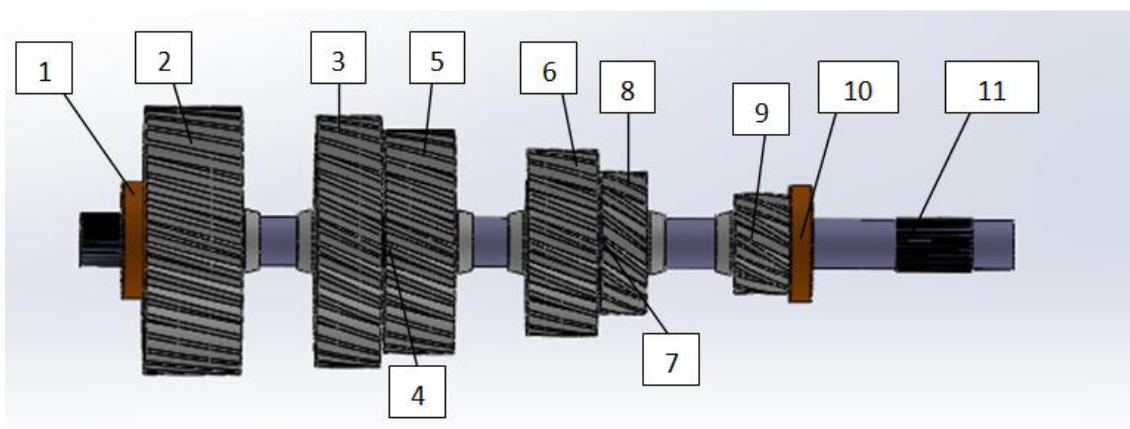
7.4. Ensamblaje del conjunto

Diseñadas todas las piezas en el módulo de diseño del software SolidWorks, se procede a ensamblar todos los componentes para dar forma final a la caja de cambios.

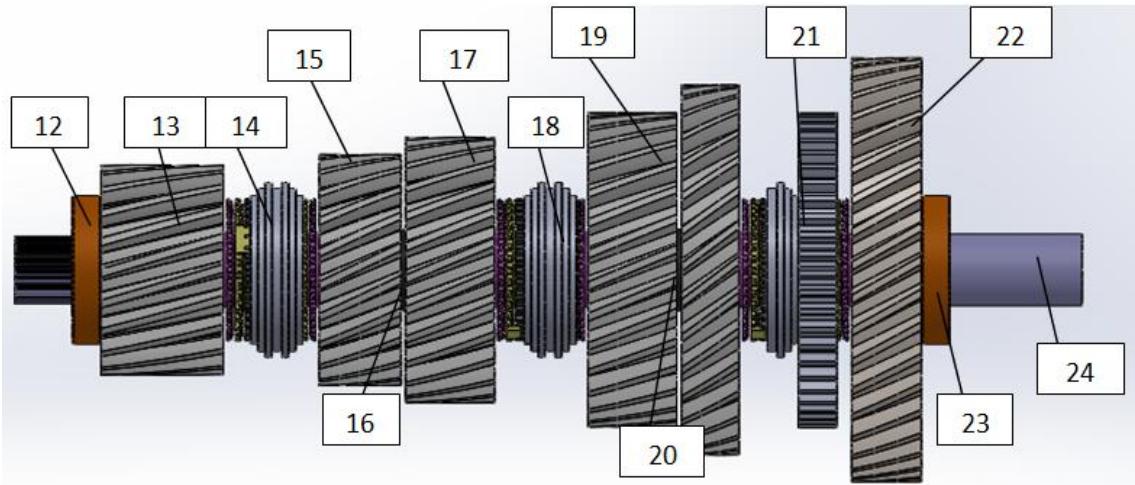
Para el ensamblaje del conjunto en primer lugar se fijaron los dos ejes a unos ejes de referencia con relación de posición concéntrica. El resto de elementos se fueron montando sobre los ejes mediante relaciones de posición concéntricas y coincidentes mientras que para los engranajes e utilizó una relación de posición mecánica de tipo engranaje.



Conjunto de la caja de cambios ensamblado



Enumeración de los componentes del eje de entrada



Enumeración de los componentes del eje de salida

8. Análisis del comportamiento cinemático y dinámico

Para la realización de estos estudios se utilizará el módulo “Motion” incluido en el programa SolidWorks.

El fin principal de estos estudios es comprobar el correcto funcionamiento de la caja de cambios en base al diseño desarrollado en las etapas anteriores. Es decir, lo que se pretende es caracterizar el comportamiento del mecanismo.

8.1. Análisis cinemático

Con el fin de comprobar que las relaciones de la caja de cambios se cumplen, se procede a introducir un motor en el eje de entrada el cual gire a un régimen de 2500 rpm. Se mide en el engranaje correspondiente al eje de salida la velocidad angular y se halla la relación de transmisión respectiva con la siguiente expresión.

$$i = n_1 / n_2$$

Los resultados obtenidos para las diferentes marchas son los siguientes:

Marcha	Primera	Segunda	Tercera	Cuarta	Quinta	Sexta
Eje primario n1 (rpm)	2500	2500	2500	2500	2500	2500
Eje secundario n2 (rpm)	688,65	1178,72	1854,83	2692,33	3550,00	4166,67
Relación transmisión calculada	3,630	2,121	1,348	0,929	0,704	0,600
Relación transmisión diseño	3,636	2,096	1,329	0,927	0,711	0,600

Tabla comparativa de las relaciones de transmisión de diseño y del estudio cinemático

Tal y como revelan los resultados obtenidos, el comportamiento de la caja de cambios es el adecuado ya que las relaciones de transmisión medidas coinciden con las diseñadas.

8.2. Análisis de los pares de entrada y salida

Se procede a continuación a realizar un estudio muy similar al anterior pero en este caso comprobando que al introducir un par de salida, el par en la entrada sea el que le correspondería para las relaciones de transmisión calculadas.

Por lo tanto se procede a medir el par en el motor que se introdujo en la entrada y se calculará la relación de transmisión para comprobar que coincide con la diseñada utilizando la siguiente expresión:

$$i = M2 / M1$$

Los resultados obtenidos para las diferentes marchas son los siguientes:

Marcha	Primera	Segunda	Tercera	Cuarta	Quinta	Sexta
Eje secundario M2 (Nm)	1310	762	480	332,12	260	217
Eje primario M1 (Nm)	360,25	357	356	358	366	362,63
Relación transmisión	3,636	2,134	1,348	0,928	0,710	0,598
Relación transmisión diseño	3,636	2,096	1,329	0,927	0,711	0,600

Tabla comparativa de las relaciones de transmisión de diseño y del estudio de pares

Tal y como revelan los resultados obtenidos, el comportamiento de la caja de cambios es el adecuado ya que las relaciones de transmisión medidas coinciden con las diseñadas.

8.3. Consumos de energía

El rodar de los engranajes de la caja de cambios requiere de una buena lubricación, que atenúa el desgaste que se produce en los dentados de los engranajes, como consecuencia de su movimiento y de los esfuerzos a los que están sometidos.

Con el fin de demostrar las necesidades de lubricación de la caja de cambios se procede a realizar las mediciones del consumo de energía dependiendo del tipo de contacto entre engranajes. Para ello se definirán dos tipos de contactos: acero seco (Steel dry) y acero engrasado (Steel greasy).

Para que la simulación se aproxime lo mayormente posible al caso real y los valores obtenidos sean correctos, se introduce un eje con un gran cilindro en su extremo. El fin de este cilindro es ser el equivalente a todas las inercias de los componentes que se sitúan tras la caja de cambios.

Los resultados obtenidos para las diferentes marchas y los dos tipos de contactos se muestran a continuación:

Marcha	Consumo Energía (Watios)	
	Seco	Engrasado
Primera	135	119
Segunda	94	71
Tercera	93	68
Cuarta	94	67
Quinta	96	74
Sexta	89	69

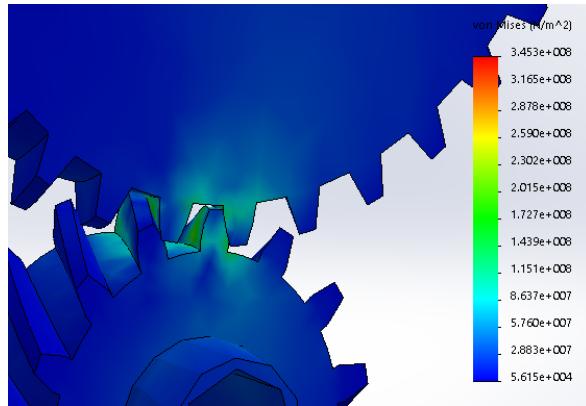
Tabla de los consumos de energía para cada tipo de contacto y marcha

Se concluye por tanto que la lubricación de la caja de cambios es fundamental para aumentar el rendimiento y disminuir las pérdidas de potencia que se producen en la transmisión.

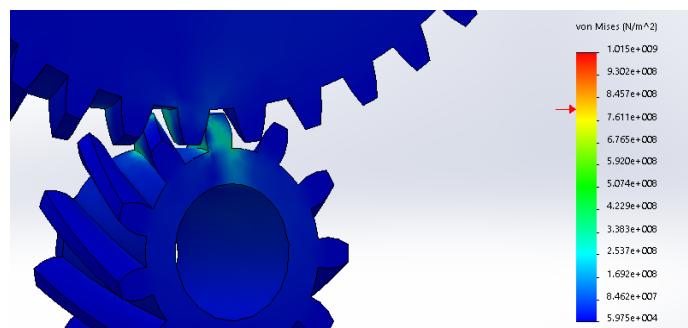
9. Análisis del comportamiento estructural

Para comprobar el buen comportamiento de la caja de cambios se utilizará el módulo Simulation. El fin del uso de este módulo es la validación estructural de la caja de cambios respecto a las cargas a las que esta está sometida.

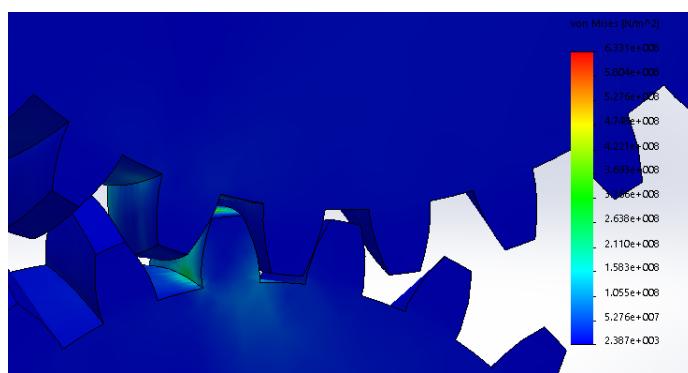
El análisis de tensión no lineal con SolidWorks Simulation permite analizar de forma rápida y eficaz las tensiones y deformaciones en condiciones generales mientras se crea el diseño con el fin de garantizar unos niveles altos de calidad, rendimiento y seguridad.



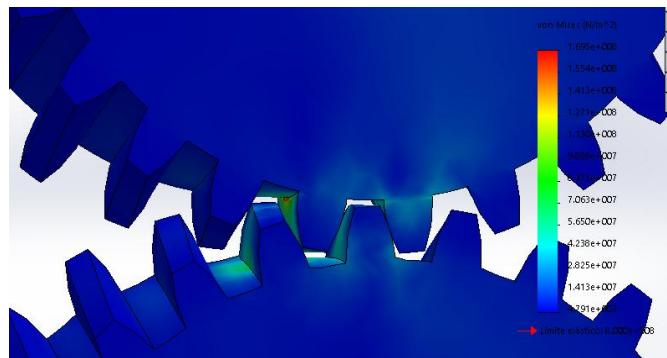
Resultado del análisis de primera velocidad



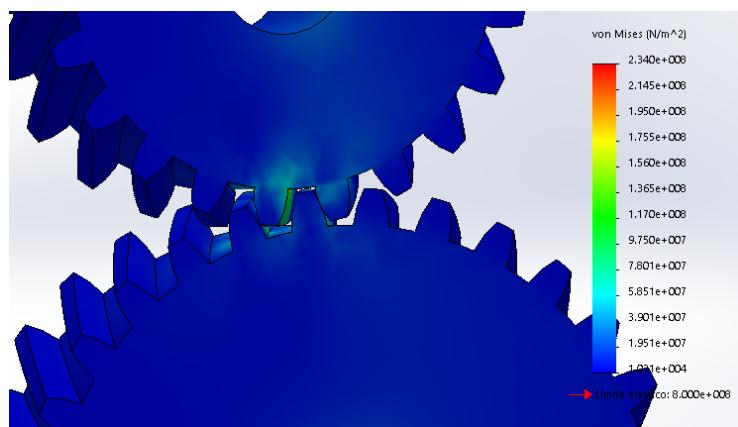
Resultado del análisis de segunda velocidad



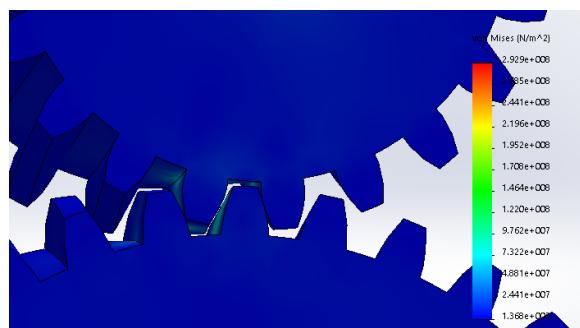
Resultado del análisis de tercera velocidad



Resultado del análisis de cuarta velocidad



Resultado del análisis de quinta velocidad



Resultado del análisis de sexta velocidad

Se concluye que el comportamiento de los engranajes es el deseado ya que no se observa ninguna región que colapse ante las cargas a las que está sometido el mecanismo.

10. Conclusiones

10.1. Conclusiones del proyecto

En primer lugar se ha establecido un análisis de los tipos de cajas de cambios mediante un proceso de recopilación de información y documentación que permite formarse una idea muy clara del funcionamiento de este componente, de su historia y de su situación actual en el mercado.

Partiendo de las prestaciones del vehículo a analizar, se han determinado las relaciones de cambio y su respectivo escalonamiento siempre teniendo en cuenta que estas proporcionaran al coche el mejor comportamiento posible.

Conocidas las relaciones de cambio se procede a dimensionar el conjunto de componentes de la caja de cambios. Se siguió como principal premisa el intentar construir un mecanismo lo más compacto posible con el fin de disminuir el tamaño que la caja ocupara.

Posteriormente, partiendo del diseño geométrico realizado se eligieron los materiales de los engranajes y ejes y se comprobó que no se producía el fallo de ninguno. Teóricamente por tanto, se comprobó el correcto funcionamiento del conjunto.

Como paso final, para comprobar que todo el proceso llevado a cabo era correcto, se diseñó y modeló la caja de cambios en un programa CAD (SolidWorks) y se probó el correcto funcionamiento. También se llevó a cabo un análisis estructural que confirmó, al igual que el estudio teórico, que la integridad del conjunto se mantenía intacta ante las condiciones más críticas de funcionamiento.

10.2. Aporte del proyecto al autor

El proyecto de fin de carrera ha sido totalmente un reto pero a su vez una grata experiencia. Han aparecido imprevistos durante la realización pero gracias al trabajo y la constancia ha sido posible obtener buenos resultados y solventar los problemas encontrados.

En términos generales debo destacar que tanto en el proceso de documentación como durante la realización de las tareas propias del proyecto el aprendizaje ha sido continuo. Tanto de manera individual mediante la consulta de fuentes como por la colaboración de las diferentes personas que me han ayudado a llevar el proyecto a buen término.

En resumen, la realización de este proyecto me ha aportado una gran experiencia en el campo del diseño de maquinaria. Me ha ayudado a evolucionar y a adquirir la preparación para cumplir las exigencias que se requieren de un ingeniero en el mundo laboral.

