E.T.S. de ingeniería Industrial,
Informática y de Telecomunicación

Diseño caja de cambio de velocidades de tipo didáctico

Grado en Ingeniería en Diseño Mecánico

Trabajo Fin de Grado

Tomás Jarauta Simón

Juan Ignacio Latorre

Tudela, Junio 2015

upna Universidad Pública de Navarra
Nafarroako Unibertsitate Publikoa

Resumen

El siguiente Trabajo final de grado está destinado a la elaboración del diseño de una caja de cambios manual de cinco velocidades de tipo didáctico, con el fin de mostrar claramente los elementos constituyentes, así como el funcionamiento de estos sistemas complejos.

Para el desarrollo del mismo, se han estudiado las diferentes variables relevantes en un diseño de este tipo. A continuación, se ha dimensionado de acuerdo a las premisas existentes para, por último, realizar un modelado 3D de los componentes necesarios y mostrarlos en conjunto, mediante el ensamblado de los mismos.

Por último, se presenta la composición y funcionamiento teórico del modelo resultante, con el objetivo de obtener material didáctico capaz de hacer entender estos mecanismos. En un último apartado, se exponen las conclusiones extraídas de la realización de dicho trabajo.

Listado de palabras clave

- Engranaje
- Mecanismo
- Caja de cambio de velocidades
- Didáctico

Índice memoria

1. CONTEXTUALIZACIÓN Y NECESIDAD A RESOLVER....4
1.1. OBJETIVO. 4
1.2. DEFINICIÓN. 5
1.3. ANTECEDENTES – EVOLUCIÓN. 6
1.4. TIPOS DE CAJA DE CAMBIOS. 11
A) MANUALES, MECÁNICAS O SINCRÓNICAS: 11
B) AUTOMÁTICAS POR CONVERTIDOR DE PAR: 13
C) MANUALES PILOTADAS (CMP): 14
D) DE DOBLE EMBRAGUE: 15
E) TRANSMISIÓN VARIABLE CONTINUA (CVT): 16
1.5. JUSTIFICACIÓN. 17

2. ESPECIFICACIONES BÁSICAS. 20

3. ANÁLISIS-SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS DE DISEÑO. 24
3.1. CARCASA. 24
3.2. NÚMERO DE EJES. 25
3.3. CONFIGURACIÓN DE EJES Y MARCHAS. 26
3.4. MECANISMO DE SINCRONIZACIÓN. 29

4. DESARROLLO DEL DISEÑO. 32
4.1. DIMENSIONAMIENTO. 32
A) ANÁLISIS CINEMÁTICO, CÁLCULO RELACIONES DE TRANSMISIÓN: 32
B) ANÁLISIS DINÁMICO. CÁLCULO DE PAR TRANSMITIDO: 37
C) DIMENSIONAMIENTO DE LOS ENGRANAJES: 39
D) DIMENSIONAMIENTO GENERAL: 45
4.2. ELECCIÓN DE ELEMENTOS COMERCIALES. 47
4.3. MODELADO 3D. 48
A) ENGRANAJES: 48
B) EJE PRIMARIO: 51
C) EJE AUXILIAR: 53
D) EJE SECUNDARIO: 54
E) MECANISMOS DE SINCRONIZACIÓN (SINCRONIZADORES): 56
F) CARCASA: 59
G) ELEMENTOS SELECTORES (BRAZOS SELECTORES): 60
4.4. ENSAMBLADO FINAL DEL MODELO. 61
4.5. ANÁLISIS FUNCIONAMIENTO TEÓRICO. 63

5. PRESUPUESTO Y ESTUDIO DE VIABILIDAD. 68

6. CONCLUSIONES. 72

7. BIBLIOGRAFÍA. 76

1. Contextualización y necesidad a resolver

1.1. Objetivo.

Dentro del estudio de mecanismos de interés para estudiantes del Grado de Ingeniería en Diseño Mecánico se encuentran los trenes de engranajes. En lo referente a este tema, este TFG tiene por objetivo diseñar un sistema de cambio de velocidades de un vehículo, o caja de cambios, y profundizar en el diseño y funcionamiento de este elemento decisivo del automóvil.

El sistema diseñado tendrá un carácter didáctico, con el objetivo de ser capaz de explicar de forma clara el funcionamiento de este mecanismo complejo. Para ello, se dimensionará adecuadamente, resultando un modelo capaz de ilustrar con claridad los componentes y el funcionamiento de un sistema de este tipo. El TFG consistirá en el diseño propiamente dicho del sistema, el análisis cinemático y dinámico del mismo, el modelado 3D de las piezas constituyentes y del conjunto, así como, en su caso, la fabricación de un prototipo funcional del mismo.

1.2. Definición.

En los vehículos, la caja de cambios o caja de velocidades (también llamada simplemente caja) es el elemento encargado de obtener en las ruedas el par motor suficiente para poner en movimiento el vehículo desde parado, y una vez en marcha obtener un par suficiente en ellas para vencer las resistencias al avance, fundamentalmente las derivadas del perfil aerodinámico, de rozamiento con la rodadura y de pendiente en ascenso.

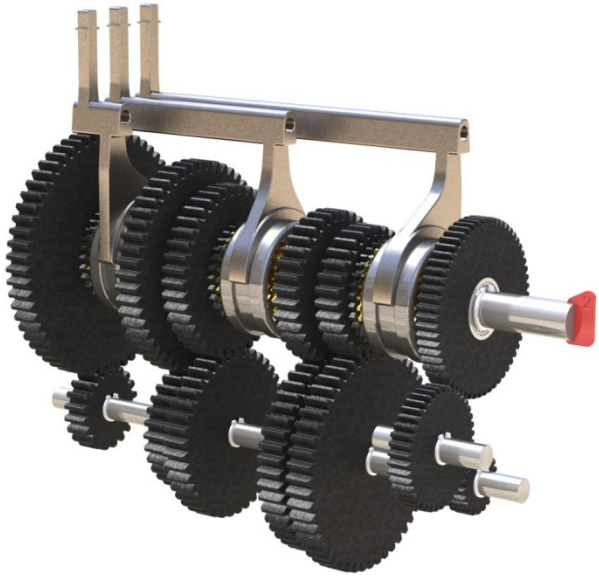


Figura 1. Caja de cambios

Principalmente, su existencia es debida a que los motores funcionan en un rango de revoluciones (normalmente, entre 750 rpm del ralentí y 6.000 rpm). De esta forma las ruedas de un vehículo sólo podrían girar en ese intervalo de vueltas, lo cual limitaría las velocidades a las que podríamos circular. Además, el motor únicamente entrega fuerza en un campo de revoluciones limitado, por lo que, para iniciar la marcha en una cuesta, por ejemplo, no tendríamos par suficiente. Este hecho se traduce en que son necesarios más elementos para adecuar este régimen de giro a las necesidades de marcha particulares de cada vehículo, desde el arranque hasta la velocidad máxima. La caja de cambios, mediante el uso de grupos reductores, permite seleccionar diferentes “marchas” para adaptar el régimen del motor a la velocidad del vehículo y a las diferentes circunstancias.

1.3. Antecedentes – Evolución.

La caja de cambios fue un elemento decisivo en el despegue de la industria del automóvil a principios del siglo XX. Al principio, El motor eléctrico tenía todos los números para alzarse vencedor en la carrera automovilística, dado que no necesitaba de este elemento. Su par motor desde parado era suficiente para poner el vehículo en marcha, y le permitía asumir una velocidad aceptable. Los grupos reductores de los motores térmicos perdían ahí su credibilidad, resultando ineficaces una vez puesto en marcha el automóvil.

La evolución de los grupos reductores hacia el cambio como lo conocemos actualmente permitió desplazar el centro de atención hacia la autonomía, que ligado al peso de las baterías y su tiempo (y coste) de carga, hicieron que el motor alternativo de combustión interna se hiciese con la victoria, convirtiéndose en el centro de una industria que sólo acababa de nacer.

Los inicios en la historia de este elemento se le podrían atribuir a Leonardo da Vinci, que inventó un modelo que podría ser nombrado como el precursor de las cajas de cambios actuales. Diseñó un modelo compuesto por dos piezas, una cilíndrica y otra cónica que, mediante una serie de engranajes, convertía el mecanismo en un cambio de velocidades.

Figura 2. Modelo de Caja de cambios de Leonardo Da Vinci

Las cajas de cambio conocidas como tal en la actualidad, por su parte, llevan existiendo en el automóvil por más de un siglo. Los inventores franceses Louis-René Panhard y Emile Levassor fueron los inventores del primer sistema de transmisión manual moderno. Desarrollaron una transmisión compuesta por tres velocidades en

1894, siendo este diseño básico el punto de partida para las transmisiones manuales más contemporáneas.

La primera mejora del diseño Panhard-Levassor no tardaría en llegar. En 1898, el fabricante de automóviles Louis Renault modificó este diseño básico, que utilizaba una cadena en su transmisión original. Este nuevo modelo sustituía un eje de la cadena de transmisión y añadía un eje diferencial para las ruedas traseras que ayudaba mejorar el rendimiento de la transmisión manual.

De esta forma, a principios del siglo XX la mayoría de los automóviles fabricados en Estados Unidos (lugar donde se desarrolló y centralizó la industria del automóvil) contó con una transmisión manual no sincronizada basada en el diseño Panhard - Levassor - Renault. De esta forma, todo el mundo que quisiera conducir un coche tenía que controlar bien los tres pedales (acelerador, freno, embrague), además de la no sincronización de la misma, por lo que se debía recurrir a la técnica del "doble embrague" (técnica que consiste en acelerar el motor al desembragar la primera vez para reducir a una marcha más corta, con la intención de que al embragar de nuevo la velocidad de rotación del motor sea lo más próxima a la que tendría en la nueva marcha, para evitar problemas de sincronización.).

La siguiente innovación importante se produciría en 1928, cuando Cadillac introdujo la transmisión manual sincronizada, lo que redujo significativamente el rectificado e hizo el cambio más suave y fácil. Este sistema aún tardaría en implementarse y las primeras cajas manuales sincronizadas se montaron en los años 50, siendo uno de los primeros coches en estrenarlas el Porsche 356.

Figura 3. Porsche 356

Mientras que las transmisiones manuales fueron el estándar en la mayoría de los vehículos para la primera mitad del siglo XX, el sistema de transmisión automática se comenzaría a apoderar del mercado desde entonces. Este sistema se comenzó a desarrollar en 1904 pero no se hizo realidad hasta que General Motors presentó finalmente la transmisión automática de embrague bajo el nombre, Hydra-Matic, en 1938. Sin embargo, la primera transmisión totalmente automática no aparecería hasta 1948 con la transmisión Dynaflow Buick.

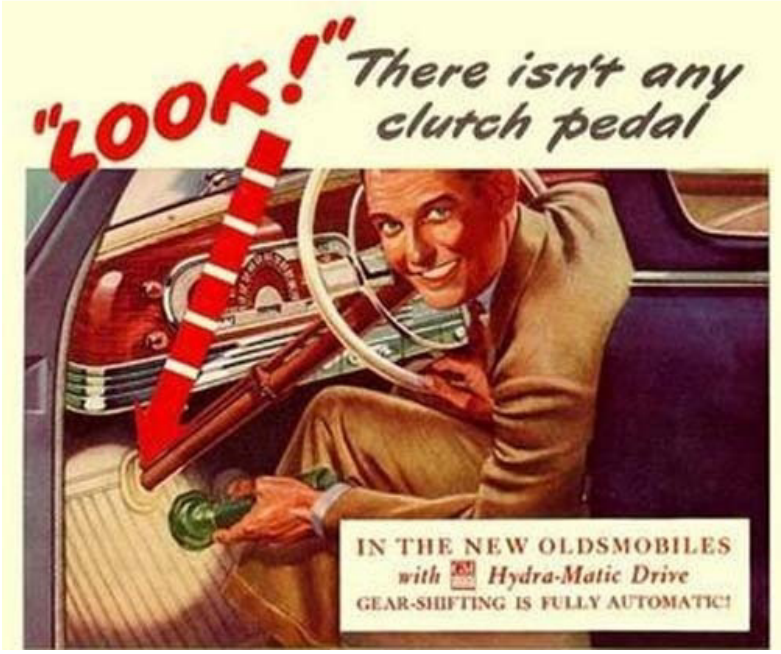


Figura 4. Publicidad del sistema de transmisión automática Hydra-Matic

Para entonces, las cajas automáticas ya eran mayoría en los EEUU, aún entonces mayor mercado automovilístico mundial con diferencia. Tal era el dominio de los dos pedales en dicho mercado, que muchos fabricantes ni siquiera ofrecían cajas manuales en sus modelos generalistas. Esta circunstancia produjo que el coste de los automáticos se redujera notablemente al aprovecharse las economías de escala.

Sin embargo, en Europa se seguían empleando los tres pedales. Las cajas automáticas que se empezaron a vender en Europa estaban reservadas en un principio a grandes berlinas o vehículos de lujo, y, por tanto, su coste era notablemente elevado. Cuando el continente se movilizó de forma masiva en los años 60, la práctica totalidad de coches vendidos empleaban cajas de cambio manuales. Coches como el Fiat 500, el Mini o el Seat 600, utilitarios muy baratos, en los que ni se planteó encarecerlos con complicadas cajas automáticas.

Figura 5. Fiat 500 – Seat 600

América aprendió a conducir con cajas automáticas, Europa aprendió a conducir con cajas manuales. Esta diferencia histórica se ha agrandado con los años.

Desde la segunda mitad del siglo XX a la actualidad, el valor residual en EEUU de los coches manuales ha caído exponencialmente. Muchos concesionarios de ocasión ni los quieren, ya que tienen una difícil salida comercial.

Sin embargo, en Europa, la gran mayoría de los vehículos siguen empleando cambios de marchas manuales. Los compactos, que representan por sí solos un enorme porcentaje de las ventas anuales en Europa, van asociados de fábrica a cajas de cambio manuales.

En el proceso de cambio hasta nuestro días, también este elemento fundamental se ha ido adaptando y mejorando notablemente. Por ejemplo, el cambio automático, que ha sufrido una constante evolución, sobre todo con la introducción de la electrónica en el automóvil. Así pues, mientras que en los primeros cambios automáticos la forma de la selección de marchas se realizaba hidráulicamente (los estados de funcionamiento se registraban mediante elementos constructivos hidráulicos, neumáticos y eléctricos, que se convertían en presiones, con lo que se activaba la selección de marchas), en la actualidad esta labor recae en componentes electrónicos, todo esto fomentado por el desarrollo de la electrónica aplicada al automóvil.

El sistema de cambio manual tampoco se ha quedado obsoleto en el proceso, evolucionando en mayor medida los elementos sincronizadores del cambio para conseguir transiciones más suaves, un menor desgaste en los componentes y mayor confort de marcha.

Además, la aparición de nuevas tecnologías, como son las nuevas cajas de cambios manuales pilotadas, de variación continúa (CVT), de doble embrague, etc

indican que este elemento sigue siendo una parte fundamental de un mercado globalizado y dominante en la actualidad.

A día de hoy, debido a una concienciación medioambiental cada vez más asumida en la sociedad, parece que la evolución lógica en este sector es erradicar los motores de combustión interna en favor de motores eléctricos, que no necesitan del uso de un sistema de cambio. Sin embargo, el desarrollo y evolución continua de estas nuevas tecnologías en las cajas de cambio están ayudando a que los motores de combustión interna sigan siendo, durante mucho tiempo, la base del negocio de la automoción.

1.4. Tipos de caja de cambios.

Como se ha introducido en el apartado anterior, actualmente este elemento se encuentra en constante evolución, y podría nombrarse cada una de las cajas de cambios que utiliza cada fabricante en sus vehículos. A "grosso modo", podríamos englobarlas en los siguientes tipos:

a) Manuales, mecánicas o sincrónicas:

Tradicionalmente se denominan cajas mecánicas a aquellas que se componen de elementos estructurales (y funcionales), rodamientos, etc. de tipo mecánico. En este tipo de cajas de cambio, la selección de las diferentes velocidades se realiza mediante mando mecánico (palanca de cambios convencional).

El accionamiento de los mecanismos internos desde el exterior de la caja -y que debería accionar un eventual conductor- se realizan mediante cables flexibles no alargables o varillas rígidas.

Las distintas velocidades de que consta la caja están sincronizadas. Esto quiere decir que disponen de mecanismos de sincronización que permiten igualar las velocidades de los distintos ejes de que consta la caja durante el cambio de una a otra.

La conexión cinemática entre el motor y la caja de cambios se realiza mediante el embrague.

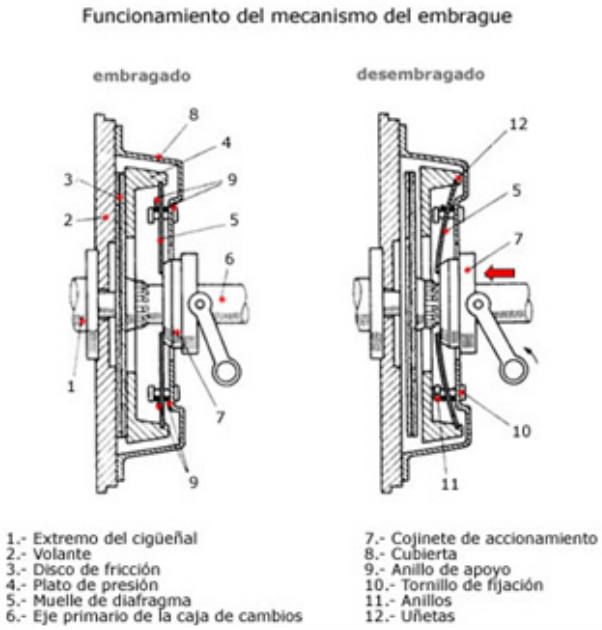


Figura 6. Mecanismo de embrague

Las actuales cajas de cambios manuales son principalmente de dos tipos:

- De dos ejes: Este tipo de cajas de cambio ha tenido su desarrollo fundamentalmente para disposiciones de vehículos con tracción delantera, donde un eje primario recibe el par del motor y lo transmite de forma directa a uno secundario de salida de par que acciona el grupo diferencial. De esta forma el tamaño del conjunto caja-diferencial se reduce quedando todo bajo un conjunto compacto. La transmisión de todo el par mediante sólo dos ejes obliga a los piñones a soportar cargas mucho más elevadas que sus homólogos de las cajas de tres ejes. Por tanto es preciso emplear materiales de mayor calidad en la fabricación de estos piñones.

- De tres ejes: un eje primario recibe el par del motor a través del embrague y lo transmite a un eje intermediario. Éste a su vez lo transmite a un eje secundario de salida, coaxial con el eje primario, que acciona el grupo diferencial. Tiene la ventaja principal de que al transmitir el par a través de tres ejes, los esfuerzos en los piñones son menores, por lo que el diseño de éstos puede realizarse en materiales de calidad media.

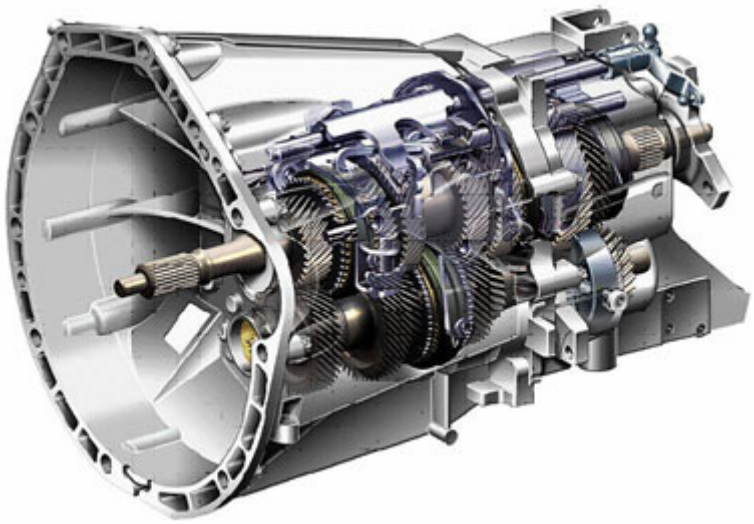


Figura 7. Ilustración caja de cambios manual de tres ejes

b) Automáticas por convertidor de par:

El cambio automático es un sistema de transmisión que es capaz por sí mismo de seleccionar todas las marchas o relaciones sin la necesidad de la intervención directa del conductor. El cambio de una relación a otra se produce en función tanto de la velocidad del vehículo como del régimen de giro del motor, por lo que el conductor no necesita ni de pedal de embrague ni de palanca de cambios. El simple hecho de pisar el pedal del acelerador provoca el cambio de relación conforme el motor varía de régimen de giro.

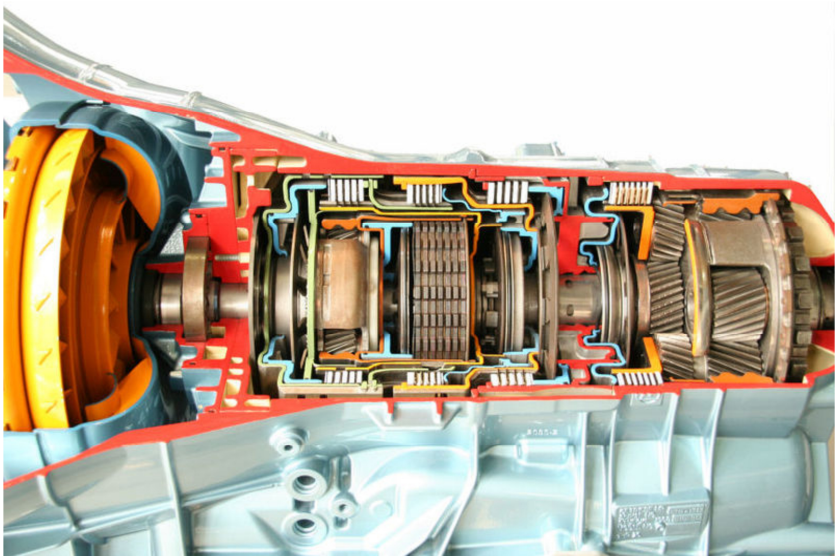


Figura 8. Ilustración de vista seccionada caja de cambios automática

Los elementos fundamentales que componen la mayoría de los cambios automáticos actuales son:

- Convertidor hidráulico de par: Varía y ajusta de forma automática su par de salida, al par que necesita la transmisión.
- Trenes epicicloidales: Establecen las distintas relaciones del cambio.
- Un mecanismo de mando: Selecciona automáticamente las relaciones de los trenes epicicloidales. Este sistema de mando puede ser tanto mecánico como hidráulico o electrónico o una combinación de ellos.

Precisamente, el control electrónico es la mayor innovación de que disponen los cambios automáticos actuales dando al conductor la posibilidad de elegir entre varios programas de conducción (económico, deportivo, invierno) mediante una palanca de selección, llegando a existir sistemas de control que pueden seleccionar automáticamente el programa de cambio de marchas más idóneo a cada situación concreta de conducción.

Se podría decir que, a grandes rasgos, estos son los dos tipos de "cajas" existentes y que desde los inicios de este elemento, libran una batalla por la supremacía en el sector. Sin embargo, en la última década, el desarrollo de nuevas tecnologías ha permitido el desarrollo de nuevos tipos de transmisión que pueden ampliar la clasificación, las que podríamos denominar cajas semiautomáticas. Las nombro a continuación:

c) Manuales pilotadas (CMP):

Este tipo de cambio, a nivel técnico, en poco se diferencia de un cambio manual convencional, de hecho comparte numerosos elementos de construcción y diseño, siendo la estructura igual en ambos casos. La principal diferencia reside en el gobierno del selector de relaciones y el accionamiento del embrague, sendas tareas que ahora son responsabilidad del conjunto electrónico a través de actuadores eléctricos o electrohidráulicos. De esta forma el cambio entre marchas se produce de forma automática y sin ninguna intervención del conductor.

Por lo tanto, se prescinde del pedal de embrague en los vehículos que montan esta transmisión y es posible, a la hora de la conducción del vehículo, la selección de cambio automático o de cambio manual mediante levas.

La mayor ventaja de este tipo de cambios es que son relativamente sencillos (derivando en un coste mucho más contenido que otro tipo de cambio), la transición entre marchas es rápida y se puede decir que su fiabilidad es bastante alta. Aún así la transición entre marchas cuando se impone un ritmo alto es algo brusca y no cuenta con la eficiencia de otros cambios más avanzados.

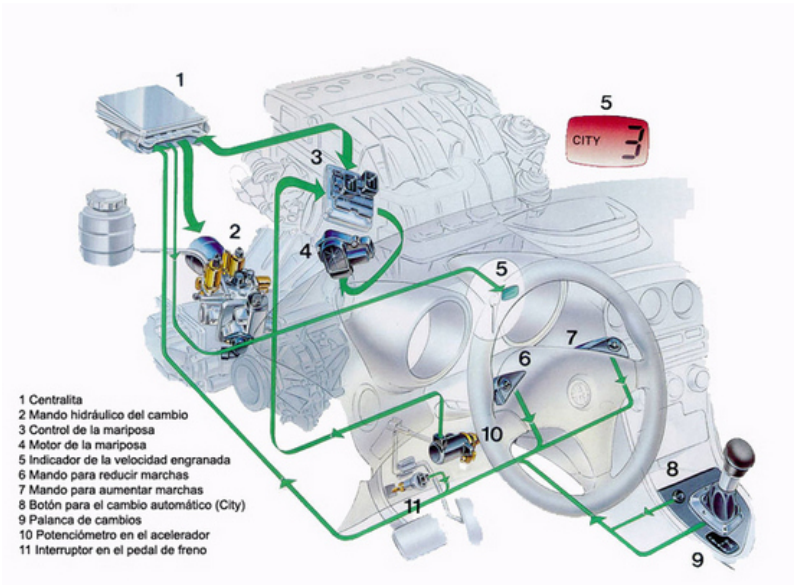


Figura 9. Ilustración de elementos diferenciales caja de cambios manual pilotada.

d) De doble embrague:

Este tipo de "caja" es también estructuralmente muy similar a cualquier cambio manual tradicional. La diferencia la marca el hecho de contar con un sistema de engranajes y embrague por duplicado. Un embrague se encarga de las marchas pares y el otro de las impares.

De forma simplificada, funciona de manera que cuando el vehículo está en movimiento siempre habrá dos marchas engranadas pero sólo una desembragada. Cuando se cambia de marcha, uno de los embragues se desacopla a la vez que se acopla el otro; de esta manera no hay interrupción en la transmisión de la fuerza del motor y la maniobra es mucho más rápida que con los cambios tradicionales. Su funcionamiento se puede seleccionar entre el modo totalmente automático y el modo manual/secuencial, con mandos al volante o en la misma palanca selectora.

El contar básicamente con dos cajas de cambio funcionando a la vez nos garantiza que la transición entre marchas, siempre de una par a una impar (puesto que esta transición se produce siempre de manera secuencial), es más rápida y óptima que la aproximación existente en un cambio manual. Por supuesto tiene sus inconvenientes, es relativamente pesada, comparada con otras soluciones, voluminosa y dada su complejidad por lógica siempre será más cara.

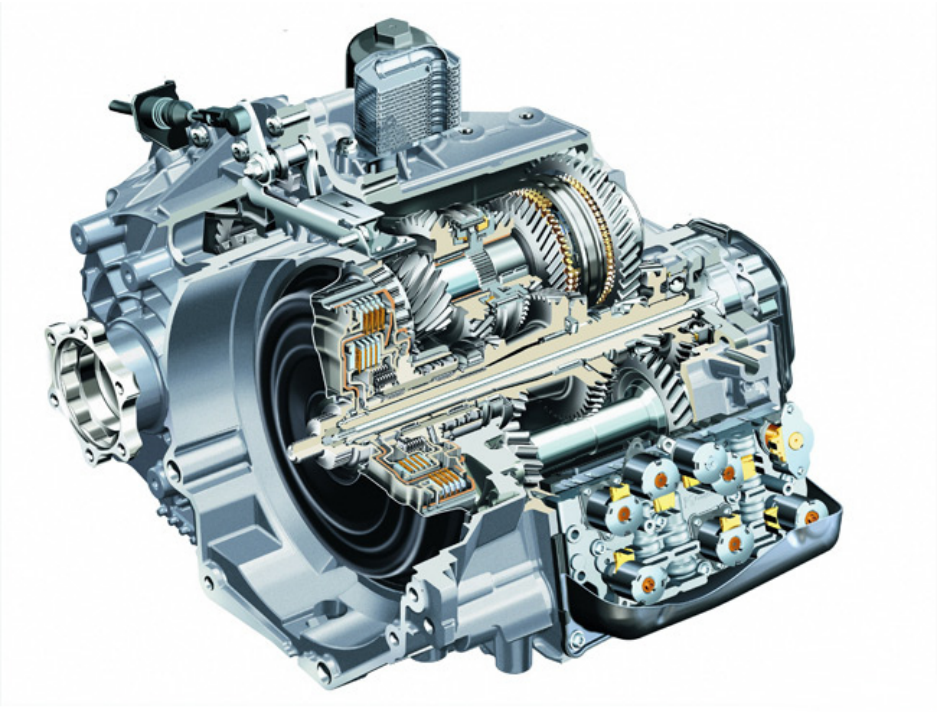


Figura 10. Ilustración caja de cambios de doble embrague

e) Transmisión variable continua (CVT):

Estructuralmente se basa en un sistema de engranajes cónicos o toroidales que permite un cambio dinámico de relaciones de cambio. Cuenta para ello también con un sistema de correas o discos para transmitir par y velocidad al diferencial de acuerdo a la necesidad del momento, controlado por una computadora y sensores electrónicos. Básicamente se podría entender como un sistema flexible que no se encuentra limitado por las cinco o seis marchas típicas en un cambio convencional.

Figura 11. Ilustración transmisión CVT

Se trata de un sistema muy eficiente, puesto que adapta el rendimiento del cambio a las necesidades del conductor atendiendo a parámetros como modos electrónicos de conducción o la energía con que se pisa el acelerador, y a la vez es relativamente económico, compacto y ligero.

Tal vez el mayor defecto (y la mayor virtud) del CVT esté en su extrema suavidad y en los límites del par transmitido del motor al eje encargado de traccionar. Imagínense acelerar, que el coche vaya ganando velocidad y que en ningún momento se produzcan los tirones y las diferencias de potencia típicas al cambiar de marcha. Esa sensación es la típica que viviríamos en un coche eléctrico. Sin embargo, el conductor sigue esperando inconscientemente un pequeño tirón que le indique que está en plena aceleración.

Muchos cambios CVT tratan de simular ligeramente ese pequeño tirón o incluso de ofrecer cambios pseudo-manuales pilotados desde levas para fingir unas sensaciones deportivas que en definitiva con un sistema de esta índole es bastante difícil de conseguir.

1.5. Justificación.

En la introducción previa a la caja de cambios, se puede concluir que este elemento es un componente imprescindible del sistema de transmisión de cualquier vehículo. La importante labor que desempeña, para adecuar el régimen de giro del motor a las diferentes necesidades de "marcha", hace que sea un elemento vital en el diseño e ingeniería aplicados a la automoción.

El propio diseño de una caja de cambios funcional y económicamente competente es un proceso largo, costoso y lleno de contratiempos. Las grandes compañías deben dedicar equipos enteros de ingenieros sólo a este cometido. Su complejidad y requisitos necesarios para obtener un resultado óptimo pueden variar en cada vehículo, debido al complejo funcionamiento de este elemento.

Por ello, he encontrado necesario realizar el diseño de un modelo didáctico, capaz de mostrar de forma clara los elementos constitucionales y labores que desempeñan. Hacer posible intuir el funcionamiento básico "general" de este elemento, dentro de su complejidad. Las cajas de cambio reales tienen un gran hándicap en lo referente a este tema, el espacio que deben ocupar, son muy compactas. Ahorran todo el espacio posible en detrimento de la capacidad de entender este elemento y cómo se transmite realmente el movimiento.

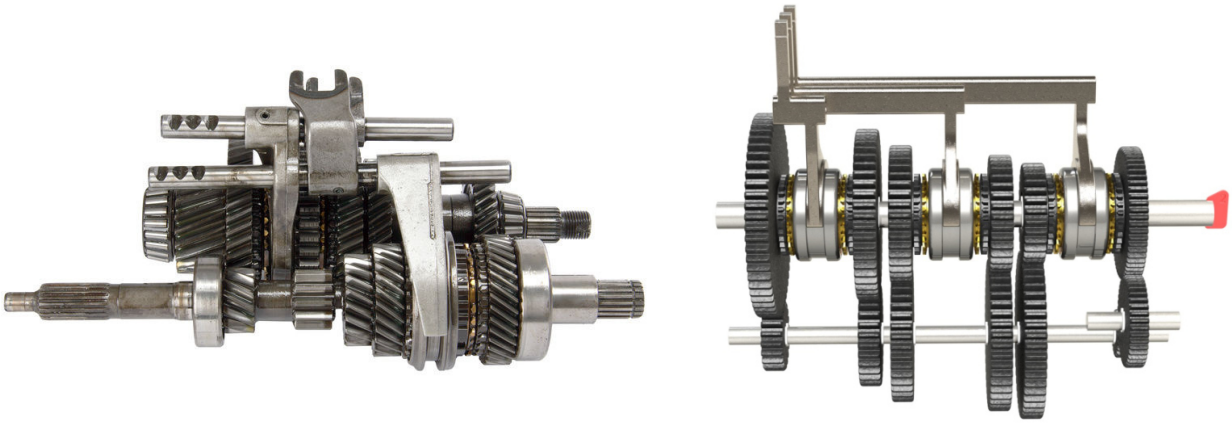


Figura 12. Cambio real y cambio "virtual" del modelo didáctico.

Observando la comparativa de ambos modelos en la figura 12, se puede apreciar como el modelo didáctico muestra de forma mucho más intuitiva los elementos debido a la utilización del espacio en favor de la claridad. Observamos y reconocemos de una forma mucho mejor los ejes de transmisión y las parejas de engranajes correspondientes a cada "marcha", siendo un modelo más fácil y útil para entender el funcionamiento de este sistema complejo.

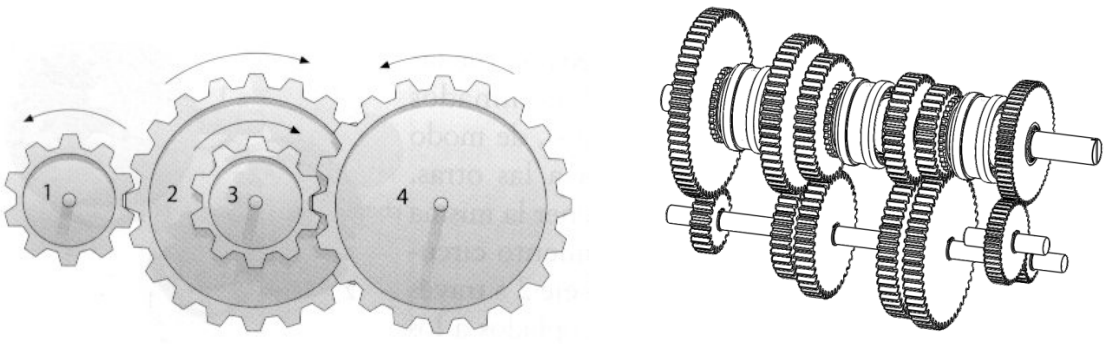


Figura 13. Ilustración de transmisión mediante engranajes, habitual y modelo didáctico.

Asimismo, en el estudio de transmisión del movimiento mediante engranajes, normalmente estos componentes se presentan de una manera sencilla, de forma que no son ubicados en un marco de uso real. Siendo las cajas de cambios una de sus aplicaciones más importantes y extendidas, mediante la utilización de un modelo didáctico sería posible dar sentido al uso de estos elementos y reforzar el aprendizaje de los mismos.

2. Especificaciones básicas.

Como se ha introducido en el apartado 1.4, actualmente, en el ámbito de la automoción las cajas de cambio se encuentran en constante evolución. Prácticamente cada fabricante ha desarrollado sus propias soluciones que son utilizadas en sus vehículos según las prestaciones a proporcionar (deportividad, confort de marcha…), además de adecuar de forma óptima el par y régimen de giro del motor utilizado en el vehículo.

Para este diseño, se ha encontrado adecuado partir de una de estas soluciones, en concreto la que monta una variante del Peugeot 308, para aproximar el modelo didáctico a uno utilizado actualmente, que incorpora un vehículo convencional común.

El modelo resultante, atenderá únicamente a las necesidades de marcha de este vehículo, pudiendo satisfacer las relaciones de transmisión hipotéticas necesarias para el correcto funcionamiento de la transmisión del mismo. Este modelo no será en ningún caso una solución para el vehículo real, el fin de este es didáctico y trata de obtener un modelo de acuerdo a lo justificado en el apartado anterior. Con esta premisa (la aplicación didáctica), el dimensionamiento del diseño en favor de la claridad, en la exposición de sus elementos constituyentes y de su funcionamiento, dará como resultado un tamaño final que hace incompatible su utilización en vehículos reales.

El proyecto partirá por lo tanto, de las especificaciones de funcionamiento de la transmisión de la variante del Peugeot 308, que se detallan a continuación:

Motor de Combustión		
-	Combustible	Gasóleo
-	Potencia máxima CV - kW / rpm	92 - 68 / 4000
-	Par máximo Nm / rpm	230 / 1750
-	Situación	Delantero transversal
-	Número de cilindros	4 - En línea
-	Material del bloque / culata	Aluminio / Aluminio
-	Diámetro x carrera (mm)	75,0 x 88,3
-	Cilindrada (cm^3)	1560
-	Relación de compresión	16,0 a 1

Transmisión			
-	Tracción	Delantera	
-	Caja de cambios	Manual, 5 velocidades	
-	Tipo de Embrague	--	
-	Tipo de mecanismo	--	
-	Desarrollos (km/h a 1.000 rpm)		
		1ª	8,90
		2ª	16,40
		3ª	26,50
		4ª	37,30
		5ª	46,50
		M.A	9,50*
-	Rt (G.C: grupo piñón - corona diferencial)	14/62*	0,23*

**Las casillas remarcadas corresponden con datos supuestos.*

Neumático			
-	205/55 R16	Ancho = 205 mm	Llanta = 16"

Tabla 1: Especificaciones (datos obtenidos de la ficha técnica del vehículo)

En la tabla, se observa que el motor real es de gasóleo, con una potencia máxima de 92 CV / 68 kW a 4000 rpm, además de poseer un par máximo de 230 Nm a 1750 rpm. Estas especificaciones son necesarias para superar los impedimentos al movimiento del vehículo (peso, rozamientos…). Para el modelo diseñado en este TFG, en el supuesto caso de ser posible la construcción de un prototipo funcional, obviamente en ningún caso sería necesaria la utilización de un motor con estas características. Para mostrar el funcionamiento del modelo diseñado se utilizará y será supuesto el uso de un motor eléctrico de 0’75 KW de potencia y 1500 rpm máximas, con un par máximo de 5 Nm.

En cuanto a la transmisión, realmente relevante para el diseño del modelo, consta de una caja manual de 5 velocidades, dispuesta de forma que el vehículo tiene tracción delantera con los desarrollos expuestos en la tabla. Estos datos serán de vital importancia en el dimensionamiento y diseño de los engranajes del modelo didáctico.

Por lo tanto, la caja de cambios diseñada cumplirá las siguientes especificaciones técnicas:

- Designación del cambio: Manual
- Marchas adelante: 5

- Marchas atrás: 1
- Par de entrada máximo: 5 Nm
- Velocidad angular máxima (eje primario): 1500 rpm
- Relaciones de trasmisión: Las obtenidas a partir de los desarrollos expuestos en la tabla, se detallan más adelante.

Partiendo de estas especificaciones técnicas, han de tomarse también en consideración varias premisas teniendo en cuenta el objetivo del proyecto, tal como se ha expuesto anteriormente. Por ello, del propósito didáctico del diseño, se pueden obtener las siguientes especificaciones que el modelo resultante deberá satisfacer:

- Dimensionamiento adecuado de los elementos. Los componentes deben ser reconocibles, por lo que su tamaño y disposición debe favorecer la correcta visualización de los mismos.
- Capacidad de mostrar el funcionamiento del mecanismo. El modelo resultante debe facilitar el entendimiento de la aplicación real de las cajas de cambio.
- Portabilidad. El proyecto tiene como premisa el diseño de una caja que pueda construirse y, en tal caso, pueda ser utilizada como material de estudio. Por ello, la elección de materiales constitutivos deben permitir trasladar el conjunto con cierta facilidad.

3. Análisis-selección de alternativas de diseño.

A continuación se detallan diferentes aspectos constitutivos a considerar en el diseño y la opción seleccionada para el mismo.

3.1. Carcasa.

Elemento encargado de albergar y sustentar todos los componentes del cambio, las carcasas deben cumplir una serie de importantes funciones para asegurar el correcto funcionamiento de los mecanismos en su interior.

Entre ellas podríamos destacar la robustez, necesaria para soportar las vibraciones de los componentes, así como su estanqueidad. Las carcasas son completamente herméticas debido a que los elementos en su interior se encuentran lubricados mediante aceite. Las altas prestaciones exigidas a los componentes del cambio hacen indispensable la lubricación para evitar la fricción, calentamiento y desgaste prematuro de estos.

Sin embargo, la finalidad didáctica del modelo a diseñar hace que sea necesario plantearse una carcasa totalmente opuesta. Además, los componentes en ningún caso serán sometidos a los esfuerzos exigidos a modelos "reales", por lo que no es necesario lubricarlos.

Por ello, se ha optado por la utilización de una carcasa que muestre con claridad los componentes que sustenta, con un tamaño adecuado a este cometido. Se utilizan unas formas rectangulares con la parte frontal y posterior visibles, que harán posible la observación y estudio del resto de piezas en su interior.

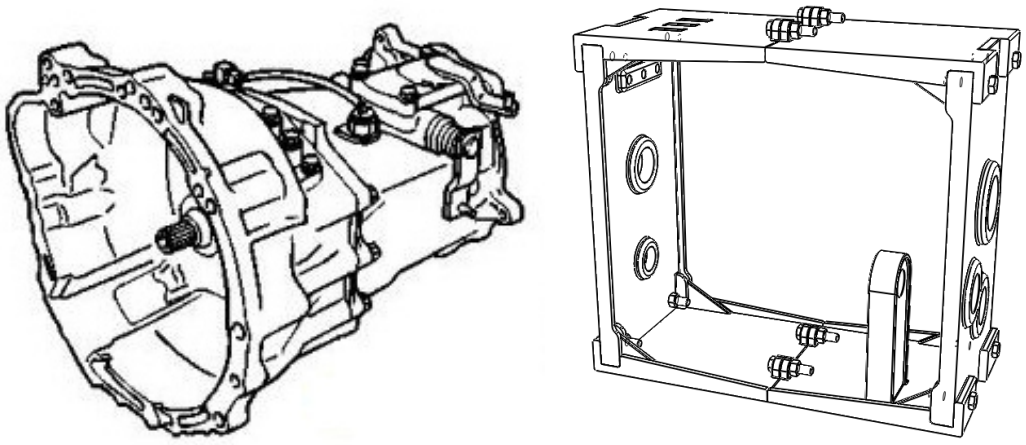


Figura 14. Ilustración carcasa real y "caja" modelo diseñado.

3.2. Número de ejes.

Las cajas de cambio manuales pueden contar con dos o tres ejes, como ya se ha introducido en el apartado 1.4. (pág. 11) Haciendo mención a este apartado, las características, ventajas e inconvenientes de la utilización de uno u otro sistema son:

- Dos ejes: El eje primario recibe el par del motor y lo transmite de forma directa al secundario de salida de par que acciona el grupo diferencial. Así pues se obtiene un tamaño del conjunto caja-diferencial más reducido. Por el contrario, la transmisión de todo el par mediante sólo dos ejes obliga a los piñones a soportar cargas mucho más elevadas que sus homólogos de las cajas de tres ejes.

- Tres ejes: un eje primario recibe el par del motor a través del embrague y lo transmite a un eje intermediario. Éste a su vez lo transmite a un eje secundario de salida, coaxial con el eje primario, que acciona el grupo diferencial. Tiene la ventaja de que al transmitir el par a través de tres ejes, los esfuerzos en los piñones son menores. Como desventaja, añadir un eje "extra" requiere de un tamaño mayor del conjunto.

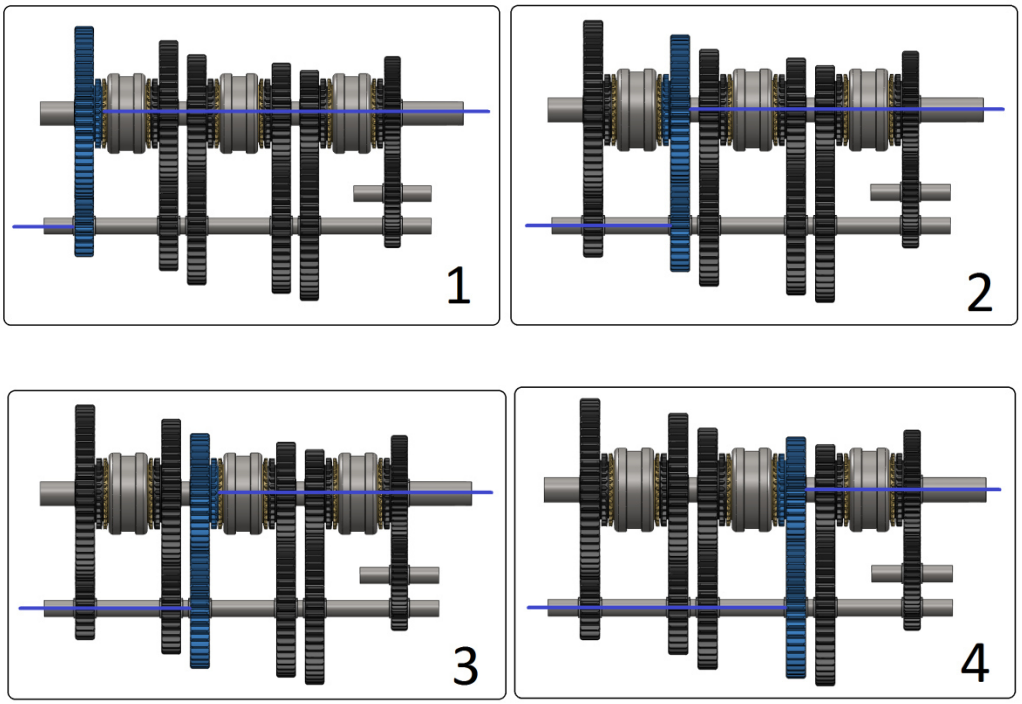
En lo relativo al diseño, las exigencias didácticas atribuidas al modelo que desarrolla este proyecto eximen a los componentes de soportar esfuerzos reseñables. Por lo tanto, atendiendo a las necesidades del diseño, se ha optado por un sistema con dos ejes, uno primario o de entrada, y otro secundario o de salida. De esta manera la transmisión del movimiento es simplificada, haciendo el cálculo y la explicación de las diferentes relaciones de transmisión más sencillos.

3.3. Configuración de ejes y marchas.

Como se ha expuesto en el apartado anterior, se ha optado por realizar un diseño de dos ejes, el primario, que recibe el par motor, y el secundario, encargado de transmitir el par resultante en cada velocidad al grupo diferencial. Estos ejes, lógicamente estarán dispuestos de forma que sean paralelos y coaxiales.

También, se presentan los elementos encargados de la transmisión del movimiento y transformación del par, los engranajes, que componen las diferentes marchas de la caja de cambios. Denominamos piñones a los ubicados en el eje primario, encargados de transmitir el movimiento a los engranes o ruedas, como se denomina a los engranajes ubicados en el eje secundario.

Para la disposición de todos estos elementos en el conjunto, en cuanto a los ejes, se opta por la colocación del primario en la parte inferior y del secundario en la superior. Esto es debido al hecho de que los engranes giran de forma independiente al eje (secundario) y, a su vez, serán enclavados por medio de los sincronizadores, accionados por los brazos selectores, que se encuentran en la zona superior para no comprometer la visualización del conjunto. En la disposición de las marchas (parejas piñón-engrane), se opta atender a un orden lógico que simplifique el cometido de comprender el funcionamiento del mecanismo. De esta manera, serán ubicados en el sistema como se indica a continuación:



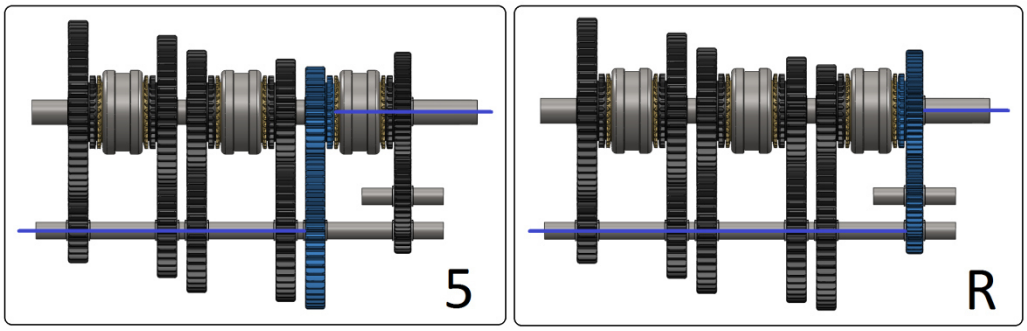


Figura 15. Esquemas de flujo de par para las diferentes marchas engranadas.

En las imágenes, se observa la disposición de todo el sistema de cambio, de esta forma se aprecia la colocación de los engranajes constituyentes de cada marcha en el sistema final, de forma que siguen un orden lógico, como se ha indicado previamente. Además, se indica la forma en la que el movimiento será transmitido a través de la caja (de derecha a izquierda en las imágenes).

La designación de estos engranajes y el esquema de movimiento se detallan a continuación:

Eje primario:

- P1: Piñón de Primera velocidad.
- P2: Piñón de Segunda velocidad.
- P3: Piñón de Tercera velocidad.
- P4: Piñón de Cuarta velocidad.
- P5: Piñón de Quinta velocidad.
- PR: Piñón de Marcha atrás.

Eje secundario:

- R1: Rueda de Primera velocidad.
- R2: Rueda de Segunda velocidad.
- R3: Rueda de Tercera velocidad.
- R4: Rueda de Cuarta velocidad.
- R5: Rueda de Quinta velocidad.
- RR: Rueda de Marcha atrás.

Eje auxiliar:

- AR: Rueda auxiliar de Marcha atrás.

Esquema de movimiento		
Marcha		Transmisión de movimiento
-	I	P1 - R1
-	II	P2 - R2
-	III	P3 - R3
-	IV	P4 - R4
-	V	P5 - R5
-	R	PR - AR - RR

Tabla 2: Transmisión del movimiento en cada marcha.

3.4. Mecanismo de sincronización.

El sincronizador es uno de los elementos más importantes en las cajas de cambios manuales, siendo los responsables, en gran medida, del buen funcionamiento y de la suavidad durante el cambio de marchas. Son los encargados de "enclavar" las diferentes velocidades evitando sobreesfuerzos y, por lo tanto, desgaste o posibles roturas de los componentes.

Existen diferentes tipos de sincronizadores, variando su diseño según el fabricante, que sustituyen ciertos componentes o la complejidad de los mismos. Entre los diferentes tipos, destacan los sincronizadores simples, de "doble cono" o, incluso, de "triple cono". Estos últimos son el tipo más actual diseñado con el fin de obtener una mejor y más suave transición de una marcha a otra. Por contra, su composición es muy compleja, al igual que su funcionamiento.

Figura 16. Vista explosionada de los elementos del sincronizador de triple cono

Para el diseño se ha descartado una solución excesivamente compleja para el buen entendimiento de la importante operación que desempeña, la sincronización y enclavamiento de las velocidades (se detallará en un apartado posterior). Por ello, se ha optado por el sincronizador simple, o "sincronizador con fiador de bola", que permitirá explicar y entender la citada operación de forma óptima.

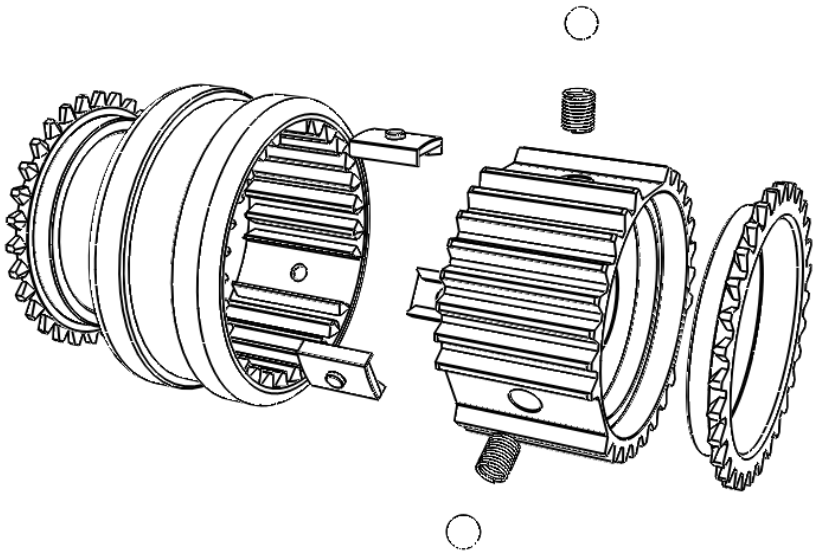


Figura 17. Ilustración de la vista explosionada de los elementos del sincronizador simple.

De esta forma, el diseño contará con tres de estos mecanismos, encargados de sincronizar la primera y segunda velocidad, tercera y cuarta, y, por último, quinta y marcha atrás:

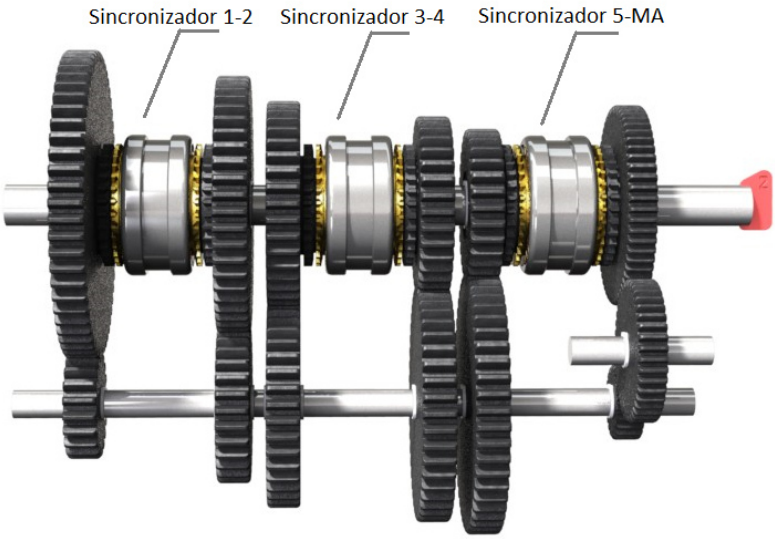


Figura 18. Ilustración ubicación sincronizadores.

4. Desarrollo del diseño.

Después de establecer las especificaciones básicas del modelo y seleccionar las alternativas de diseño a tener en cuenta, se expone a continuación el desarrollo seguido para la obtención del modelo didáctico virtual.

4.1. Dimensionamiento.

Como punto de partida de este apartado, deben ser definidos los elementos más relevantes en la caja, los engranajes, encargados de la transmisión del movimiento. Para ello, es necesario y prioritario realizar el estudio cinemático del modelo a diseñar, calculando las relaciones de transmisión, como se detalla a continuación:

a) Análisis cinemático, cálculo relaciones de transmisión:

El cálculo debe partir, obviamente, de las especificaciones básicas. Por lo tanto, se recuperan a continuación los datos relevantes que han sido expuestos en aquel apartado:

Transmisión			
-	Desarrollos (km/h a 1.000 rpm)		
		1ª	8,90
		2ª	16,40
		3ª	26,50
		4ª	37,30
		5ª	46,50
		M.A	9,50
-	rt (G.C: grupo piñon - corona diferencial)	14/62	0,23

Neumático			
-	205/55 R16	Ancho = 205 mm	Llanta = 16"

Tabla 3: Datos relevantes en el cálculo cinemático.

En la tabla, se observan los desarrollos ejecutados por cada velocidad, es decir, la velocidad tangencial (expresada en km/h) que es desarrollada por cada marcha cuando el motor gira a 1000 rpm (como se ha introducido en las especificaciones, se utilizan

los datos de la transmisión del modelo real para establecer las relaciones de transmisión del modelo). Serán los datos iniciales para la obtención de las relaciones de transmisión.

Se comienza por lo tanto por la obtención de la velocidad de giro del eje de las ruedas (cuando el motor se encuentra girando a 1000 rpm).

Por medio de la fórmula, $V_T = W * R \rightarrow W = \frac{V}{R}$, serán calculadas estas velocidades angulares atribuidas a cada marcha donde:

- V_T: Velocidad tangencial.
- W: Velocidad angular.
- R: Radio de giro.

Por lo tanto, será necesario el cálculo del radio de giro, que puede ser obtenido de los datos de las ruedas utilizadas por el modelo real.

Deben ser extraídas entonces las características del neumático. Para definirlos, se utiliza la siguiente terminología: 205/55 R16, donde:

- 205: Ancho del neumático, en mm.
- 55: Perfil del neumático, expresado como un porcentaje del ancho del mismo, en este caso: Perfil de neumático = 0.55 * Ancho del neumático.
- 16: Diámetro de la llanta, en pulgadas.

Por lo tanto, es posible calcular el diámetro de la rueda de la forma siguiente:

D = Ø llanta + 2 * perfil de neumático.

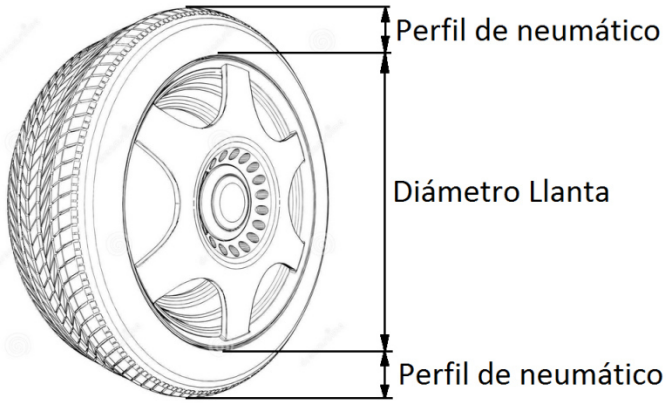


Figura 19. Ilustración neumático.

Ø llanta = 16 pulgadas = 406.20 mm.
Perfil del neumático = 0'55 * 205 = 112.75 mm.

D = 406.20 + 2 * 112.75 = 631.90 mm. → Radio de giro: R = 315.95 mm.

Se aplica ahora la fórmula para la obtención de la velocidad angular del eje de las ruedas cuando se encuentra engranada la primera velocidad:

$$W = \frac{V}{R}$$

V_T = 8.90 km/h = 2.47 m/s.
R = 315.95 mm = 0.32 m.

$$W = \frac{2.47}{0.32} = 7.82 \text{ rad/s} = 74.72 \text{ rpm.}$$

Extrapolando al resto de velocidades obtenemos:

	Velocidad (Km/h) (1000 RPM motor)	Velocidad (m/s)	W (rad/s)
1ª Velocidad	8,90	2,47	7,82
2ª Velocidad	16,40	4,56	14,42
3ª Velocidad	26,50	7,36	23,30
4ª Velocidad	37,30	10,36	32,79
5ª Velocidad	46,50	12,92	40,88
Marcha Atrás	9,50	2,64	8,35

	W (rpm)
1ª Velocidad	74,72
2ª Velocidad	137,69
3ª Velocidad	222,48
4ª Velocidad	313,16
5ª Velocidad	390,39
Marcha Atrás	79,76

Tabla 4 y 5: cálculo de la velocidad de giro del eje de las ruedas.

De esta forma, son conocidas las velocidades de giro del eje de las ruedas, eje final de movimiento, cuando el motor se encuentra girando a 1000 rpm.

Por lo tanto, es posible conocer la relación total transformada desde el motor hasta el eje final, transmitida por la caja (cuyas relaciones de transmisión son el objetivo de cálculo) y el grupo diferencial.

Siendo esta relación total, $R_T = \frac{\text{nº de rpm (de cada velocidad)}}{\text{nº de rpm motor}}$, donde son conocidas tanto las rpm de cada velocidad, como las del motor (1000 rpm).

Aplicando la fórmula a la primera velocidad:

$$R_T = \frac{74.72}{1000} = \underline{0.07}$$

Extrapolando al resto de marchas:

	R_T
1ª Velocidad	0,07
2ª Velocidad	0,14
3ª Velocidad	0,22
4ª Velocidad	0,31
5ª Velocidad	0,39
Marcha Atrás	0,08

Tabla 6: cálculo de la relación de transmisión total.

Por último, se puede establecer también, y como hemos introducido, que esta relación total es la multiplicación de la relación producida en la caja de cambios (una por cada velocidad obviamente, objetivo del cálculo), y la producida en el grupo diferencial (supuesta una relación habitual a modelos reales: relación piñón-corona: 14/62 = 0.23)

Siendo la relación total, R_T = Relación caja (R_c) * Relación grupo diferencial (R_d), por lo que, despejando la relación en la caja de cambios se obtiene:

$$R_c = \frac{RT}{Rd}$$

Aplicando la ecuación a la primera velocidad:

$$R_c = \frac{0.07}{0.23} = \underline{0.33}$$

Y extrapolando al resto de velocidades:

	R_C
1ª Velocidad	0,33
2ª Velocidad	0,61
3ª Velocidad	0,99
4ª Velocidad	1,39
5ª Velocidad	1,73
Marcha Atrás	0,35

Tabla 7: cálculo de la relación de transmisión en la caja de cambios.

Así quedan resueltas las relaciones de transmisión que deben ser diseñadas para cada una de las velocidades, con las que es posible el cálculo de la velocidad angular del eje de salida, secundario, de la caja para cualquier velocidad angular entrante, al primario, por el motor.

Así pues, utilizando el motor supuesto para el modelo didáctico, que cuenta con 1500 rpm máximas, las velocidades de giro resultantes del secundario serían:

	W (rpm)
1ª Velocidad	496,36
2ª Velocidad	914,64
3ª Velocidad	1477,92
4ª Velocidad	2080,24
5ª Velocidad	2593,33
Marcha Atrás	529,82

Tabla 8: Velocidades de salida del secundario.

De esta forma, se observa claramente que la velocidad de salida de la caja de cambios irá aumentando en cada marcha de funcionamiento, para el mismo régimen de giro del motor.

b) Análisis dinámico. Cálculo de par transmitido:

Como continuación del análisis preliminar del modelo diseñado, se puede establecer el análisis dinámico del mismo. Se exponen por lo tanto los cálculos necesarios para la obtención del par que será transmitido por la caja.

El par motor es el momento de fuerza que ejerce un motor sobre el eje de transmisión de potencia y, al igual que la velocidad, también será transformado en la caja de cambios y grupo diferencial. Su cálculo es posible de manera sencilla una vez obtenidas las relaciones de transmisión (R_C, R_T). Primero, se calcula el par generado en el eje secundario de la caja, estableciendo la siguiente relación:

$$R_c = \frac{\text{Par motor (Cm), de entrada}}{\text{Par generado por la caja en el secundario (Cc), de salida}}$$

Despejando:

$$C_C = \frac{Cm}{Rc}$$

Donde:

- R_c: Relaciones de transmisión de cada velocidad obtenidas en la caja.
- C_m: Par motor, el diseño utiliza un motor que desarrolla un par máximo de 5 Nm.

Aplicando la ecuación suponiendo la primera velocidad engranada:

$$C_C = \frac{5}{0.33} = \underline{15.11\ \text{Nm}}$$

Extrapolando al resto de velocidades:

	C_C (Nm)
1ª Velocidad	15,11
2ª Velocidad	8,20
3ª Velocidad	5,07
4ª Velocidad	3,61
5ª Velocidad	2,89
Marcha Atrás	14,16

Tabla 9: Par generado en el secundario por cada velocidad.

Por último, al igual que en el eje secundario, es posible el cálculo del par generado en un hipotético eje final de transmisión, suponiendo la actuación del grupo diferencial, que transmite el movimiento a dicho eje final (de las ruedas).

Para ello, se utiliza la relación de transmisión total, estableciendo la relación:

$$R_T = \frac{\text{Par motor (Cm), de entrada}}{\text{Par generado por la transmisión total(Ct), de salida final}}$$

Despejando:

$$C_T = \frac{Cm}{Rt}$$

Así pues, aplicando la ecuación a la primera de las velocidades:

$$C_T = \frac{5}{0.07} = \underline{66.92\ Nm}$$

Y en el resto de velocidades:

	C_T (Nm)
1ª Velocidad	66,92
2ª Velocidad	36,31
3ª Velocidad	22,47
4ª Velocidad	15,97
5ª Velocidad	12,81
Marcha Atrás	62,69

Tabla 10: Par total transmitido por cada velocidad.

De esta forma, se observa la evolución del par motor transmitido, tanto el que es obtenido en el eje secundario de la caja, como el obtenido en un hipotético eje final de transmisión. De la observación de los resultados, se puede concluir que la transmisión del par obtenido es inversamente proporcional a la velocidad, siendo este disminuido en cada velocidad de marcha.

c) Dimensionamiento de los engranajes:

Una vez obtenidas las relaciones de transmisión que han de satisfacer cada una de las velocidades de la caja, se procede con el dimensionamiento de los elementos encargados de realizar dicha transmisión, los engranajes. Para ello, se ha de establecer un dato dimensional muy importante, la distancia entre los ejes, primario y secundario, de la caja. Se establece en el diseño una distancia, "a", entre ejes de 120 mm con el objetivo de obtener un tamaño de las distintas piezas constituyentes capaz de mostrar el conjunto con claridad.

De esta forma, es posible iniciar el dimensionamiento de los engranajes mediante las conexiones existentes entre las distintas relaciones de transmisión obtenidas anteriormente y la distancia entre ejes seleccionada. A partir de las siguientes ecuaciones:

$$a = R_1 + R_2; \quad R_C = \frac{R1}{R2}$$

Donde:

- a: Distancia entre ejes primario y secundario, 120 mm.
- R_1: Radio del piñón (engranaje transmisor del movimiento situado en el eje primario.)
- R_2: Radio del engrane (engranaje receptor del movimiento situado en el eje secundario.)
- R_C: Relación de transmisión de cada velocidad, obtenidas en el análisis cinemático.

Tomando dichas ecuaciones es posible despejar los radios constituyentes del piñón y engrane de cada velocidad, quedando las ecuaciones siguientes:

$$R_1 = \left(\frac{Rc}{Rc+1}\right) * a; \quad R_2 = \left(\frac{1}{Rc+1}\right) * a$$

Aplicando estas fórmulas a la primera velocidad de la caja:

$$R_1 = \left(\frac{0.33}{0.33+1}\right) * 120 = \underline{29.84 \text{ mm}} \rightarrow D_1 = \underline{59.67 \text{ mm}}$$

$$R_2 = \left(\frac{1}{0.33+1}\right) * 120 = \underline{90.16 \text{ mm}} \rightarrow D_2 = \underline{180.33 \text{ mm}}$$

Se obtienen los diámetros constitutivos de los engranajes pertenecientes a la primera marcha. Ahora, para extraer el resto de especificaciones de cada uno de ellos, es necesario seleccionar el módulo (m). Se opta en el diseño por la utilización de un módulo normalizado de 3 mm.

Entonces, a partir de las ecuaciones características de engranajes normalizados rectos, se calcula el número de dientes de cada engranaje.

Siendo el número de dientes, $Z = \frac{D}{m}$; despejando en la primera velocidad con los diámetros obtenidos:

$$Z_1 = \frac{D1}{m} = \frac{59.67}{3} = \underline{19.89 \text{ dientes}};\ Z_2 = \frac{D2}{m} = \frac{180.33}{3} = \underline{60.11 \text{ dientes}}$$

El número de dientes, lógicamente, debe ser un número entero, por lo que se redondea de la forma siguiente:

$$Z_1 = \underline{20 \text{ dientes}};\ Z_2 = \underline{60 \text{ dientes}}$$

Debido a este redondeo, se deben calcular de nuevo los diámetros primitivos, así como la relación de transmisión. Deshaciendo el camino realizado, se obtiene:

$$D = Z * m;$$
$$D_{1F} = 20 * 3 = \underline{60 \text{ mm}};\ D_{2F} = 60 * 3 = \underline{180 \text{ mm}}$$

$$R_C = \frac{R1}{R2} = \frac{D1}{D2} = \frac{60}{180} = \underline{0.33}$$

$$a = \frac{D1+D2}{2} = \frac{60+180}{2} = \underline{120 \text{ mm}}$$

Finalmente, se definen el resto de características de los engranajes de la primera velocidad:

- Paso, $P = \pi * m$; $P_1 = P_2 = \pi * 3 = \underline{9.42 \text{ mm}}$
- Diámetro de cabeza, $D_a = (Z + 2) * m$; $D_{a1} = \underline{66 \text{ mm}}$; $D_{a2} = \underline{186 \text{ mm}}$
- Diámetro de fondo, $D_f = D – (2.5 * m)$; $D_{f1} = \underline{52.50 \text{ mm}}$; $D_{f2} = \underline{172.50 \text{ mm}}$
- Altura del diente, $h_a = m$; $h_{a1} = h_{a2} = \underline{3 \text{ mm}}$
- Fondo del diente, $h_f = 1.25 * m$; $h_{f1} = h_{f2} = \underline{3.75 \text{ mm}}$
- Ángulo de empuje, $\alpha = \underline{20°}$
- Diámetro base, $D_b = D * \cos(\alpha)$; $D_{b1} = \underline{56.38 \text{ mm}}$; $D_{b2} = \underline{169.14 \text{ mm}}$

Se recopilan a continuación los datos obtenidos de la pareja piñón-engrane pertenecientes a la primera marcha:

	Piñón		Engrane	
Relación de transmisión		0,33		
Distancia entre ejes (mm)		120,00		
Diámetro primitivo (mm)	D_1	59,67	D_2	180,33
Módulo (mm)		3,00		
nº de dientes	Z_1	~~19,89~~; 20	Z_2	~~60,11~~; 60
Diámetro final (mm)	D_{1f}	60,00	D_{2f}	180,00
Relación final		0,33		
Paso (mm)		9,42		
Diámetro de cabeza (mm)	D_{a1}	66,00	D_{a2}	186,00
Diámetro de fondo (mm)	D_{f1}	52,50	D_{f2}	172,50
Altura del diente (mm)		3,00		
Fondo del diente (mm)		3,75		
Ángulo de empuje (°)		20,00		
Diámetro base (mm)	D_{b1}	56,38	D_{b2}	169,14

Tabla 11: Datos de dimensionamiento de los engranajes de primera velocidad.

Aplicando el mismo desarrollo, es posible dimensionar el resto de parejas piñón-engrane de las distintas velocidades. Se exponen a continuación únicamente los resultados obtenidos:

- Segunda velocidad:

	Piñón		Engrane	
Relación de transmisión	0,61			
Distancia entre ejes (mm)	120,00			
Diámetro primitivo (mm)	D_1	90,91	D_2	149,09
Módulo (mm)	3,00			
nº de dientes	Z_1	~~30,30~~; 30	Z_2	~~49,70~~; 50
Diámetro final (mm)	D_{1f}	90,00	D_{2f}	150,00
Relación final	0,60			
Paso (mm)	9,42			
Diámetro de cabeza (mm)	D_{a1}	96,00	D_{a2}	156,00
Diámetro de fondo (mm)	D_{f1}	82,50	D_{f2}	142,50
Altura del diente (mm)	3,00			
Fondo del diente (mm)	3,75			
Ángulo de empuje (°)	20,00			
Diámetro base (mm)	D_{b1}	84,57	D_{b2}	140,95

Tabla 12: Datos de dimensionamiento de los engranajes de segunda velocidad.

- Tercera velocidad:

	Piñón		Engrane	
Relación de transmisión	0,99			
Distancia entre ejes (mm)	120,00			
Diámetro primitivo (mm)	D_1	119,11	D_2	120,89
Módulo (mm)	3,00			
nº de dientes	Z_1	~~39,70~~; 40	Z_2	~~40,30~~; 40
Diámetro final (mm)	D_{1f}	120,00	D_{2f}	120,00
Relación final	1,00			
Paso (mm)	9,42			
Diámetro de cabeza (mm)	D_{a1}	126,00	D_{a2}	126,00
Diámetro de fondo (mm)	D_{f1}	112,50	D_{f2}	112,50
Altura del diente (mm)	3,00			
Fondo del diente (mm)	3,75			
Ángulo de empuje (°)	20,00			
Diámetro base (mm)	D_{b1}	112,76	D_{b2}	112,76

Tabla 13: Datos de dimensionamiento de los engranajes de tercera velocidad.

- Cuarta velocidad:

	Piñón		Engrane	
Relación de transmisión	1,39			
Distancia entre ejes (mm)	120,00			
Diámetro primitivo (mm)	D_1	139,45	D_2	100,55
Módulo (mm)	3,00			
nº de dientes	Z_1	~~46,48~~; 46	Z_2	~~33,52~~, 34
Diámetro final (mm)	D_{1f}	138,00	D_{2f}	102,00
Relación final	1,35			
Paso (mm)	9,42			
Diámetro de cabeza (mm)	D_{a1}	144,00	D_{a2}	108,00
Diámetro de fondo (mm)	D_{f1}	130,50	D_{f2}	94,50
Altura del diente (mm)	3,00			
Fondo del diente (mm)	3,75			
Ángulo de empuje (°)	20,00			
Diámetro base (mm)	D_{b1}	129,68	D_{b2}	95,85

Tabla 14: Datos de dimensionamiento de los engranajes de cuarta velocidad.

- Quinta velocidad:

	Piñón		Engrane	
Relación de transmisión	1,73			
Distancia entre ejes (mm)	120,00			
Diámetro primitivo (mm)	D_1	152,05	D_2	87,95
Módulo (mm)	3,00			
nº de dientes	Z_1	~~50,68~~; 51	Z_2	~~29,32~~; 29
Diámetro final (mm)	D_{1f}	153,00	D_{2f}	87,00
Relación final	1,76			
Paso (mm)	9,42			
Diámetro de cabeza (mm)	D_{a1}	159,00	D_{a2}	93,00
Diámetro de fondo (mm)	D_{f1}	145,50	D_{f2}	79,50
Altura del diente (mm)	3,00			
Fondo del diente (mm)	3,75			
Ángulo de empuje (°)	20,00			
Diámetro base (mm)	D_{b1}	143,77	D_{b2}	81,75

Tabla 15: Datos de dimensionamiento de los engranajes de quinta velocidad.

- Marcha atrás:

Esta velocidad difiere del resto en cuanto a que debe incorporar un engrane auxiliar para invertir el sentido de giro respecto al resto de marchas. Para la definición de estas ruedas, se parte de igual manera que con las velocidades anteriores:

	Piñón		Engrane	
Relación de transmisión	0,35			
Distancia entre ejes (mm)	120,00			
Diámetro primitivo (mm)	D_1	62,64	D_2	177,36
Módulo (mm)	3,00			
nº de dientes	Z_1	~~20,88~~; 21	Z_2	~~59,12~~; 59

Tabla 16: Datos de pre-dimensionamiento de los engranajes de marcha atrás.

Una vez obtenidos el número de dientes que deben tener el piñón y el engrane para la transmisión de movimiento y par requeridos, se reduce el módulo final para hacer las ruedas más pequeñas y hacer posible introducir un engranaje intermedio, que no afecta a la relación de transmisión (será un engranaje conductor a la vez que conducido), pero variará el sentido de giro final, como se busca. El módulo de estas tres ruedas finalmente es de 2 mm (normalizado), y el número de dientes que posee la rueda intermedia es de 40.

Así pues, las características de estos engranajes son:

	Piñón		Engrane		Engrane intermedio aux.	
nº de dientes	Z_1	21	Z_2	59	Z_3	40
Módulo (mm)	2,00					
Diámetro final (mm)	D_{1f}	42,00	D_{2f}	118,00	D_{3f}	80,00
Relación final	0,36					
Paso (mm)	6,28					
Diámetro de cabeza (mm)	D_{a1}	46,00	D_{a2}	122,00	D_{a3}	84,00
Diámetro de fondo (mm)	D_{f1}	37,00	Df2	113,00	D_{f3}	75,00
Altura del diente (mm)	2,00					
Fondo del diente (mm)	2,50					
Ángulo de empuje (°)	20,00					
Diámetro base (mm)	D_{b1}	39,47	D_{b2}	110,88	D_{b3}	75,18

Tabla 17: Datos de dimensionamiento de los engranajes de marcha atrás.

d) Dimensionamiento general:

Una vez definidas las parejas piñón-engrane de cada marcha, se procede con el dimensionado general de los elementos en la caja. Esta disposición trata de atender, como es predominante en el proyecto, a una presentación clara de estos componentes. De esta forma, Se muestran a continuación las dimensiones relevantes en una vista frontal:

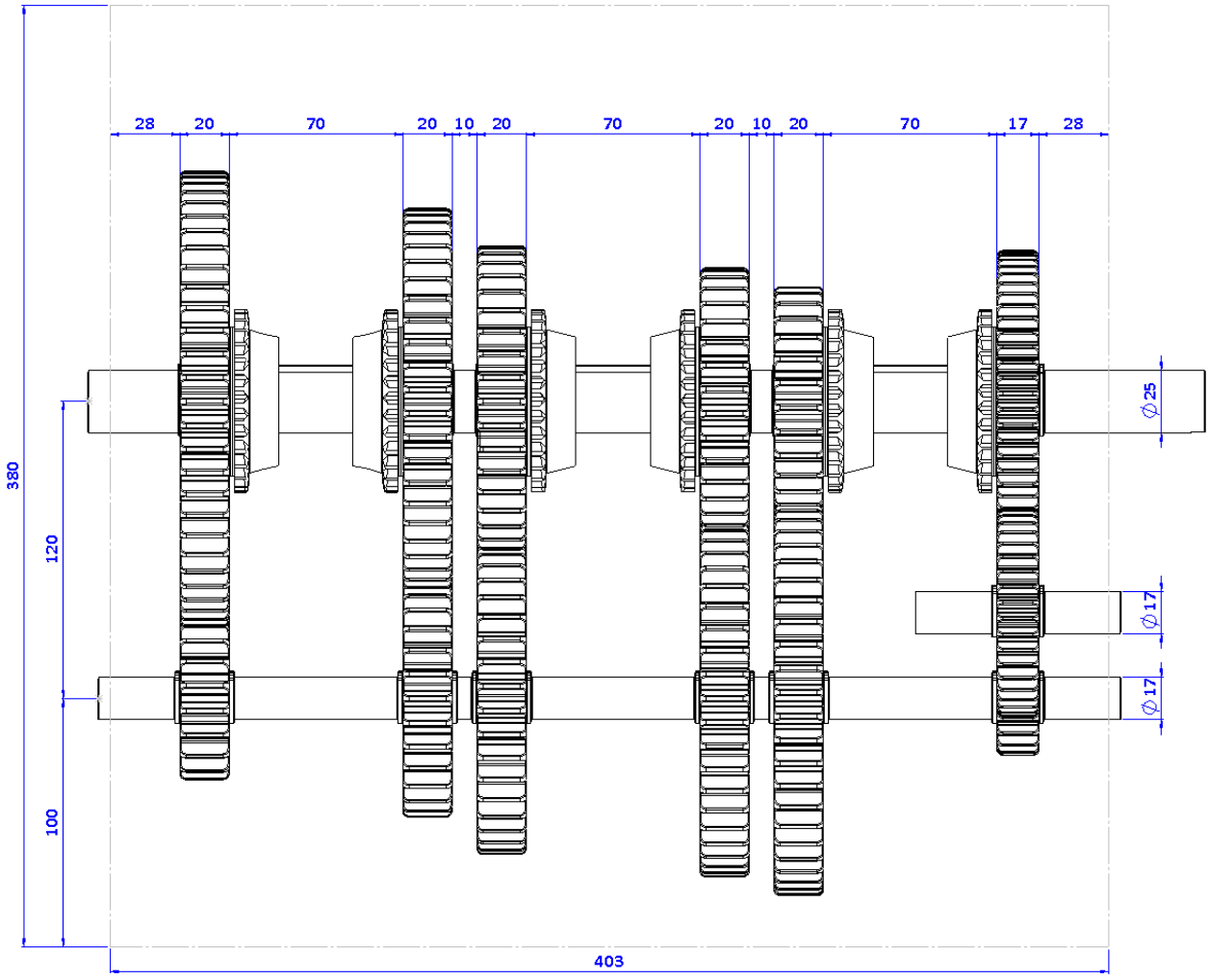


Figura 20. Ilustración frontal dimensionamiento general de los componentes.

En la ilustración se observa cómo, las parejas de velocidades primera - segunda, tercera - cuarta y quinta – marcha atrás son las que serán seleccionadas por medio del mismo grupo sincronizador, por lo que la distancia intermedia es mayor para incluir los componentes del mismo.

También es necesario mostrar la disposición y cotas de dimensionamiento en una vista lateral, en la que, principalmente, se muestra la colocación necesaria del eje del engrane auxiliar, para el correcto funcionamiento de la marcha atrás:

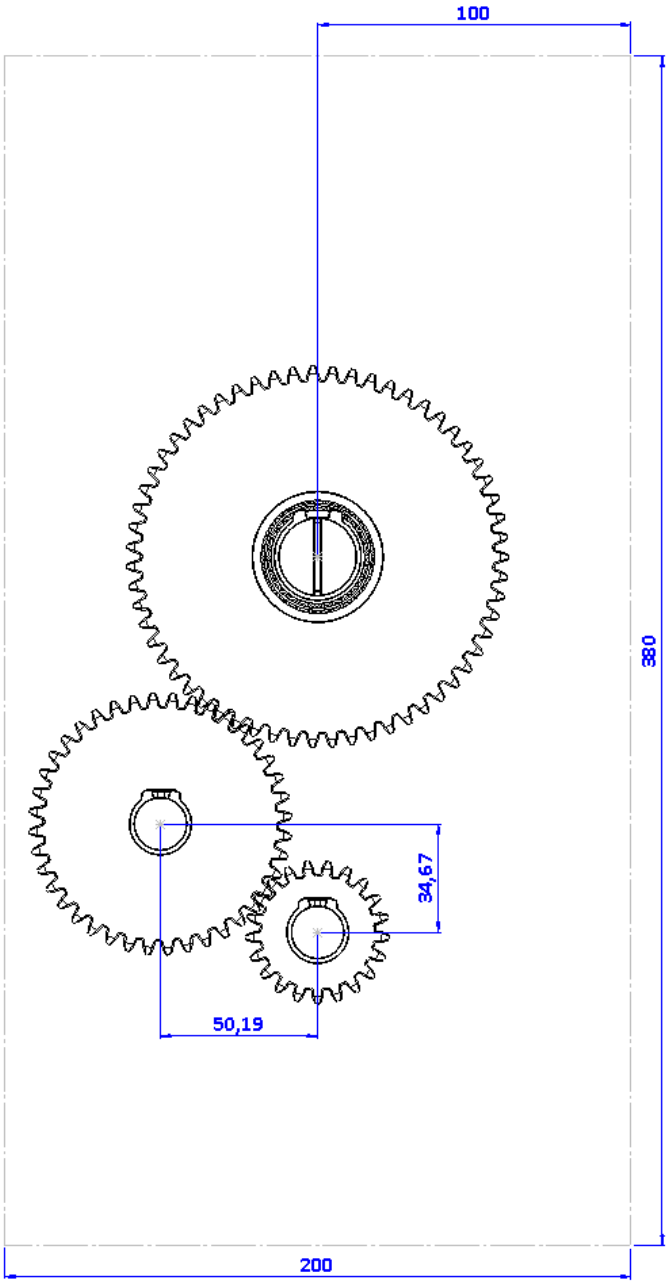


Figura 21. Ilustración lateral dimensionamiento general de los componentes.

4.2. Elección de elementos comerciales.

En el proyecto, se obviarán para el diseño varios componentes, los cuáles serán seleccionados, según las necesidades, del "toolbox" del programa de diseño. Estos elementos se corresponden con modelos comerciales precargados en el programa CAD y se seleccionarán en el mismo para el diseño. En detalle, estos componentes son:

a) Rodamientos:

Se encargan de fijar los ejes a la carcasa permitiendo su libertad para el giro sin impedimentos. Además, irán montados sobre el eje secundario para permitir el giro no solidario de los engranes independientemente del giro de dicho eje. Los tipos seleccionados son:

- Rodamiento de rodillos de agujas NA 4903.
- Rodamiento de rodillos de agujas NA 4905.

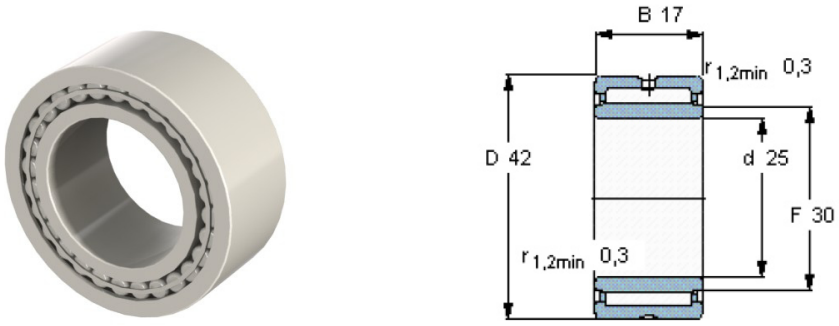


Figura 22. Ilustración y detalle rodamiento NA 4905.

Ambos rodamientos comparten morfología cambiando los diámetros, exterior e interior, además del espesor, para adaptarse a los ejes.

b) Tornillería:

Necesaria para fijar las diferentes partes diseñadas de la carcasa, se utilizan los tornillos y tuercas siguientes:

- Tornillo hexagonal DIN 931 M10 x 45 – 6.8.
- Tuerca hexagonal DIN 934 M10.

4.3. Modelado 3D.

Para el diseño de la caja de cambios se ha empleado el programa SolidWorks, programa de diseño asistido por computadora (CAD) para modelado mecánico. El programa permite modelar piezas y conjuntos y extraer de ellos tanto planos como otro tipo de información necesaria para la producción de un modelo.

a) Engranajes:

El diseño 3D comienza por el modelado de estos elementos, encargados de realizar la transmisión del movimiento. Será descrito a continuación el proceso seguido para su "materialización virtual".

Para ello, se parte de los datos obtenidos en el dimensionamiento (apartado 4.1.C., pág. 35). Se calcula el perfil de evolvente para definir el dentado, obtenido geométricamente, resultando el croquis inicial siguiente:

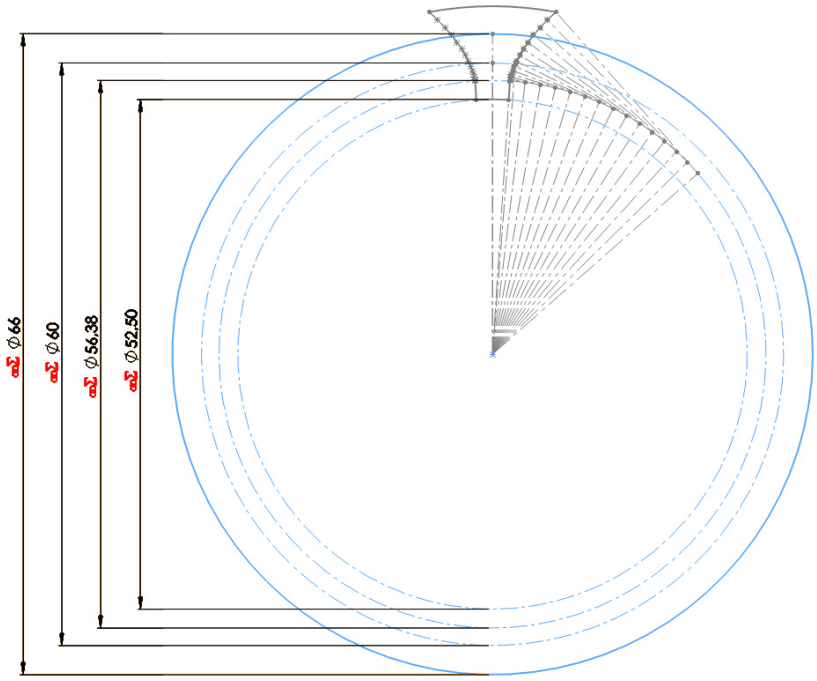


Figura 23. Croquis dimensionamiento piñón primera velocidad.

En la ilustración, se observan definidos los diferentes diámetros constitutivos (que varían según el engranaje a modelar), así como el perfil de diente. A través de estos, mediante las operaciones pertinentes, se obtiene el engranaje perfectamente definido.

Figura 24. Modelo engranaje.

Ahora, se distingue entre piñones y engranes. Los primeros, giran solidarios al eje primario, por lo que deben ser adaptados a éste. Por lo tanto, se les realiza un agujero pasante de acuerdo al eje con un chaveteado que bloqueará y asegurará su giro solidario.

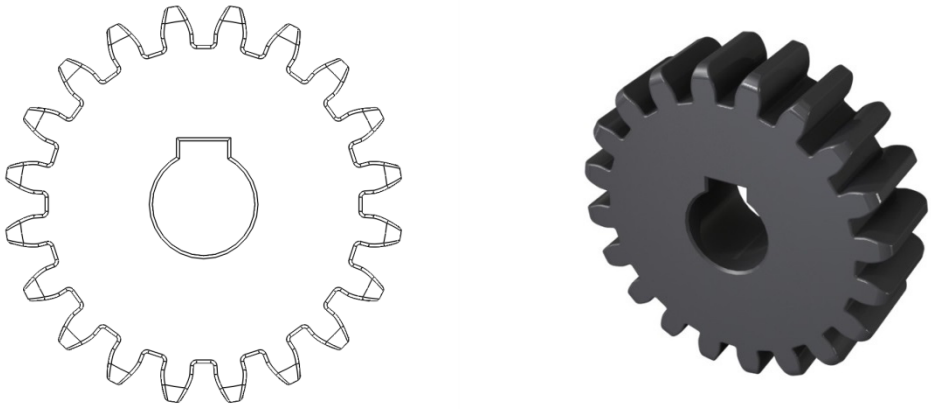


Figura 25. Ilustración y modelo piñón primera velocidad.

Los engranes, dispuestos en el eje secundario, deben poseer un giro independiente al de éste, por lo que incluirán un rodamiento (NA 4905) que lo haga posible. De esta forma se les realiza un agujero pasante de acuerdo al diámetro exterior del rodamiento que albergarán en su interior.

Además, forman parte del proceso de sincronización y enclavamiento de la "marcha" correspondiente. Para ello, se diseña la corona de dientes, que será enclavada por el sincronizador, así como el cono de fricción, partícipe de la sincronización (igualamiento de velocidades de los ejes primario y secundario para facilitar el enclavamiento).

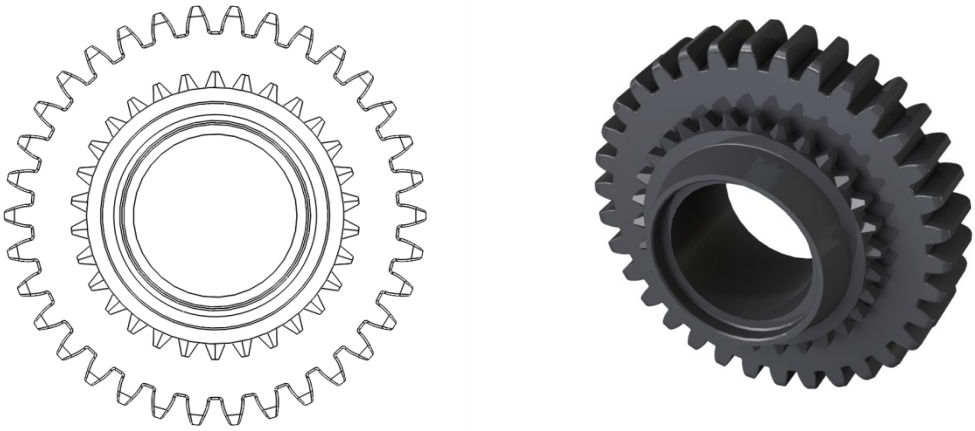


Figura 26. Ilustración y modelo engrane cuarta velocidad.

Una vez modelados los engranajes, se procede con el diseño del resto piezas, que se pueden englobar según los diferentes elementos constituyentes de la caja:

b) Eje primario:

Eje receptor del par y movimiento del motor, sujeto por la carcasa, se apoya en ella mediante los rodamientos NA 4903. Básicamente, contiene los piñones, además de los elementos encargados de asegurar la fijación de estos al eje:

- Elemento fijador de los piñones (Chaveta): Encargado de enclavar los piñones y asegurar el giro solidario con el eje.

Figura 27. Modelo elemento fijador de piñón.

- Argolla eje primario: Realiza la labor de evitar el desplazamiento lateral de los piñones sobre el eje.

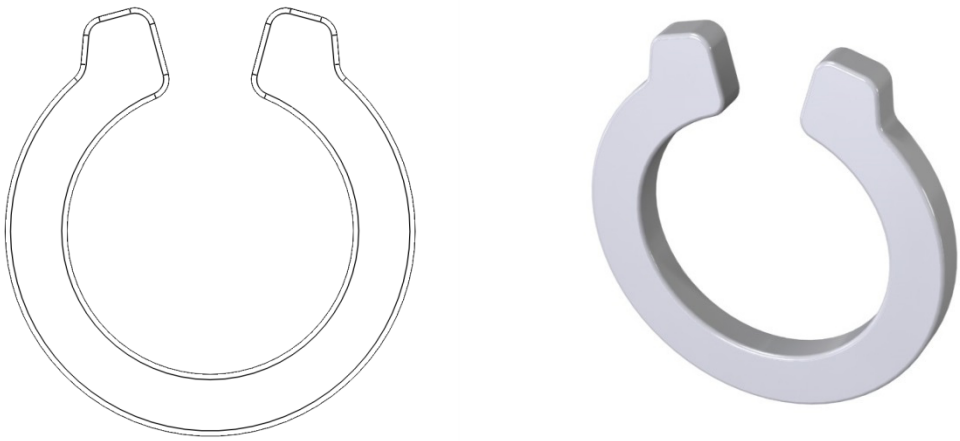


Figura 28. Ilustración y modelo argolla eje primario.

De esta forma, el eje queda de la forma siguiente:

Figura 29. Modelo eje primario.

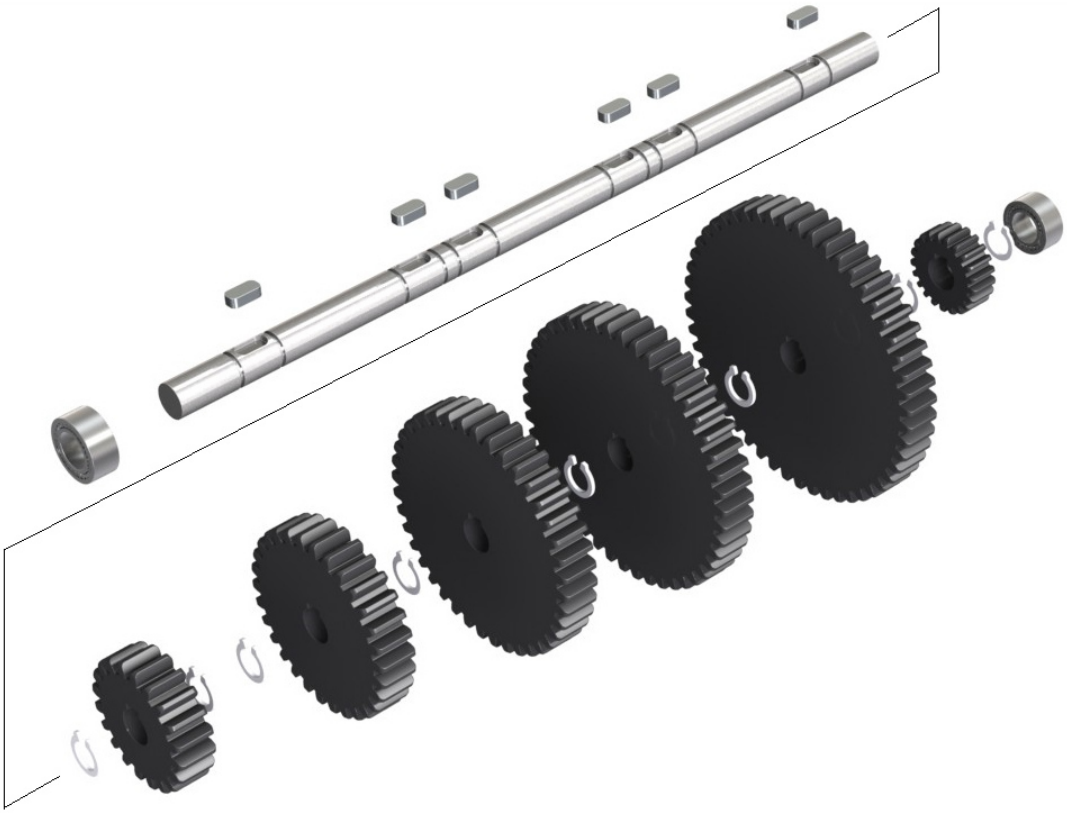


Figura 30. Explosión eje primario.

En la vista de explosión se observa como en el eje se disponen los huecos necesarios para la colocación de los elementos fijadores, así como las ranuras, donde se colocan las argollas.

c) Eje Auxiliar:

Eje necesario para la inversión de giro final en el secundario (con respecto al resto de velocidades) cuando se encuentra engranada la marcha atrás. Su composición es igual a la del primario, albergando únicamente un piñón intermedio (engrane auxiliar).

Figura 31. Modelo eje auxiliar.

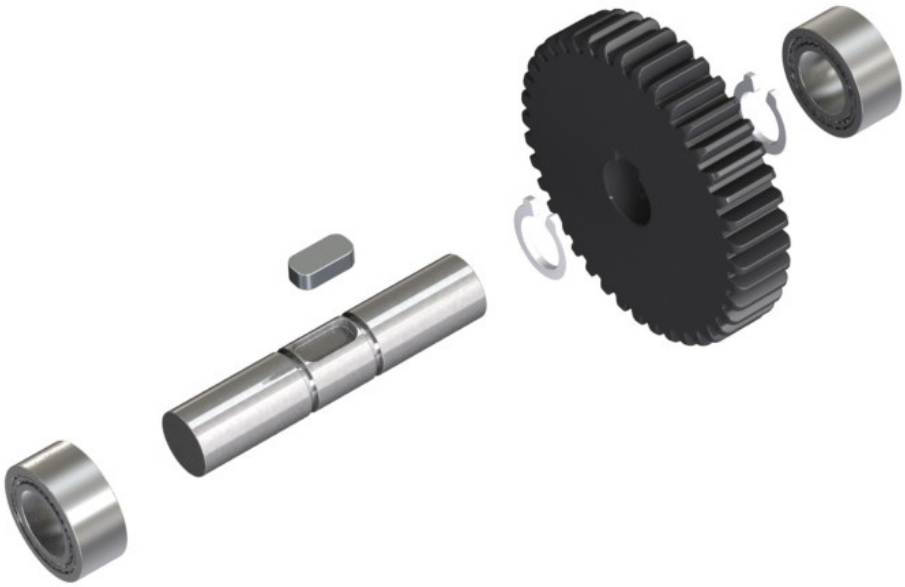


Figura 32. Explosión eje auxiliar.

d) Eje secundario:

Eje de salida del movimiento, también sujeto por la carcasa por medio de rodamientos, en este caso NA 4905. Contiene los engranes y rodamientos (NA 4905) de su interior, los sincronizadores (se exponen en el apartado siguiente), así como también los elementos necesarios para la fijación de estos elementos:

- Elemento fijador del cuerpo del sincronizador (Chaveta): el cuerpo del sincronizador debe girar solidariamente al eje (aunque se debe permitir su desplazamiento lateral), por lo que, de la misma forma que con los piñones en el primario, se dispone de un elemento fijador.

Figura 33. Modelo elemento fijador del cuerpo del sincronizador.

- Argolla eje secundario: al igual que en el primario, evitará el desplazamiento lateral, en este caso de los rodamientos y, por consiguiente, de los engranes en el eje.

Figura 34. Ilustración y modelo argolla eje secundario.

Por lo tanto, el secundario queda conformado de la forma siguiente:

Figura 35. Modelo eje secundario.

Figura 36. Explosión eje secundario.

Al igual que en el eje primario, el secundario dispone de los huecos necesarios para la colocación de los elementos fijadores y de las ranuras para las argollas. Además, se añade en la parte final del eje (derecha), una aleta que permitirá observar de manera clara el giro del eje, cuando una de las velocidades esté enclavada.

e) Mecanismos de sincronización (sincronizadores):

Los sincronizadores, encargados del enclavamiento de las marchas y por tanto, de que la transmisión de movimiento de cualquiera de ellas se haga efectiva en el secundario, están constituidos por dos cuerpos:

- El cuerpo principal: Va montado directamente sobre el eje (secundario), girando solidariamente con él, pudiendo deslizarse lateralmente. En él se alojarán los fiadores de bolas y sobre él se deslizará, a su vez, el cuerpo secundario (corona del sincronizador).

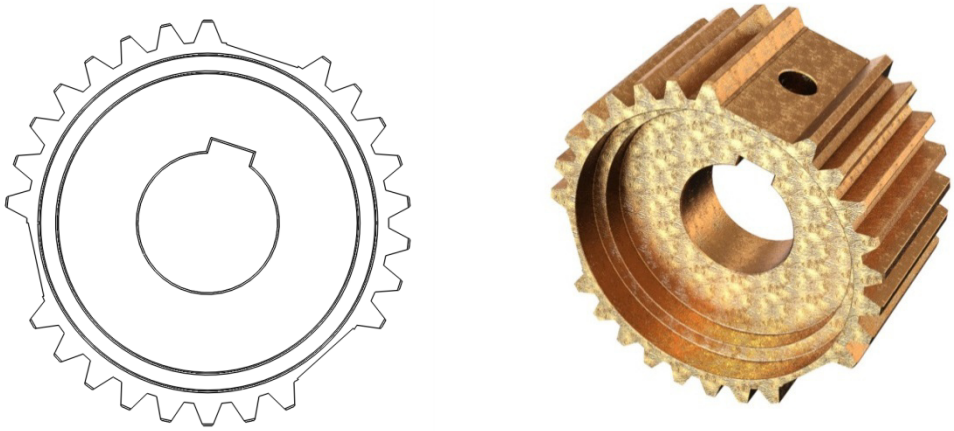


Figura 37. Ilustración y modelo cuerpo principal del sincronizador.

Figura 38. Modelo fiador de bola.

- El cuerpo secundario (corona): Va montado sobre el cuerpo principal, girando solidariamente con él. Podrá deslizarse lateralmente, accionado por el mecanismo selector (brazo selector). El movimiento lateral será solidario al del cuerpo principal hasta que este elemento quede bloqueado por el engrane que se quiere sincronizar. En ese momento, las chavetas alojadas en la corona, junto con los fiadores de bola, permitirán a la corona (únicamente) continuar el desplazamiento lateral para enclavar finalmente el engrane. (explicado detalladamente más adelante).

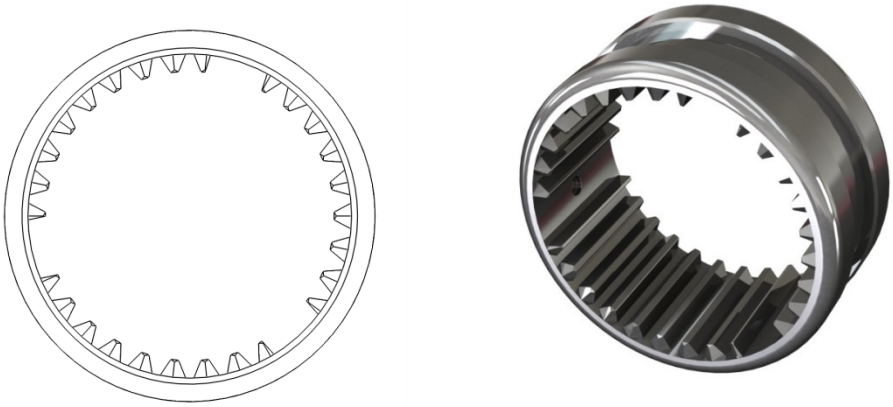


Figura 39. Ilustración y modelo de la corona del sincronizador.

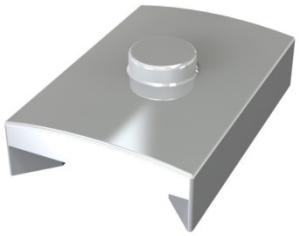


Figura 40. Modelo chaveta.

Además de estos componentes descritos, el mecanismo también cuenta con otro elemento, que hace posible y efectiva la sincronización, el anillo sincronizador:

- Anillo sincronizador: Encargado de sincronizar el engrane a enclavar y el cuerpo principal del sincronizador (igualar las velocidades de giro para facilitar el enclavamiento), su morfología le permite encajar con el cuerpo cónico del engrane, con el fin de frenar o acelerarlo.

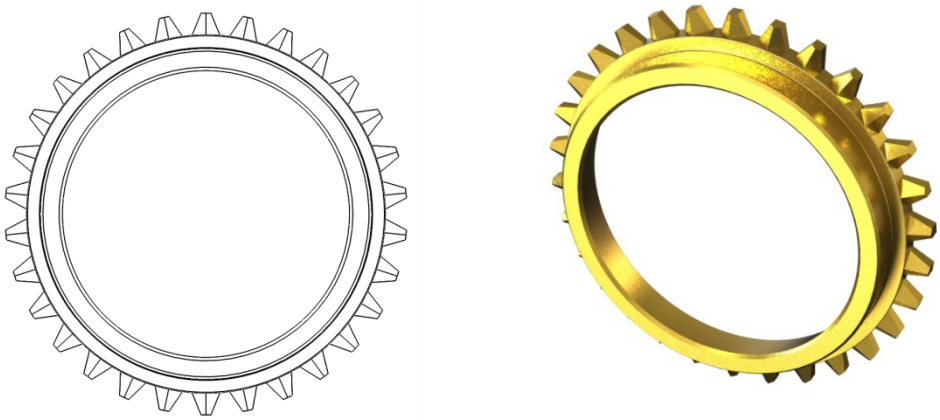


Figura 41. Ilustración y modelo anillo sincronizador.

Por lo tanto, el mecanismo completo se conforma de la forma siguiente (en la que se puede apreciar claramente la ubicación de los fiadores de bola):

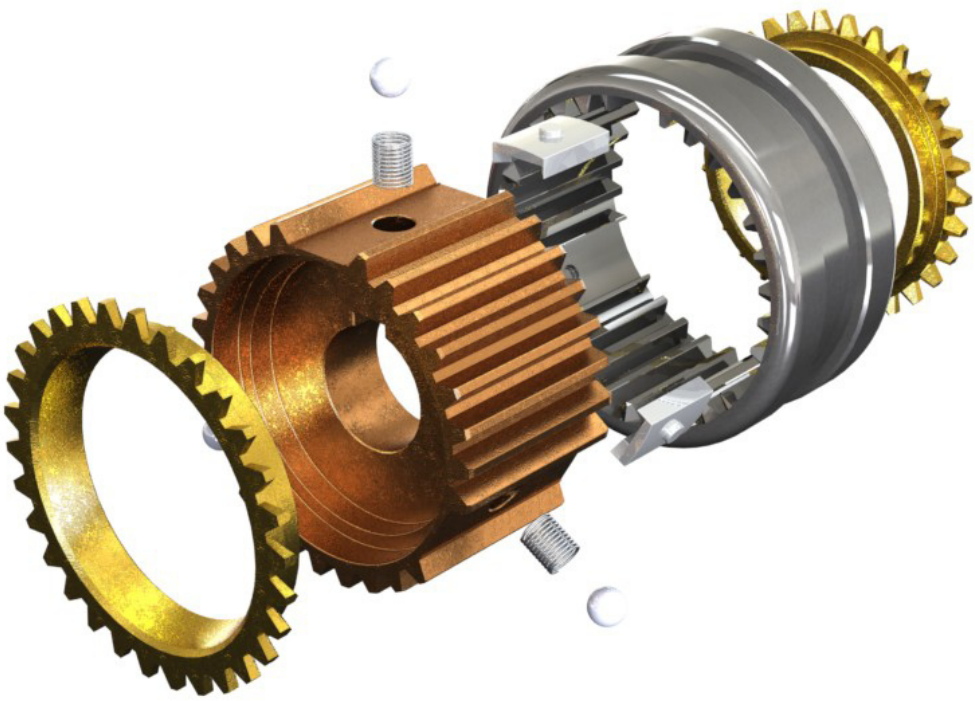


Figura 42. Explosión mecanismo sincronizador.

En cuanto a su ubicación en el eje secundario, el mecanismo se coloca sobre los elementos fijadores del cuerpo del sincronizador. Además, tal como se ha descrito en el apartado 3.4 (pág. 27), el diseño cuenta con tres de estos mecanismos, encargados de sincronizar la primera y segunda velocidad, tercera y cuarta, y, por último, quinta y marcha atrás.

f) Carcasa:

Elemento encargado de sustentar todo el conjunto, compuesta por seis piezas, ancladas entre sí por medio de tornillos-tuercas. Dispone de todos los agujeros pasantes necesarios para sujetar los ejes por medio de los rodamientos, además de las tapas para ocultarlos. También contiene las varillas necesarias para la sustentación de los elementos selectores.

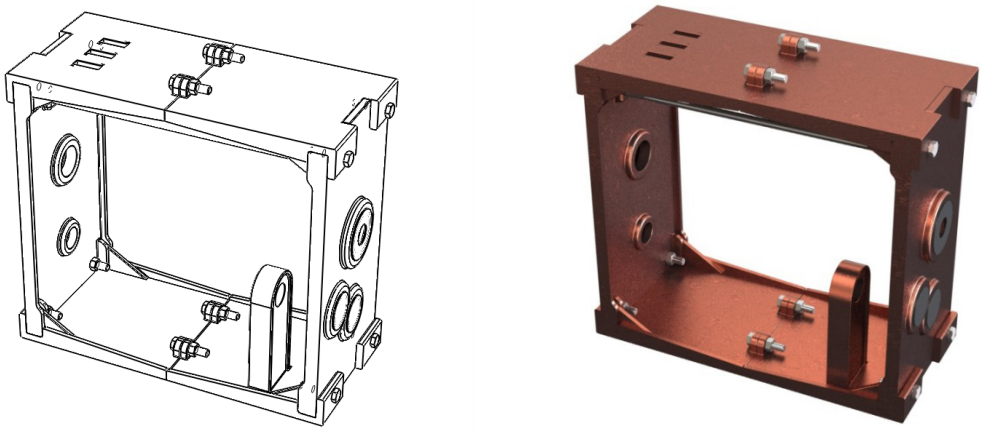


Figura 43. Ilustración y modelo de la carcasa.

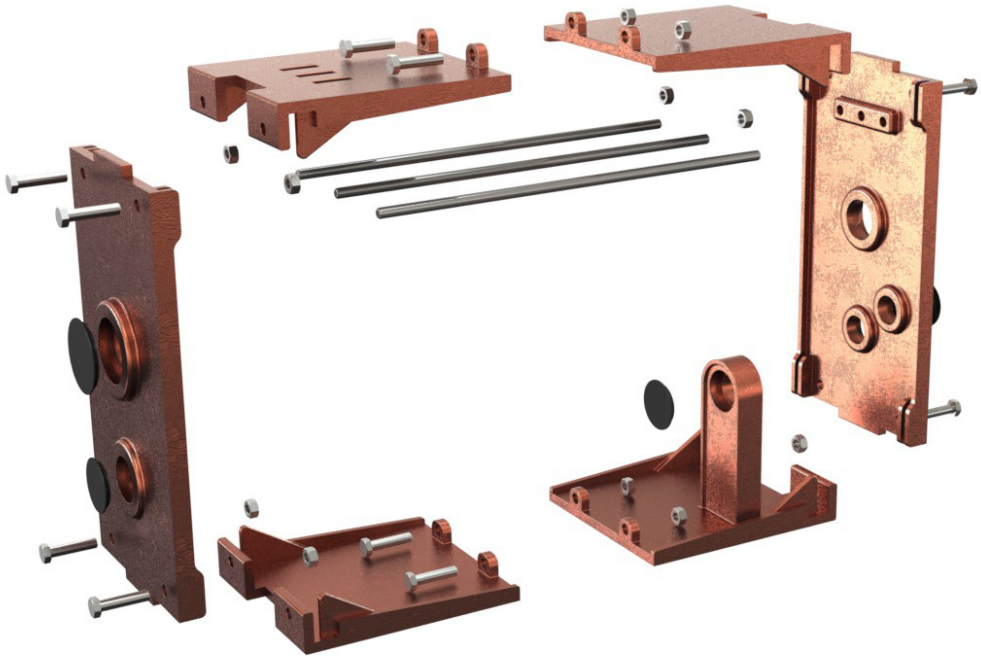


Figura 44. Explosión carcasa.

g) Elementos selectores (brazos selectores):

Encargados de accionar los distintos mecanismos de sincronización (un brazo selector por cada mecanismo sincronizador), se montarán sobre las varillas dispuestas en la carcasa.

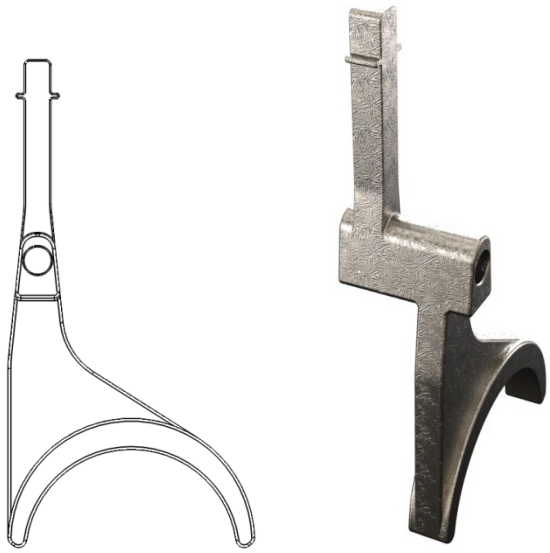


Figura 45. Ilustración y modelo brazo selector 1-2.

Figura 46. Modelos brazo selectores.

4.4. Ensamblado final del modelo.

Una vez se encuentran modelados todos los elementos constituyentes del sistema, se procede con el ensamblado final. Para esta operación también se utiliza el programa Solidworks, que permite la creación de un conjunto (o ensamblaje) mediante la creación de relaciones de posición entre los componentes del mismo. Gracias a esto, es posible establecer un modelo de varios elementos o mecanismo y simular el comportamiento mecánico real esperado del mismo.

Por lo tanto, en el proceso de ensamblado, se crean las relaciones de posición necesarias con el fin de:

- Obtener el propio modelo final.
- Establecer la transmisión de movimiento real entre engranajes.
- Otorgar los grados de libertad de movimiento necesarios a los elementos del sistema que lo precisen, tal como ocurriría en el modelo si llegara a materializarse.
- Hacer posible emular el funcionamiento teórico esperado del modelo.

Con estas premisas, se realiza el conjunto, resultando el ensamblaje final:

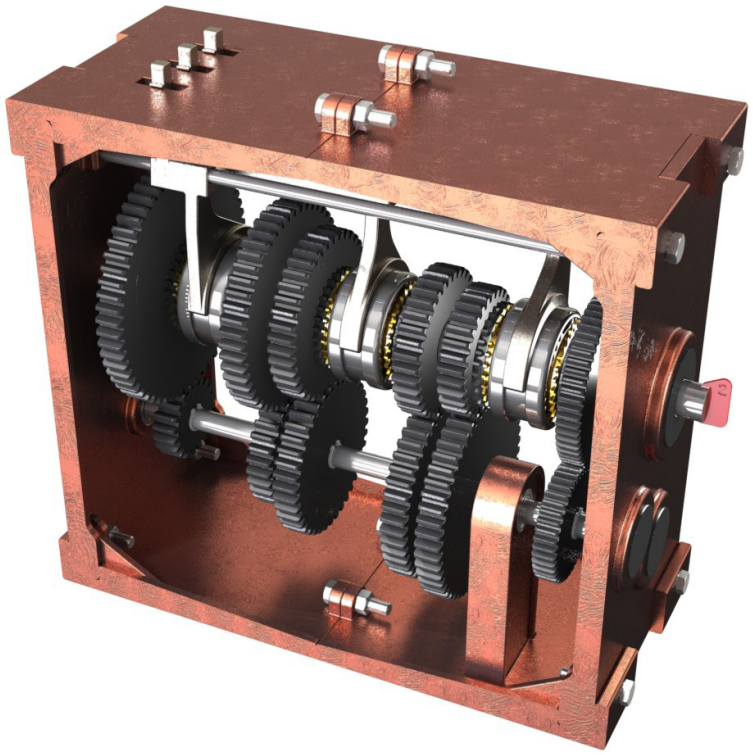


Figura 47. Modelo del ensamblaje final.

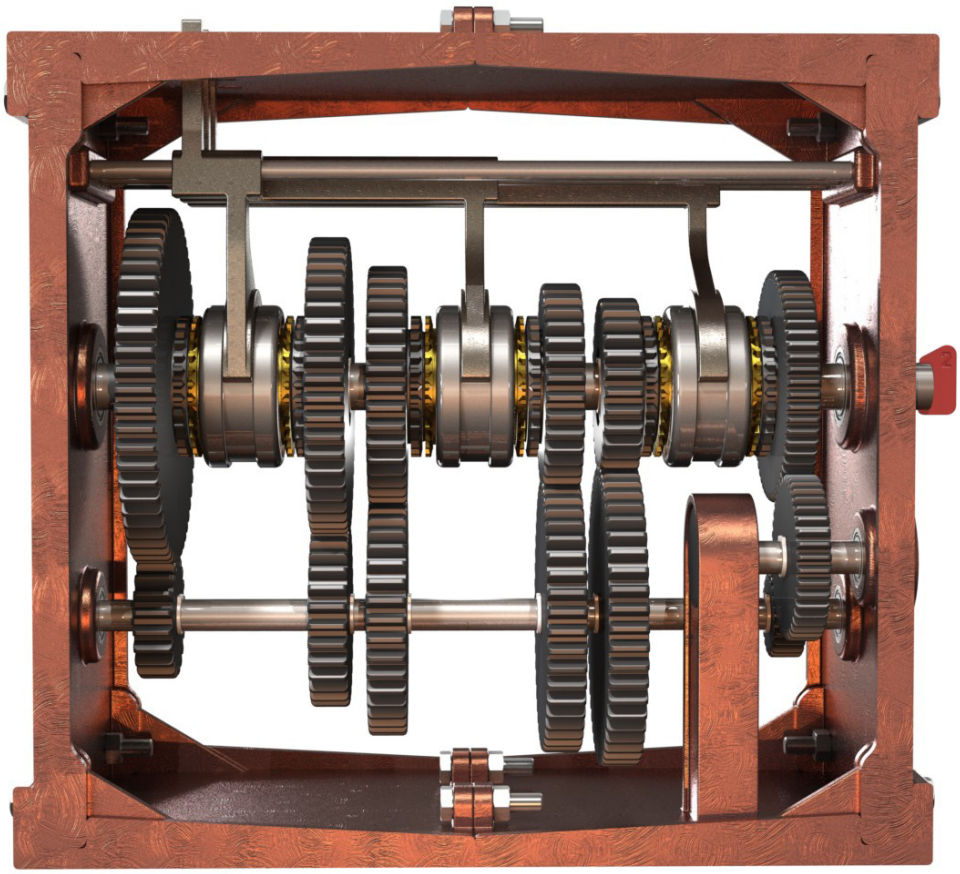


Figura 48. Modelo del ensamblaje final, vista frontal.

4.5. Análisis funcionamiento teórico.

Finalmente, con la obtención del sistema ensamblado, es posible extraer del modelo el material didáctico necesario con el fin de cumplir una de las premisas previas del proyecto, la explicación del funcionamiento del mecanismo, que se puede extrapolar a los modelos reales. Por ello, se realiza a continuación el análisis del funcionamiento teórico esperado del modelo.

Para su explicación, se expondrá la forma en que la primera velocidad es enclavada, partiendo de la caja en estado de "punto muerto", obteniendo una transmisión final de movimiento correspondiente a esta relación en el secundario.

Se supone la acción del motor sobre el eje primario, por lo que, dicho eje girará con la misma velocidad de éste y, por lo tanto, los piñones que contiene. Los piñones, por consiguiente, transmiten el movimiento a su correspondiente engrane debido a que se encuentran continuamente engranados. Sin embargo, la transmisión final al secundario no se hace efectiva debido al rodamiento que cada engrane contiene en su interior, que permite su giro independiente del eje.

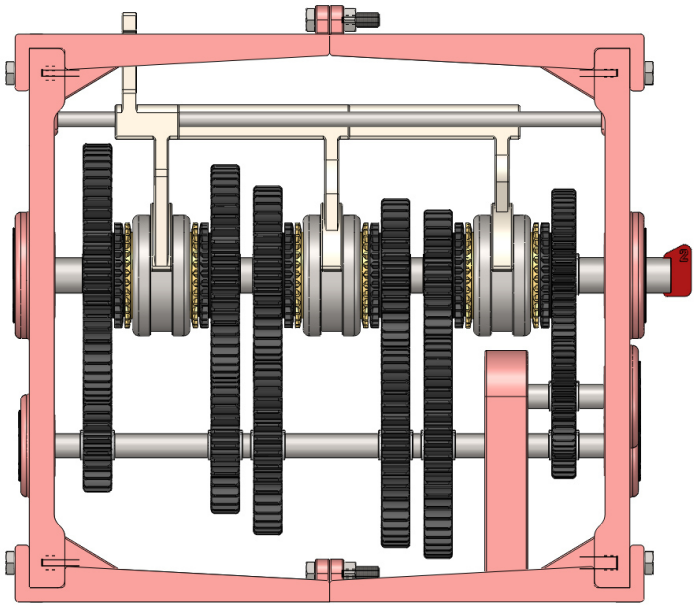


Figura 49. Ilustración situación inicial en la caja (punto muerto).

Por lo tanto, para que el movimiento de una de las marchas sea transmitido finalmente al secundario, es necesario sincronizar y enclavar una de ellas (el cuerpo del sincronizador es el elemento solidario al eje secundario). En este proceso, es indispensable que uno de los ejes no ofrezca resistencia al movimiento, con el fin de que el mecanismo sincronizador pueda adaptar (acelerar o frenar) su velocidad de giro con el otro (eje), haciendo posible finalmente el enclavamiento:

- Modelo diseñado: El eje libre de resistencia es el propio secundario, que será sincronizado con el primario para poder realizar el enclavamiento final.
- Modelo real: El eje libre de resistencia es el primario, que, en el momento del enclavamiento de una nueva marcha, es desacoplado del motor por medio del embrague para hacer posible la operación.

Así pues, es posible explicar el funcionamiento del mecanismo sincronizador, tomando como ejemplo el modelo didáctico:

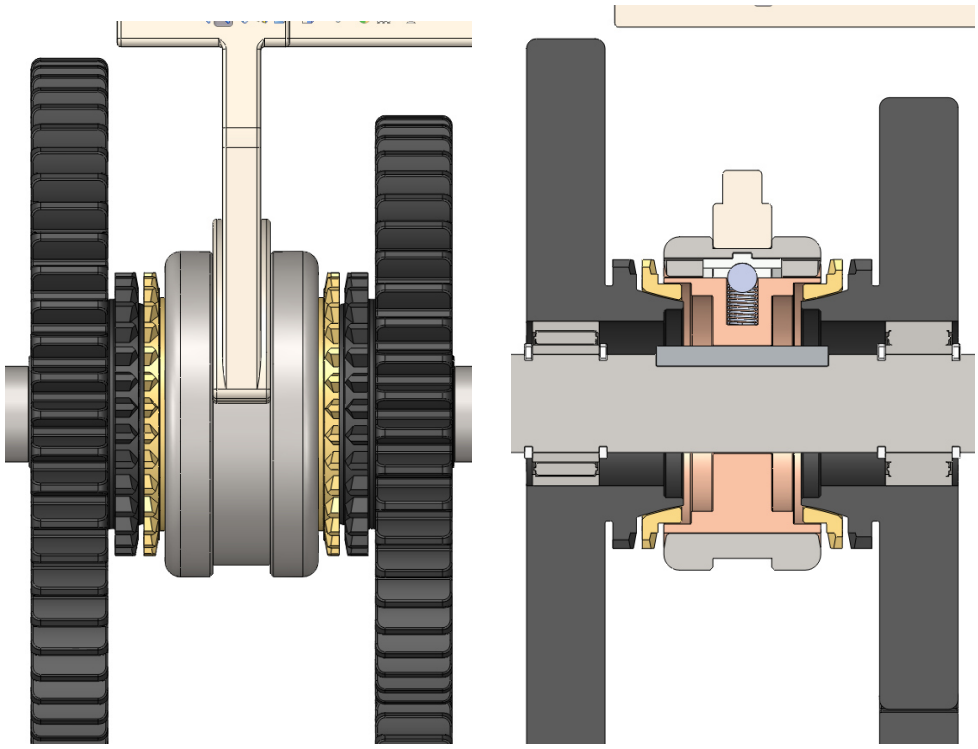


Figura 50. Ilustración mecanismo sincronizador (situación inicial).

En la ilustración se aprecia la situación inicial del mecanismo sincronizador (de primera y segunda velocidad), con una vista seccionada para observar con claridad los elementos constituyentes y poder explicar la secuencia de movimiento que realizan. Entrando en detalle en los elementos:

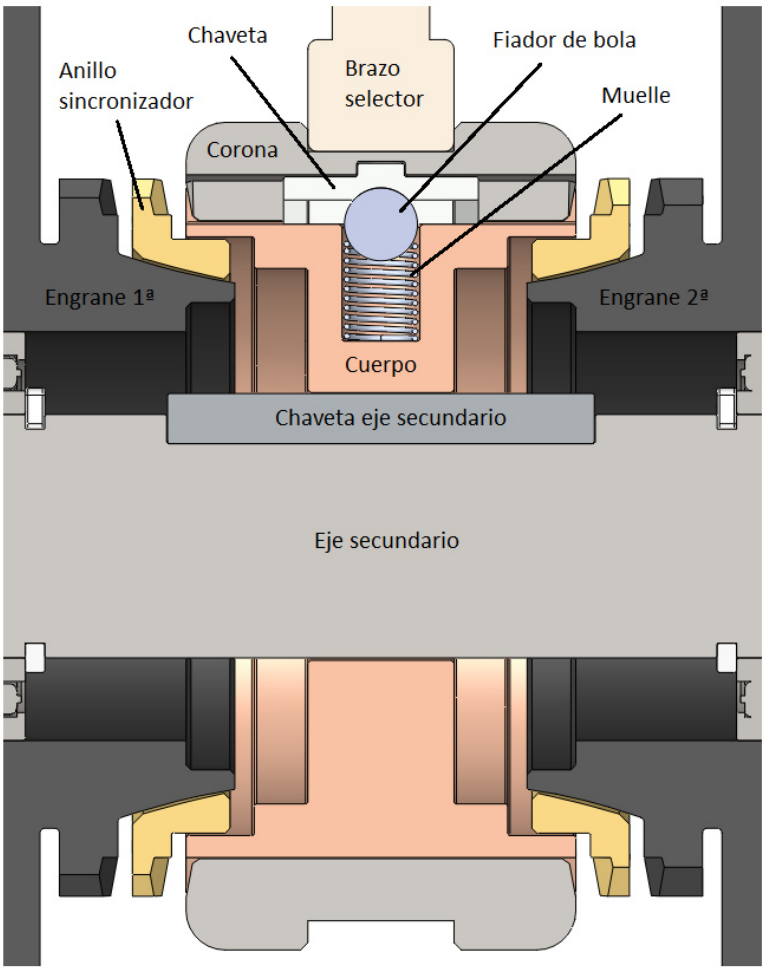


Figura 51. Ilustración descriptiva de elementos (situación inicial).

Se observa como el cuerpo del sincronizador es el elemento realmente solidario con el eje secundario (por medio de la chaveta del eje secundario), siendo los engranes libres de girar según las relaciones de transmisión de cada velocidad.

El proceso de sincronización comienza cuando el brazo selector se desplaza lateralmente, a la izquierda en el caso de esta explicación (para enclavar la primera velocidad), arrastrando la corona del sincronizador y ésta, a su vez, al cuerpo, debido a los fiadores de bola, acoplados a las chavetas.

Este movimiento produce que el anillo sincronizador, empujado por el cuerpo principal, se vaya insertando en el cono de fricción del engrane, y, por la propia fricción entre estos elementos, el anillo comenzará a girar de acuerdo a la velocidad del engranaje. De la misma forma, por la fricción generada entre el anillo y el cuerpo, producida por el empuje, el giro es transmitido también a éste y por consiguiente, al eje secundario:

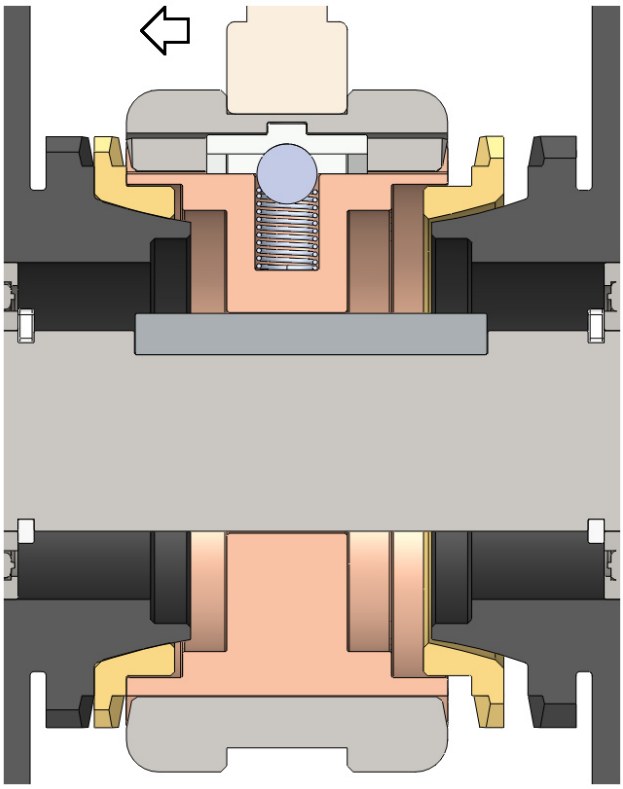


Figura 52. Ilustración de los elementos sincronizados.

Por lo tanto, queda efectuada la sincronización (se encuentran igualadas las velocidades de giro del engrane y del secundario), y es posible realizar el enclavamiento final del engrane para asegurar la transmisión del movimiento.

Esta operación es realizada por el cuerpo secundario, la corona, cuyo dentado interior encaja perfectamente tanto en el cuerpo principal, como en el anillo y la corona dentada del engrane.

Para ello, la corona debe continuar el desplazamiento lateral (hacia la izquierda, aún empujada por el brazo selector) desacoplándose del cuerpo principal debido a que su desplazamiento ahora se encuentra bloqueado por el anillo y el engrane. Esto es también posible gracias a los fiadores de bola, que también se desacoplan de su correspondiente chaveta y contraen el muelle, permitiendo el desplazamiento lateral de la corona independientemente del cuerpo.

De esta forma, la corona enlaza primero el anillo, para después, enclavar finalmente la corona dentada del engrane. Así pues, quedan enlazados el cuerpo (solidario al eje secundario) y el engrane, a través de la corona, finalizando la operación.

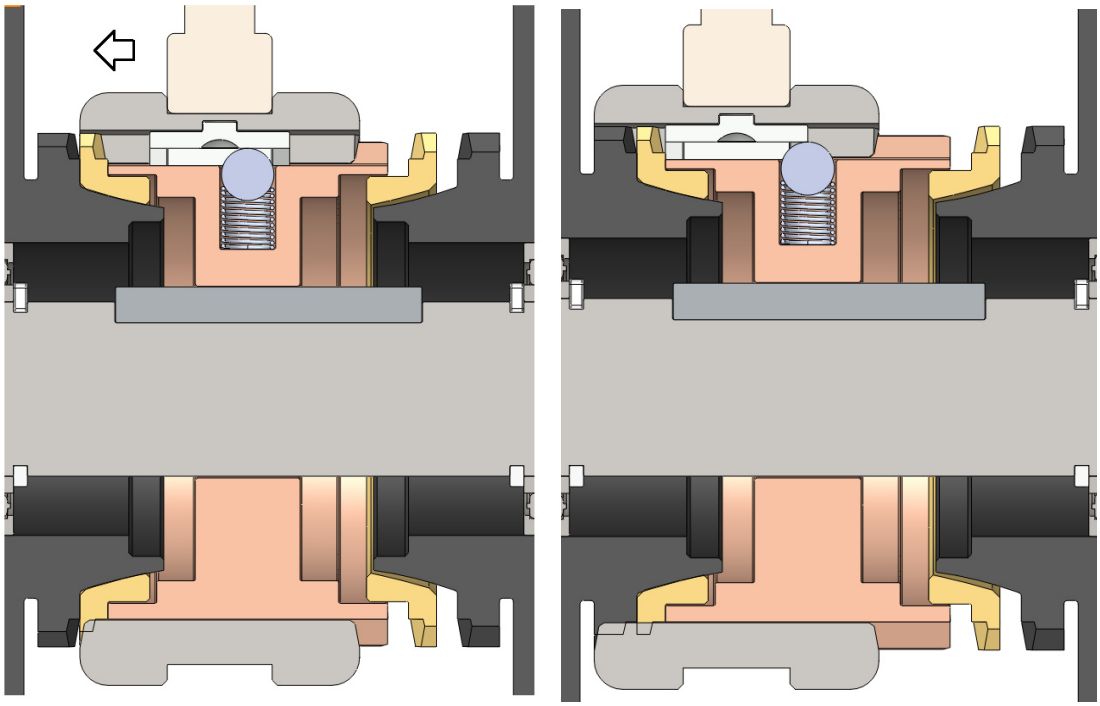


Figura 53. Ilustración de las secuencias de enclavamiento.

En las ilustraciones, se observa como finalmente la primera velocidad queda engranada, obteniendo como resultado la transmisión de movimiento deseada final en el eje secundario.

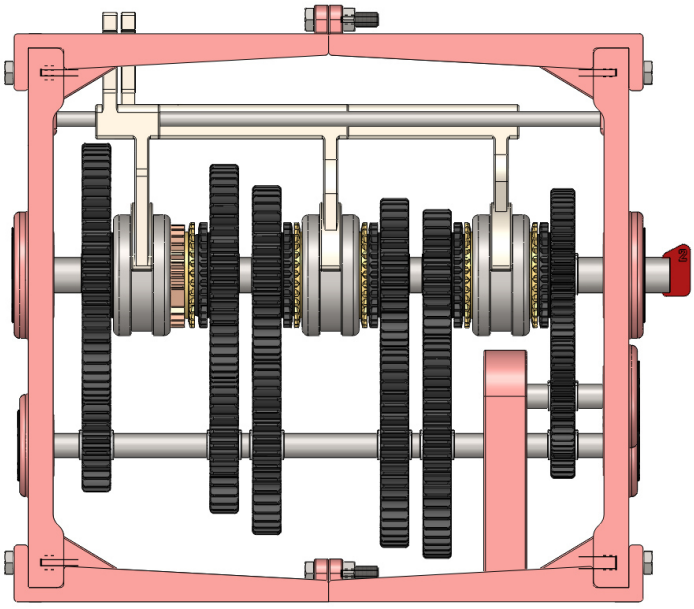


Figura 54. Ilustración situación final en la caja (primera velocidad).

5. Presupuesto y estudio de viabilidad.

En el siguiente presupuesto se detallan todos los costes asociados a la producción de la caja de cambios desarrollada, desde los costes de oficina técnica hasta su realización. En este presupuesto se ha tenido en cuenta la fabricación por medio de prototipado de una sola caja y no una producción en serie.

En los gastos de Oficina Técnica se han tenido en cuenta el uso de equipo informático y los programas necesarios. También se han considerado las horas invertidas en dicho proyecto y el salario por hora que cobraría un Ingeniero realizando el trabajo en cuestión.

Además, se han incluido los costes de los materiales empleados así como las máquinas herramientas necesarias para su fabricación. A continuación, se muestra una tabla con el presupuesto desglosado en los diferentes elementos y con el coste total del proyecto una vez finalizado.

Oficina técnica						
-			Unidades	Precio/Unidad (€)	% utilización	Precio estimado (€)
-	*EQUIPAMIENTO*	Informático				
-		Pc	1	900	7	63
-		Impresora	1	150	5	7,5
-		Programario				
-		Microsoft Office	1	119	-	119
-		Solidworks 2012	1	359,95	-	359,95
-	*INGENIERÍA*	Ingeniero	300	25	-	7500
-	*TOTAL OFICINA TÉCNICA*					8049,45

Materiales					
-		Unidades	Precio/Unidad (€)		Precio estimado (€)
-	Poliamida SLS	1	150		150
-	Rodamientos NA 4903	4	23,59		94,36
-	Rodamientos NA 4905	8	28,38		227,04
-	Tornillos	12	0,75		9
-	Tuercas	12	0,25		3
-	*TOTAL MATERIALES*				483,4

Fabricación					
-		Unidades	Precio/ hora (€)		Precio estimado (€)
-	Prototipadora rápida	25	35		875
-	Montaje	6	20		120
-	Técnico de taller	12	20		240
-	*TOTAL FABRICACIÓN*				1235

-	*SUBTOTAL*	9767,85
-	*IMPREVISTOS (10%)*	976,79
-	***TOTAL***	**10744,64**

Tabla 18: Presupuesto desarrollo del proyecto.

En la tabla, se puede observar el coste estimado total asociado al desarrollo del proyecto y la fabricación de una sola caja.

En cuanto al estudio de viabilidad, en caso de tratar de comercializar el modelo didáctico, debe ser aplicado el margen de ganancia sobre el producto, añadiendo también los impuestos asociados a la venta de material educativo. De esta forma:

-	*MARGEN DE GANACIA UNITARIO*	1000
-	*SUBTOTAL*	11744,64
-	*IMPUESTOS (IVA) (21%)*	2466,37
-	***TOTAL (Comercialización de 1 unidad)***	**14211,01**

El coste final de comercialización es desorbitado, debido al coste del desarrollo del proyecto en oficina técnica. Sin embargo, comercializando una cantidad mayor de productos, recalculando los costes asociados al desarrollo y fabricación para la comercialización de, por ejemplo, 20 unidades:

-	*SUBTOTAL*	1960,87
-	*IMPREVISTOS (10%)*	196,09
-	***TOTAL (unitario)***	**2156,96**

Se observa como los costes unitarios decrecen considerablemente debido a que el trabajo de desarrollo es el mismo tanto para una única unidad como para veinte, manteniendo los costes de materiales y fabricación para cada unidad (optimizando las horas de trabajo del técnico de taller). Así pues, ajustando también el margen de ganancia unitario sobre cada producto:

-	*MARGEN DE GANACIA UNITARIO*	450
-	*SUBTOTAL*	2606,96
-	*IMPUESTOS (IVA) (21%)*	547,46
-	***TOTAL UNITARIO (Comercialización 20 unidades)***	**3154,42**

Se observa como el precio comercial se ajusta sobremanera. Por último, realizando el estudio elevando la cantidad a 100 unidades:

-	*SUBTOTAL*	1574,89
-	*IMPREVISTOS (10%)*	157,49
-	***TOTAL (unitario)***	**1732,38**

-	*MARGEN DE GANACIA UNITARIO*	300
-	*SUBTOTAL*	2032,38
-	*IMPUESTOS (IVA) (21%)*	426,80
-	***TOTAL UNITARIO (Comercialización 100 unidades)***	**2459,18**

El precio final, conforme se aumentan las unidades comercializadas, tiende a estabilizarse debido a los costes unitarios de materiales y fabricación, aunque éstos también podrían ser optimizados si se planteara la comercialización de cierto volumen, ajustando todavía más el resultado final.

Si se observa el sector de mercado al que estaría destinado el producto, los clientes potenciales serían principalmente centros educativos (universidades con carreras técnicas, centros de formación profesional, institutos e incluso colegios debido a la claridad del modelo), ciertos museos interactivos, etc.

En el propio sector, ya existen modelos de cajas de cambio de velocidades reales con la carcasa seccionada con el mismo fin que el modelo diseñado en este TFG, pudiéndose encontrar en torno a los 5000 €. Considerando la caja diseñada más adecuada al fin didáctico de estos mecanismos, debido a su mayor claridad de exposición de los elementos constituyentes, se podría lanzar la comercialización del producto (caja de cambio de velocidades + material didáctico extraído del mismo) a través de internet, comenzando por la comercialización de veinte unidades (3154.42 €/unidad) para observar la posible aceptación del mercado.

6. Conclusiones.

El presente TFG ha concluido con el modelado de una caja de cambios manual de cinco velocidades con fines didácticos que trata de facilitar la comprensión general de estos mecanismos, mostrando sus elementos constituyentes y su funcionamiento simplificado.

Durante la elaboración del mismo, he utilizado herramientas de diseño CAD (mediante Solidworks), que me han permitido habituarme a este entorno de diseño, aprendiendo a manejar con mayor soltura varias de las herramientas disponibles, como el Toolbox, el estudio de movimiento y generación de animaciones de ensamblajes, así como herramientas de renderizado de modelos.

El uso de estas herramientas y los cálculos realizados a lo largo del trabajo me han ayudado a poner en práctica conocimientos teóricos adquiridos durante mi formación previa y han permitido ver el efecto de los distintos cambios en el diseño motivados por esos mismos conocimientos. Materias como Diseño asistido por ordenador, Oficina técnica, Mecánica y Cálculo, ensayo y diseño de Máquinas me han resultado básicas y muy útiles a la hora de elaborar, tanto los cálculos, como el diseño y desarrollo del modelado.

En definitiva, tras la realización del trabajo, me siento preparado para la elaboración de otros proyectos de diseño mecánico que incluyan el diseño de las piezas y componentes, así como su presentación mediante conjuntos o ensamblajes.

Cumplimiento de objetivos

Este trabajo final de grado tenía por objetivo diseñar un sistema de cambio de velocidades de un vehículo (caja de cambios) y profundizar en su diseño y funcionamiento. Estas premisas se han cumplido, resultando del trabajo el modelado final de una caja de cambio velocidades, a través de los correspondientes análisis cinemático, dinámico y funcional del sistema diseñado.

En cuanto al carácter didáctico del sistema diseñado, el modelo es capaz de ilustrar con claridad los elementos constituyentes del sistema y explica el funcionamiento general de estos mecanismos.

Cumplimiento de especificaciones

Las especificaciones marcadas al comienzo del trabajo se dividen en las técnicas o constitutivas y las propias adheridas al propósito didáctico del diseño. En cuanto a las especificaciones técnicas, el TFG ha seguido las directrices iniciales, resultando una caja de 5 velocidades con las relaciones de transmisión obtenidas de estas especificaciones.

Para las especificaciones inherentes al fin didáctico del mecanismo diseñado, el sistema satisface el dimensionamiento y disposición adecuados de los componentes para su correcta visualización, tratando también de no comprometer la portabilidad de la caja. Por lo tanto, el modelo aúna las características para un correcto reconocimiento de sus componentes, así como un tamaño adecuado que haga portable una futura construcción de la caja de cambio de velocidades. Además, como se ha explicado en el apartado 4.5. (pág. 63), el modelo es capaz de mostrar el funcionamiento del mecanismo, permitiendo el entendimiento de la aplicación real de las cajas de cambio.

Propuestas de mejora

Tras la realización de este TFG y su posterior análisis con espíritu crítico, se han observado posibles cambios que podrían mejorar el proyecto en distintos aspectos:

- Prototipado del modelo: La construcción final del modelo de la caja de cambio de velocidades no ha sido posible, pero sería adecuado la realización de un prototipo para, entre otras cosas, comprobar la funcionalidad del modelo diseñado o realizar un estudio de los materiales que deben constituirlo.

- Facilitar el agarre y transporte del modelo: En cuanto a la portabilidad, se ha tenido en cuenta el dimensionado para la obtención de un tamaño final coherente que permita la obtención de una caja de cambios portable. Por otro lado, sería interesante la inclusión en el diseño de un asa de agarre superior que facilitara esta labor.

- Factores de seguridad: Durante el diseño, los diversos factores seguridad se han obviado teniendo en cuenta la aplicación didáctica del diseño. Sin embargo, a este ámbito de aplicación también se le deberían atribuir estos aspectos. Por lo tanto, tratándose de una caja abierta con un mecanismo en su interior que pudiera ocasionar un riesgo, sería

adecuado hacer el interior de la caja inaccesible sin comprometer su visualización. Esto sería posible con la inclusión de unas ventanas de un material transparente (cristal, metacrilato...) en los laterales abiertos del modelo.

Además, se observa que el eje secundario sobresale de la caja y dispone de una aleta de manera acertada para corroborar el giro de este eje, pero este hecho también podría suponer un riesgo, por lo que sería adecuado el estudio de la utilización de un material blando y flexible para este elemento.

7. Bibliografía.

Volúmenes

William H. Crouse. “Mecánica del automóvil”. MARCOMBO, S.A.

Shigley, Joseph Edward. “Diseño en Ingeniería Mecanica”. Ed.McGraw Hill

A. G. Erdman, G. N. Sandor. “Diseño de mecanismos. Análisis y síntesis 3/e. Prentice-Hall, año 1998.

Enlaces web

http://en.wikipedia.org/wiki/Transmission_(mechanics)

http://es.wikipedia.org/wiki/Caja_de_cambios

http://transmisionmanualcbtis160.blogspot.com.es/

http://www.diariomotor.com/2009/05/13/las-cajas-de-cambio-manuales-estan-en-peligro-de-extincion/

http://www.kfz-tech.de/Engl/WechselgetriebeG.htm

http://www.automotriz.biz/coches/cars-trucks-autos/other-autos/112135.html

http://www.aficionadosalamecanica.net/caja-cambios6.htm

http://www.diariomotor.com/tecmovia/2012/02/03/cajas-de-cambio-estado-de-la-tecnologia-del-automovil/

http://automotive.blogs.ie.edu/2010/01/10/evolucion-de-las-cajas-de-cambio/

http://www.autocasion.com/actualidad/reportajes/111443/que-tipos-de-cajas-de-cambio-existen/

http://widman.biz/boletines/73.html

http://es.wikipedia.org/wiki/Caja_de_cambios_de_doble_embrague

http://reparaciondecajasdecambios.com/blog/

Bibliografía de imágenes

Figura 2. Modelo de Caja de cambios de Leonardo Da Vinci
http://goliatenterrado.es/2008/04/28/el-cambio-de-velocidad-de-leonardo-da-vinci/

Figura 3. Porsche 356
http://funmozar.com/porsche-356/

Figura 4. Publicidad del sistema de transmisión automática Hydra-Matic
http://jalopnik.com/5550951/drop-everything-long-awaited-ate-up-with-motor-hydra-matic-history-is-out

Figura 5. Fiat 500 – Seat 600
http://davidreport.com/200707/the-relaunch-of-fiat-500-what-happened/
http://www.zoomnews.es/77945/deportes/motor/se-cumplen-40-anos-fabricacion-del-ultimo-seat-600

Figura 6. Mecanismo de embrague
http://www.datuopinion.com/embrague

Figura 7. Ilustración caja de cambios manual de tres ejes
http://transmisionmanualcbtis160.blogspot.com.es/

Figura 8. Ilustración de vista seccionada caja de cambios automática
http://es.wikipedia.org/wiki/Transmisi%C3%B3n_autom%C3%A1tica

Figura 9. Ilustración de elementos diferenciales caja de cambios manual pilotada
http://citroen.ebuga.es/blog/caja-manual-pilotada-6-velocidades-cmp/

Figura 10. Ilustración caja de cambios de doble embrague
http://periodismodelmotor.com/como-funciona-caja-cambios-doble-embrague/38900/

Figura 11. Ilustración transmisión CVT
http://www.diariomotor.com/2008/09/17/la-transmision-variable-continua-cvt-esa-gran-desconocida/

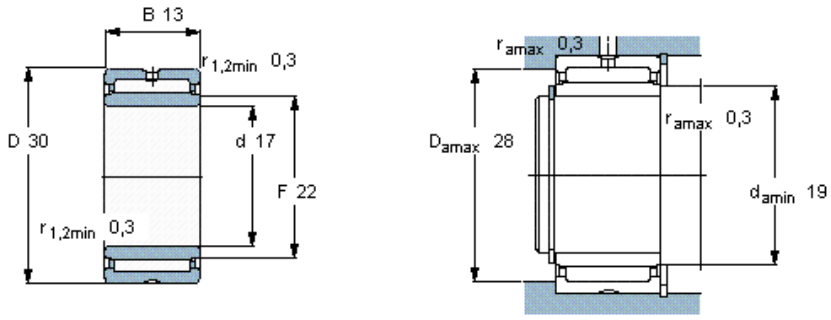
Figura 14. Ilustración carcasa real
http://www.zotye.cl/catalogo/HTML/8/index_diag.html

ANEXOS

Anexo I:
Ficha técnica de elementos comerciales

Rodamientos de agujas, con aros mecanizados, con bridas, con aro interior

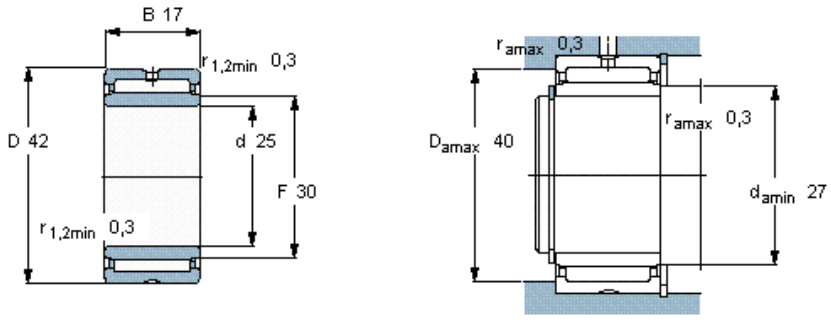
Dimensiones principales			Capacidades de carga básica		Velocidades nominales		Designación
			dinámica	estática	Velocidad de referencia	Límite de velocidad	
d	D	B	C	C0			
mm			kN		rpm		-
17	30	13	11,4	16,3	18000	20000	**NA 4903**



Desplazamiento axial permisible desde la posición normal de un aro del rodamiento con respecto al otro:
s 0,5

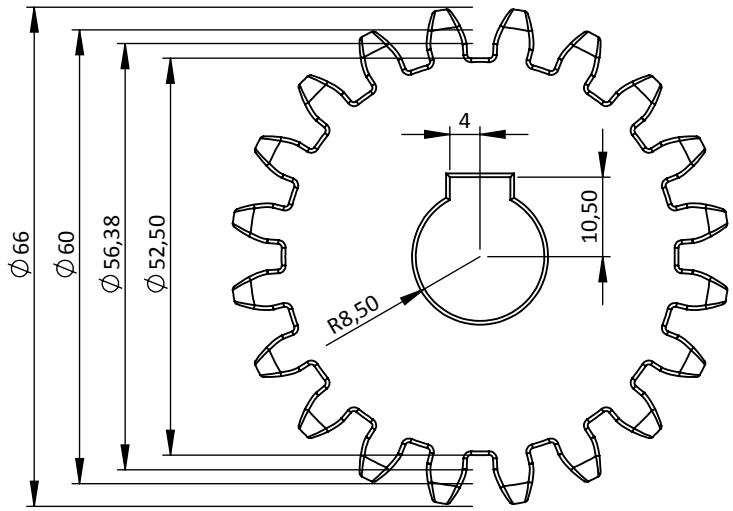
Rodamientos de agujas, con aros mecanizados, con bridas, con aro interior

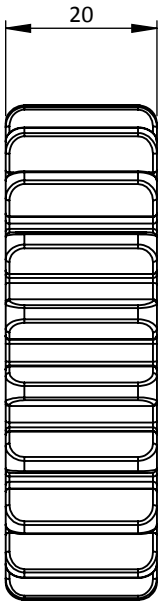
Dimensiones principales			Capacidades de carga básica		Velocidades nominales		Designación
			dinámica	estática	Velocidad de referencia	Límite de velocidad	
d	D	B	C	C0			
mm			kN		rpm		-
25	42	17	24,2	34,5	13000	15000	**NA 4905**

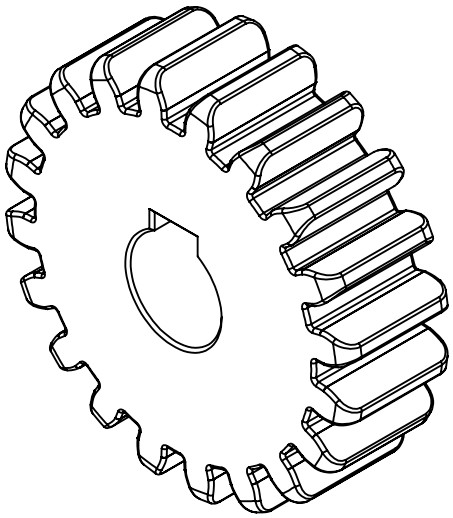


Desplazamiento axial permisible desde la posición normal de un aro del rodamiento con respecto al otro:
s 0,8

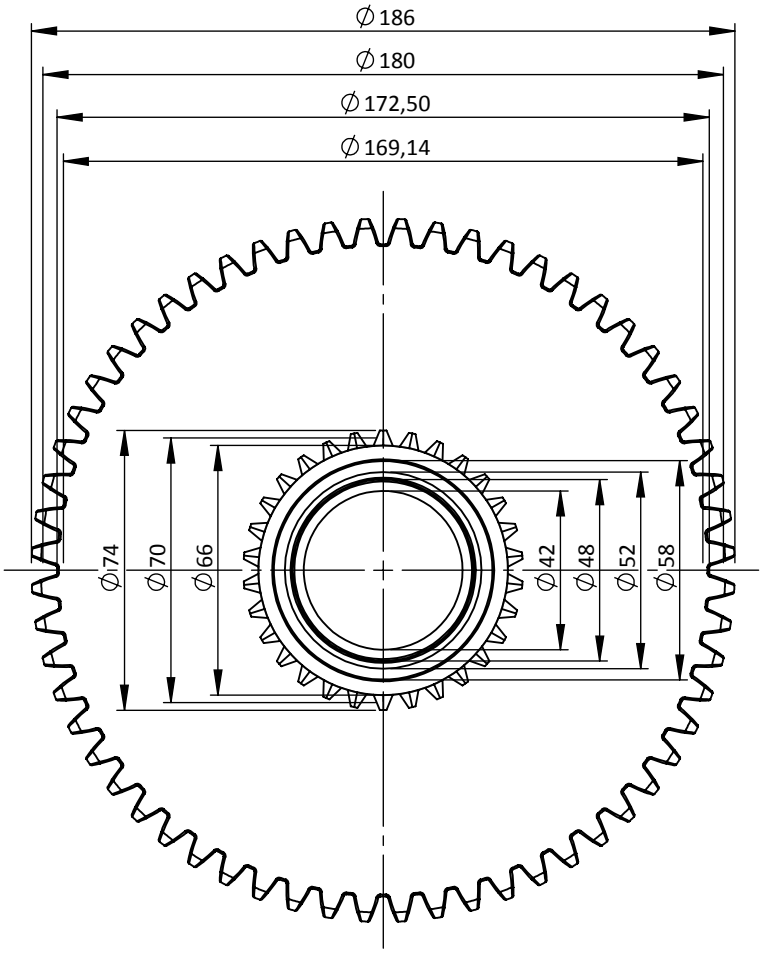
Anexo II:
Planos de los elementos constituyentes

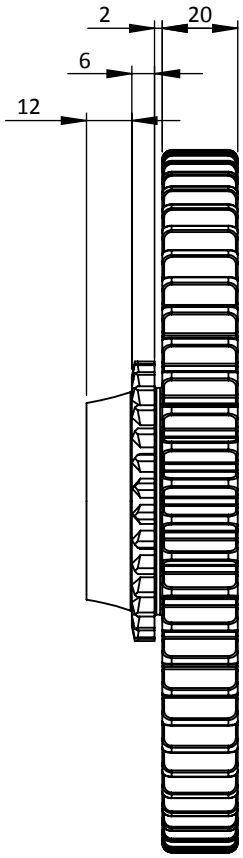


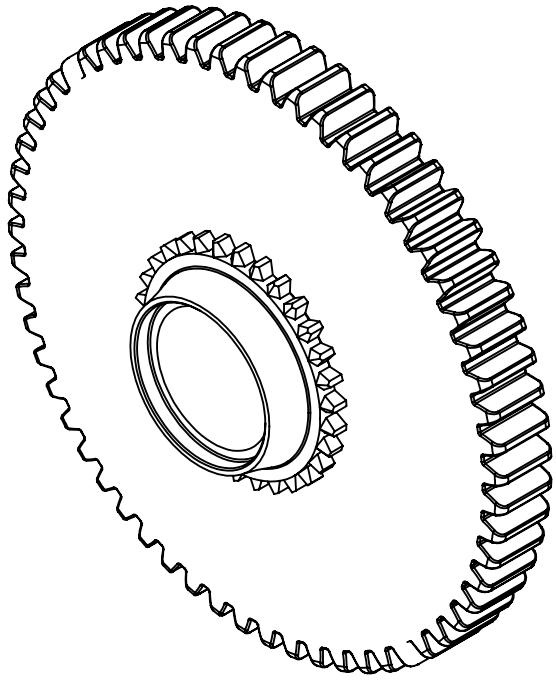




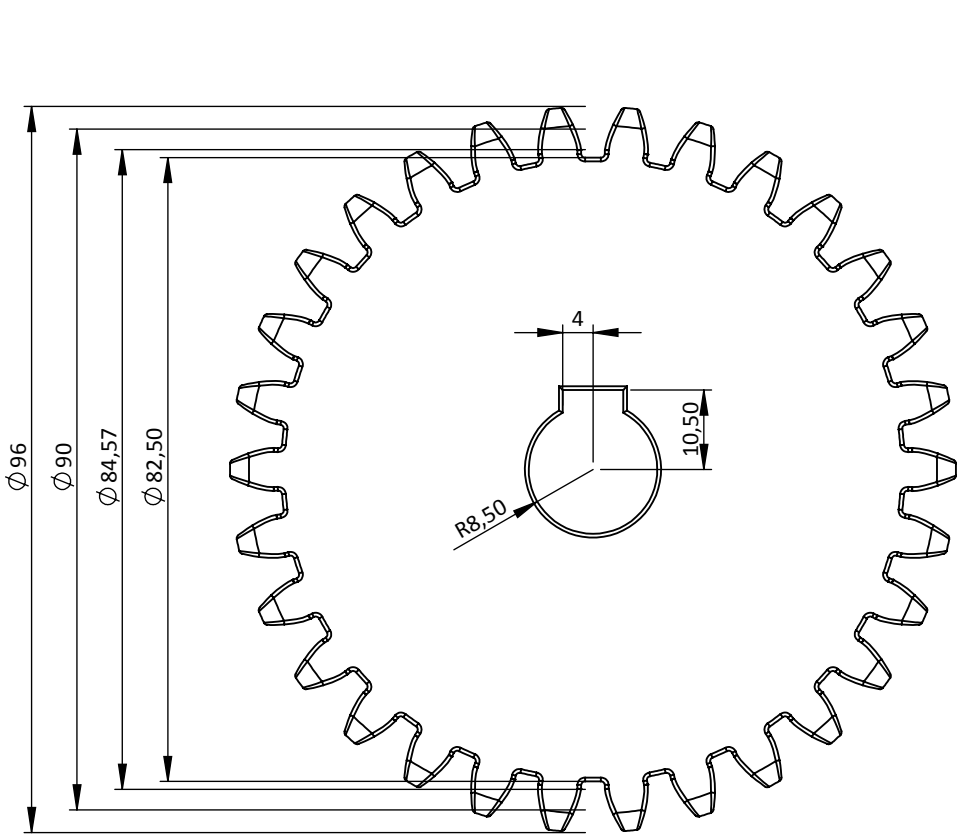
Nafarroako Unibertsitate Publikoa / Universidad Pública de Navarra	Centro: *Universidad pública de Navarra - Campus de Tudela.* Titulación: *Grado en Ingeniería Mecánica.* Curso: *4º*	Alumno: *Tomás Jarauta Simón.* Fecha: *28/05/2015*	
Escala: 1:1	Denominación: Piñón primera velocidad	Lámina: 1	

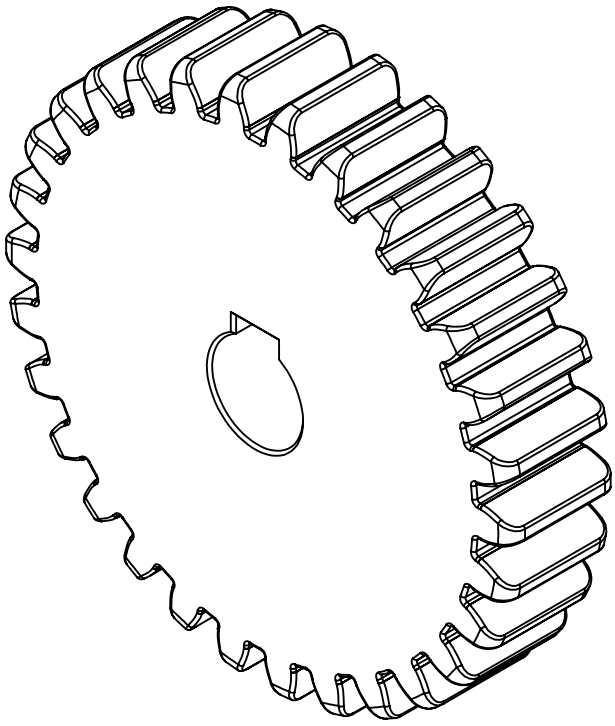




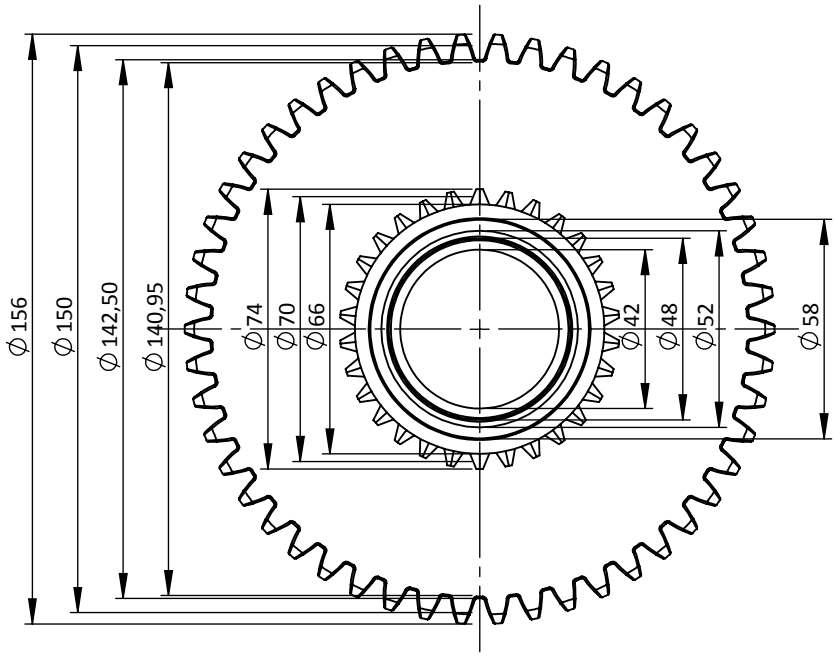


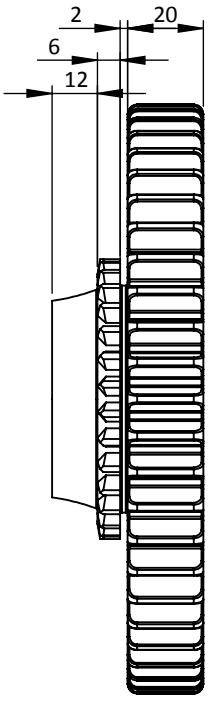
Nafarroako Unibertsitate Publikoa / Universidad Pública de Navarra	Centro: *Universidad pública de Navarra - Campus de Tudela.* Titulación: *Grado en Ingeniería Mecánica.* Curso: *4º*	Alumno: *Tomás Jarauta Simón.* Fecha: *28/05/2015*	
Escala: 1:2	Denominación: Engrane primera velocidad	Lámina: 2	

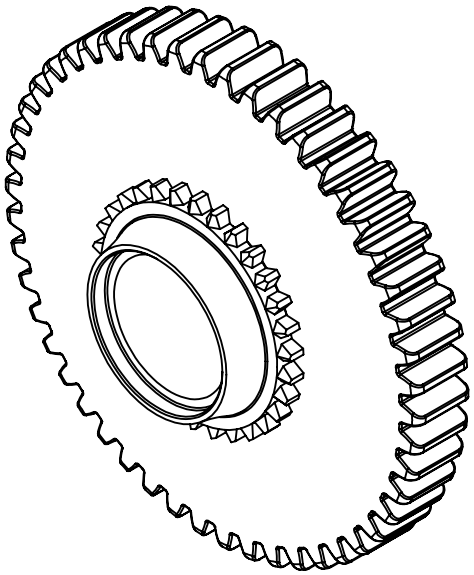




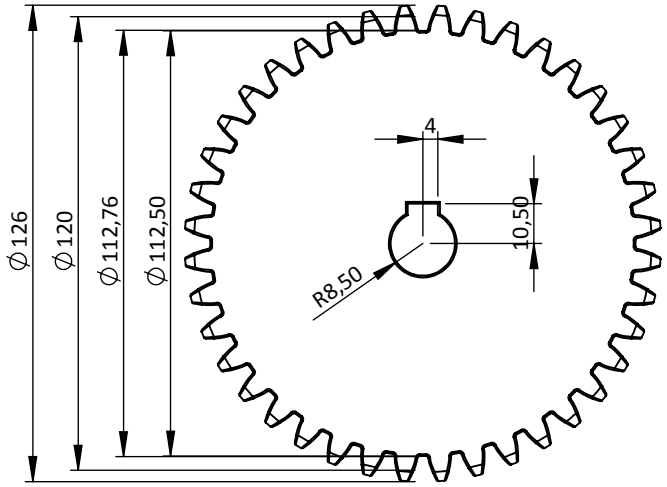
Nafarroako Unibertsitate Publikoa / Universidad Pública de Navarra	Centro: *Universidad pública de Navarra - Campus de Tudela.* Titulación: *Grado en Ingeniería Mecánica.* Curso: *4º*	Alumno: *Tomás Jarauta Simón.* Fecha: *28/05/2015*	
Escala: 1:1	Denominación: Piñón segunda velocidad	Lámina: 3	

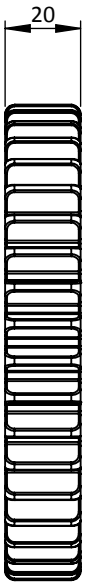


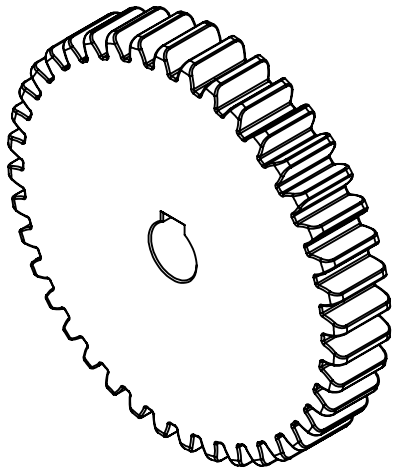




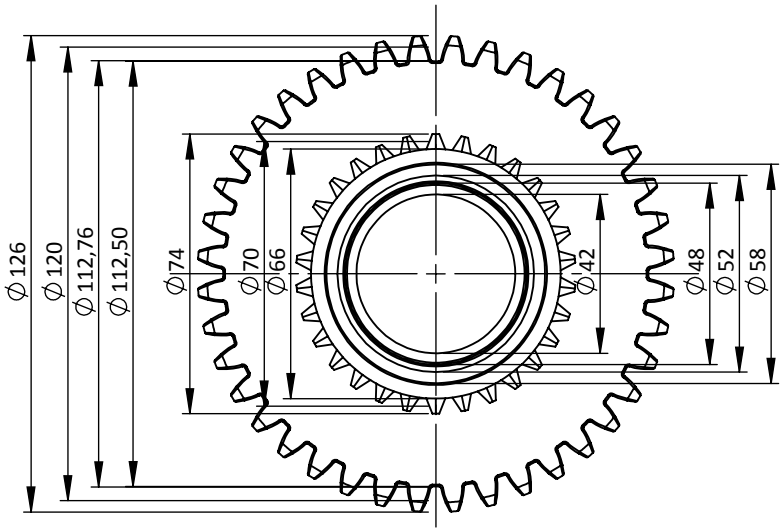
Nafarroako Unibertsitate Publikoa / Universidad Pública de Navarra	Centro: *Universidad pública de Navarra - Campus de Tudela.* Titulación: *Grado en Ingeniería Mecánica.* Curso: *4º*	Alumno: *Tomás Jarauta Simón.* Fecha: *28/05/2015*	
Escala: 1:2	Denominación: Engrane segunda velocidad	Lámina: 4	

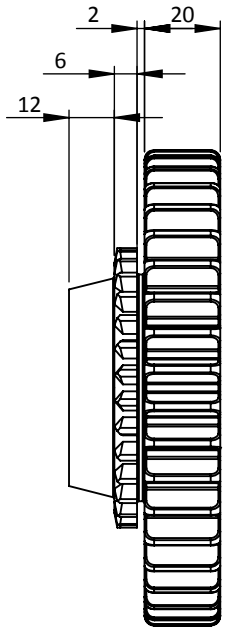


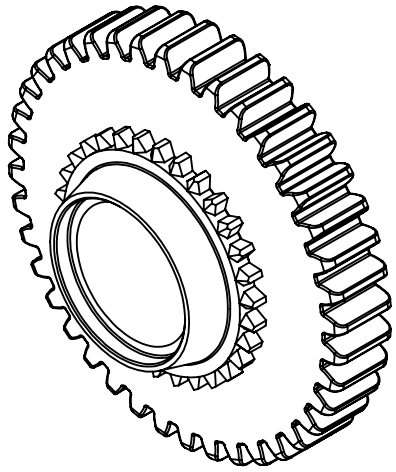




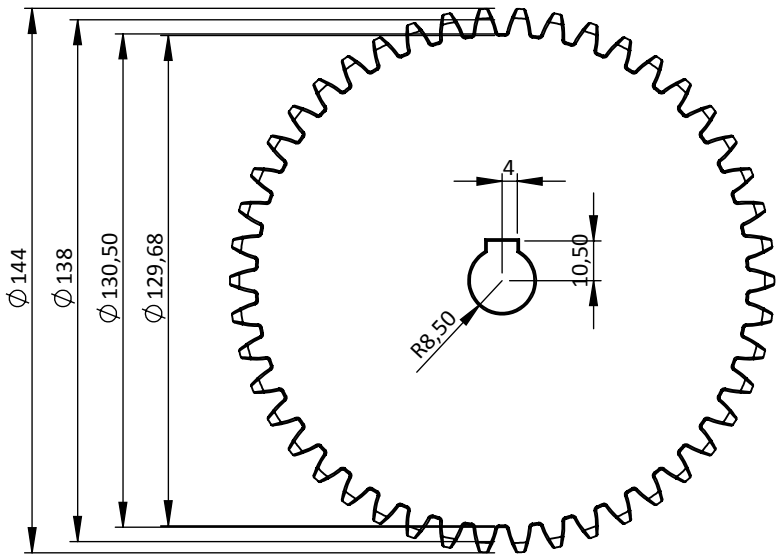
Nafarroako Unibertsitate Publikoa / Universidad Pública de Navarra	Centro: *Universidad pública de Navarra - Campus de Tudela.* Titulación: *Grado en Ingeniería Mecánica.* Curso: *4º*	Alumno: *Tomás Jarauta Simón.* Fecha: *28/05/2015*	
Escala: 1:2	Denominación: Piñón tercera velocidad	Lámina: 5	

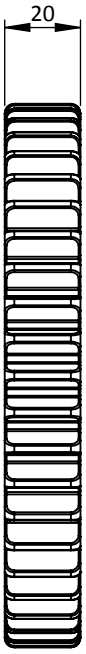


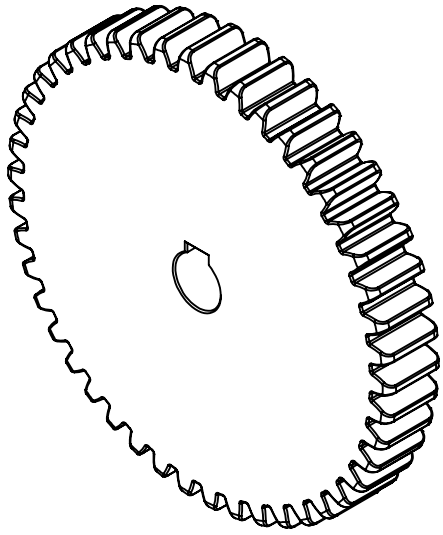




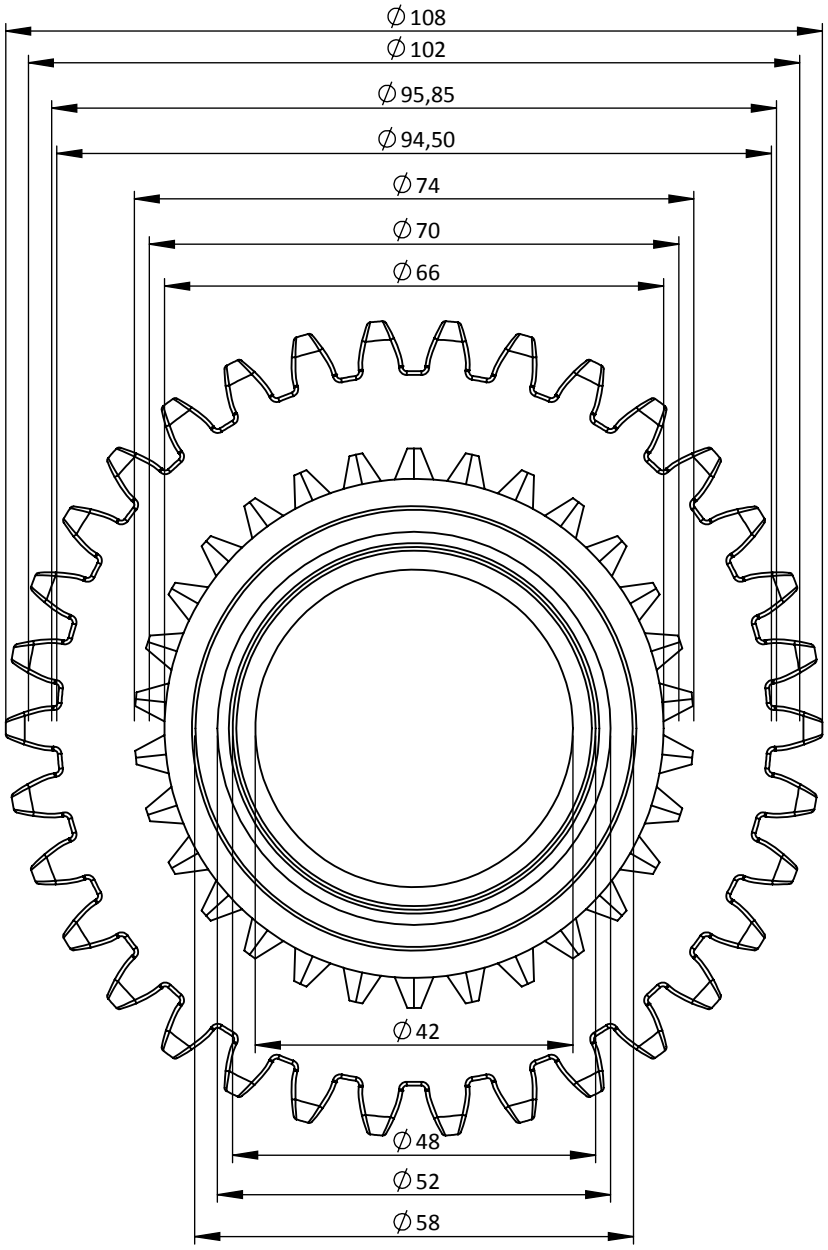
Nafarroako Unibertsitate Publikoa / Universidad Pública de Navarra	Centro: *Universidad pública de Navarra - Campus de Tudela.* Titulación: *Grado en Ingeniería Mecánica.* Curso: *4º*	Alumno: *Tomás Jarauta Simón.* Fecha: *28/05/2015*	
Escala: 1:2	Denominación: Engrane tercera velocidad	Lámina: 6	

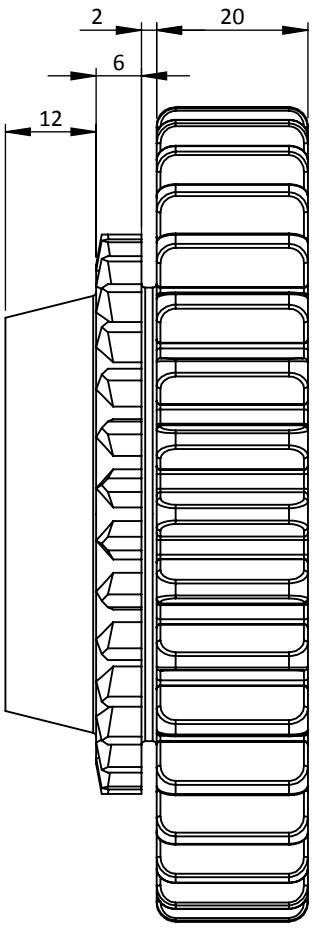


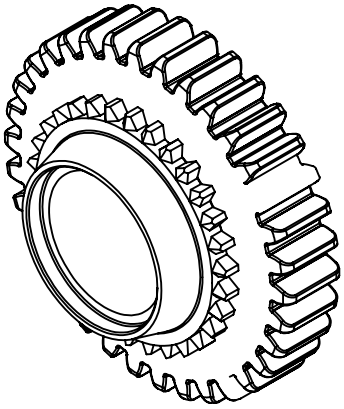




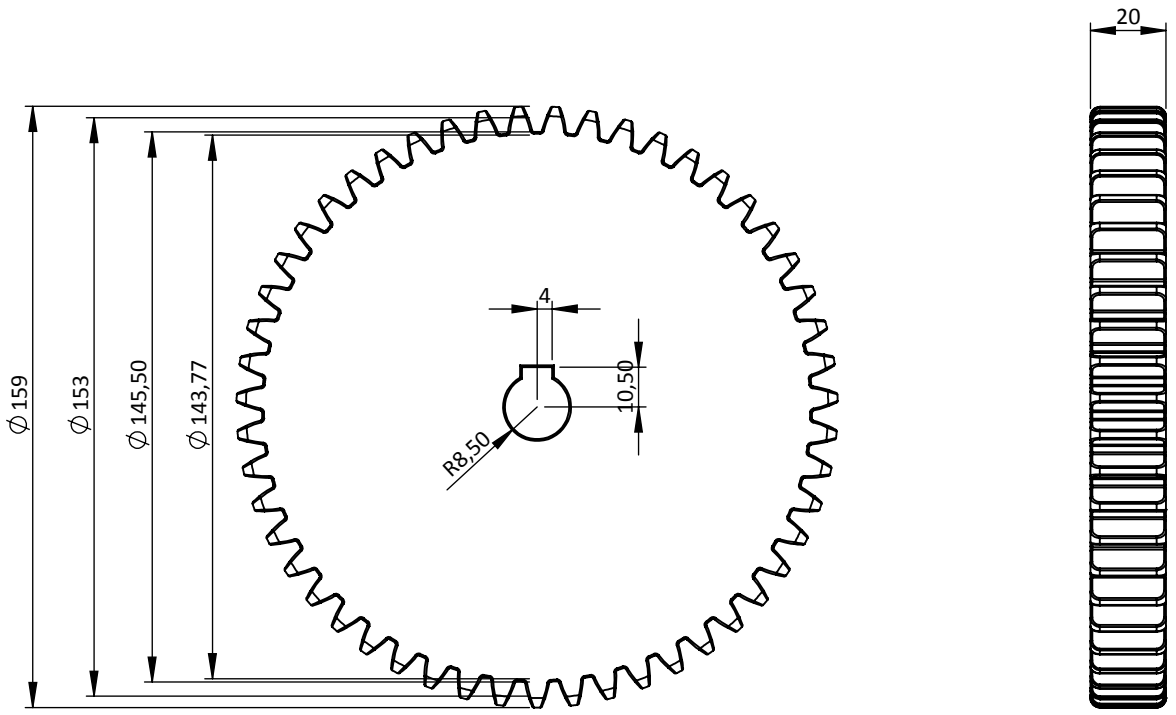
Nafarroako Unibertsitate Publikoa / Universidad Pública de Navarra	Centro: *Universidad pública de Navarra - Campus de Tudela.* Titulación: *Grado en Ingeniería Mecánica.* Curso: *4º*	Alumno: *Tomás Jarauta Simón.* Fecha: *28/05/2015*	
Escala: 1:2	Denominación: Piñón cuarta velocidad	Lámina: 7	

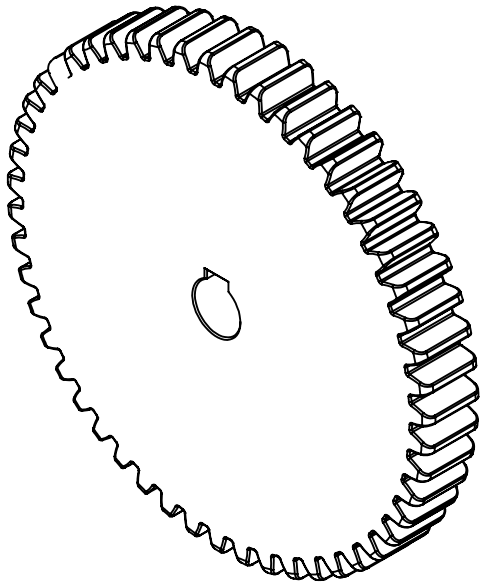




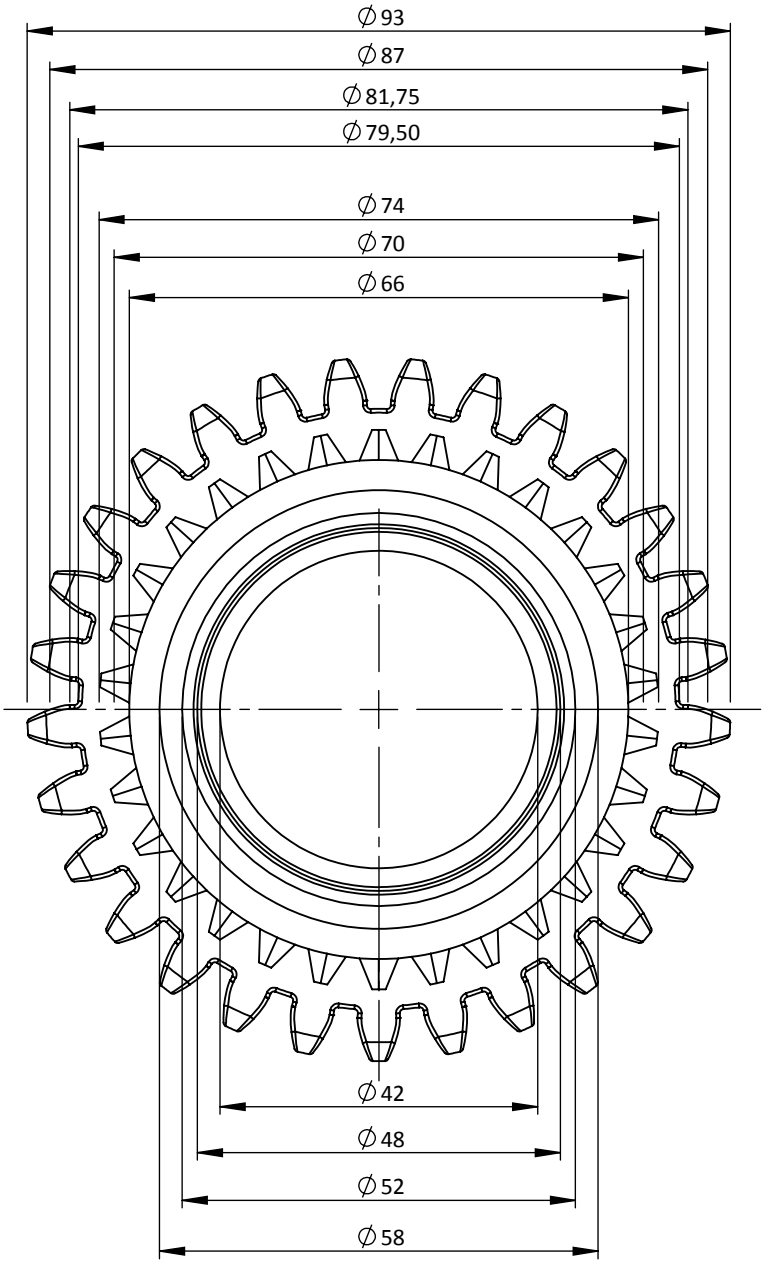


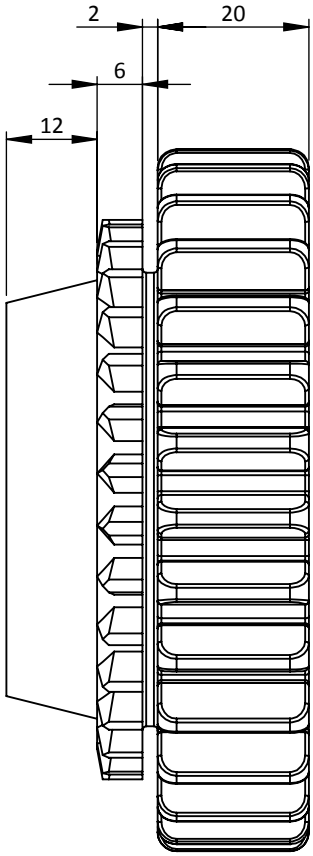
Nafarroako Unibertsitate Publikoa / Universidad Pública de Navarra	Centro: *Universidad pública de Navarra - Campus de Tudela.* Titulación: *Grado en Ingeniería Mecánica.* Curso: *4º*	Alumno: *Tomás Jarauta Simón.* Fecha: *28/05/2015*	
Escala: 1:1	Denominación: Engrane cuarta velocidad	Lámina: 8	

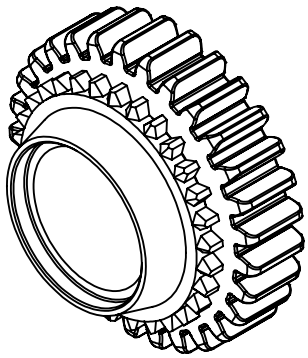




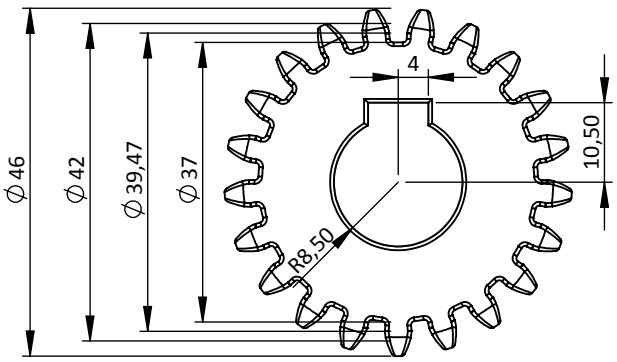
Nafarroako Unibertsitate Publikoa / Universidad Pública de Navarra	Centro: *Universidad pública de Navarra - Campus de Tudela.* Titulación: *Grado en Ingeniería Mecánica.* Curso: *4º*	Alumno: *Tomás Jarauta Simón.* Fecha: *28/05/2015*	
Escala: 1:2	Denominación: Piñón quinta velocidad	Lámina: 9	

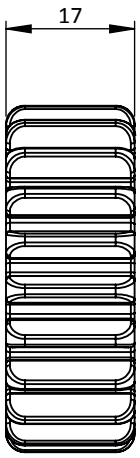


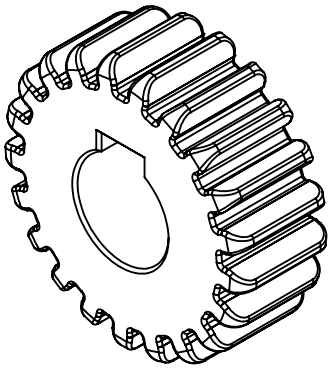




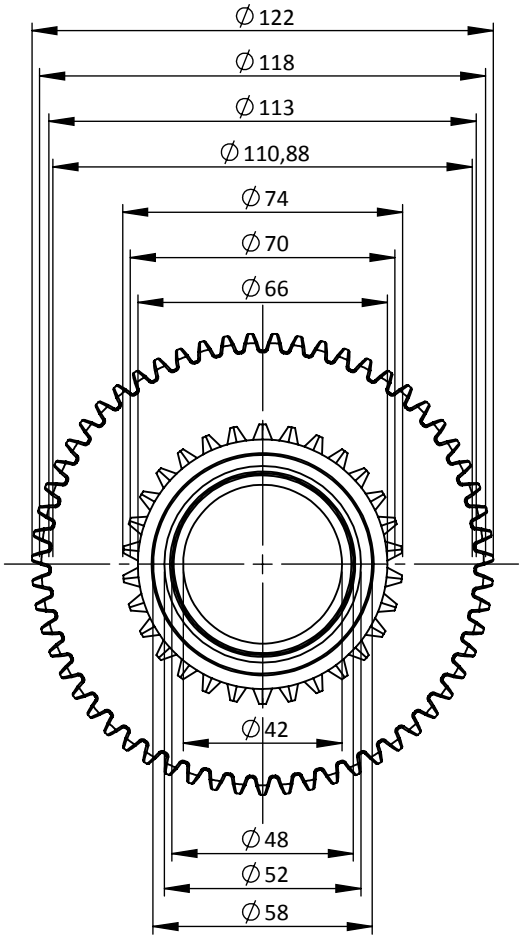
Nafarroako Unibertsitate Publikoa / Universidad Pública de Navarra	Centro: *Universidad pública de Navarra - Campus de Tudela.* Titulación: *Grado en Ingeniería Mecánica.* Curso: *4º*	Alumno: *Tomás Jarauta Simón.* Fecha: *28/05/2015*	
Escala: 1:1	Denominación: Engrane quinta velocidad	Lámina: 10	

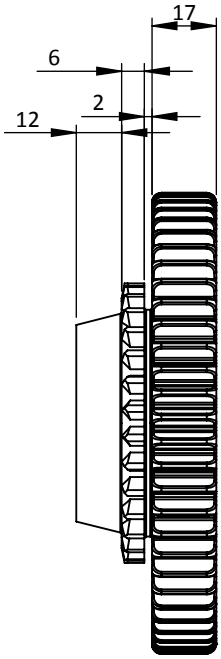


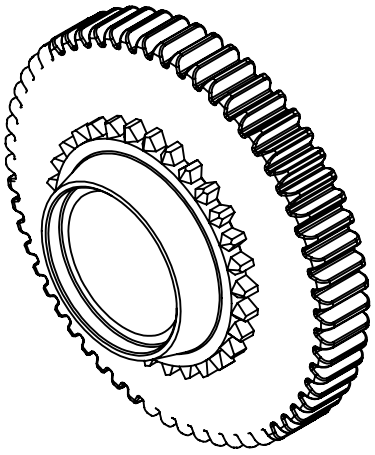




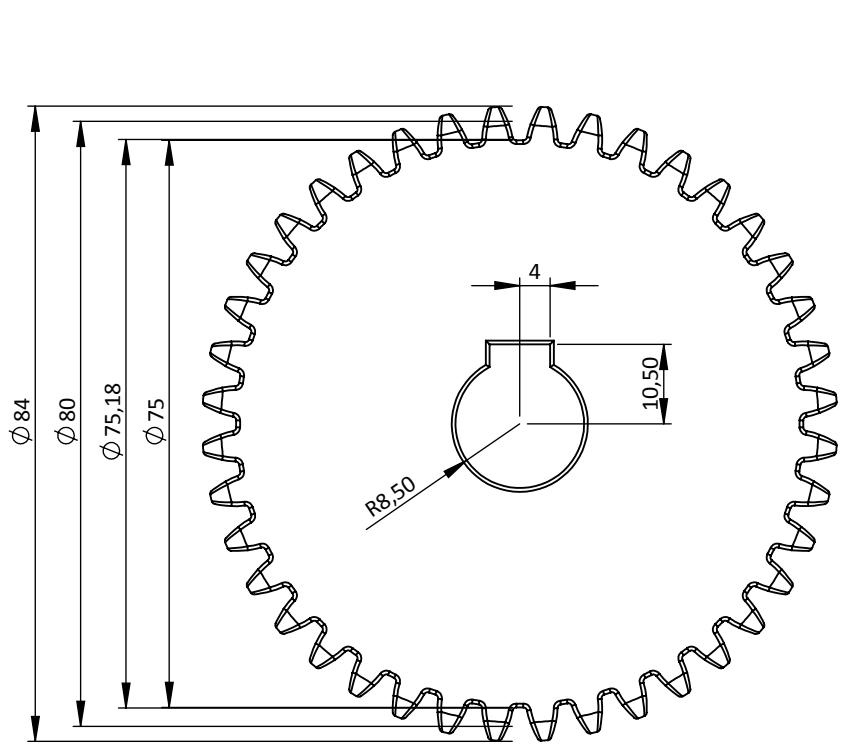
Nafarroako Unibertsitate Publikoa / Universidad Pública de Navarra	Centro: *Universidad pública de Navarra - Campus de Tudela.* Titulación: *Grado en Ingeniería Mecánica.* Curso: *4º*	Alumno: *Tomás Jarauta Simón.* Fecha: *28/05/2015*	
Escala: 1:1	Denominación: Piñón marchas atrás	Lámina: 11	

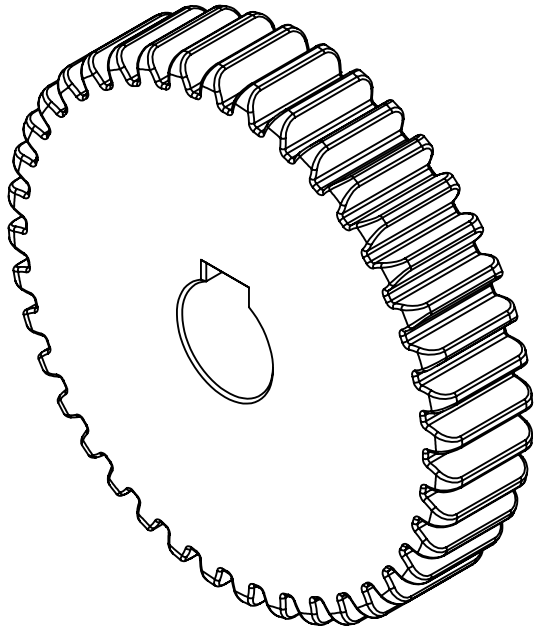




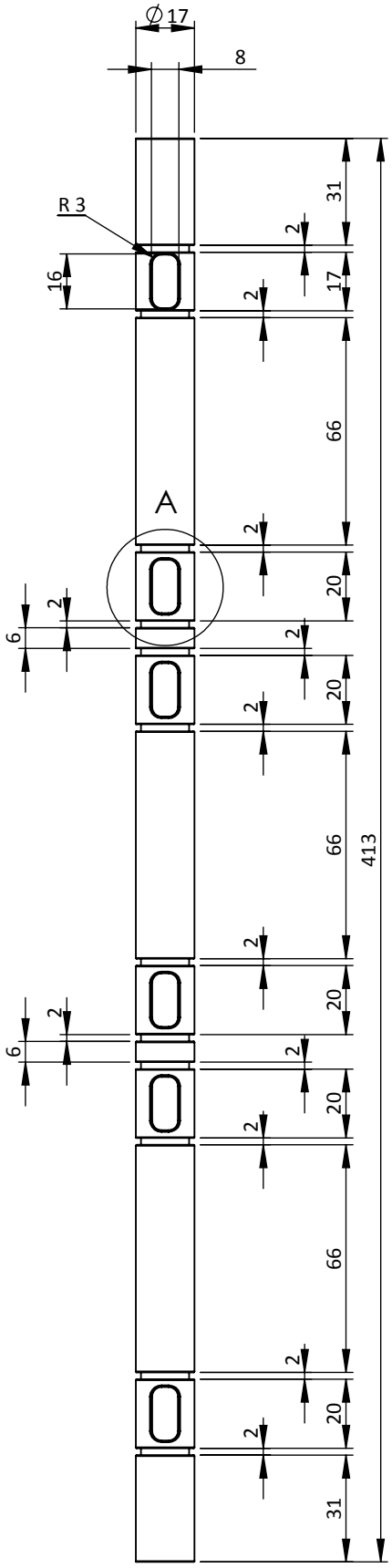


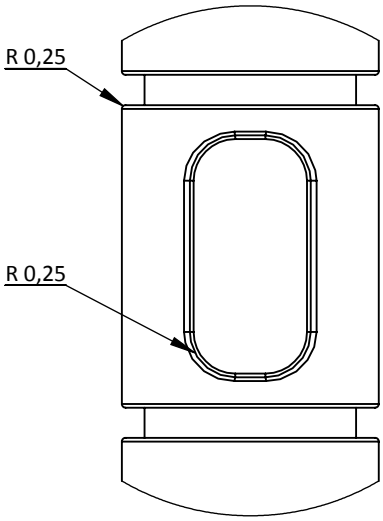
Nafarroako Unibertsitate Publikoa / Universidad Pública de Navarra	Centro: *Universidad pública de Navarra - Campus de Tudela.* Titulación: *Grado en Ingeniería Mecánica.* Curso: *4º*	Alumno: *Tomás Jarauta Simón.* Fecha: *28/05/2015*	
Escala: 1:2	Denominación: Engrane marcha atrás	Lámina: 12	



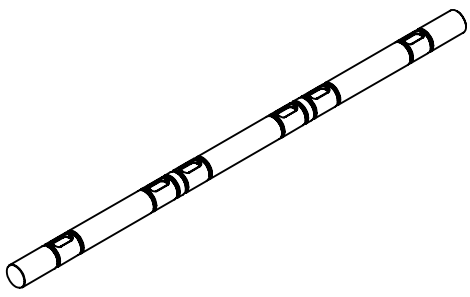


Nafarroako Unibertsitate Publikoa / Universidad Pública de Navarra	Centro: *Universidad pública de Navarra - Campus de Tudela.* Titulación: *Grado en Ingeniería Mecánica.* Curso: *4º*	Alumno: *Tomás Jarauta Simón.* Fecha: *28/05/2015*	
Escala: 1:1	Denominación: Engrane auxiliar marcha atrás	Lámina: 13	

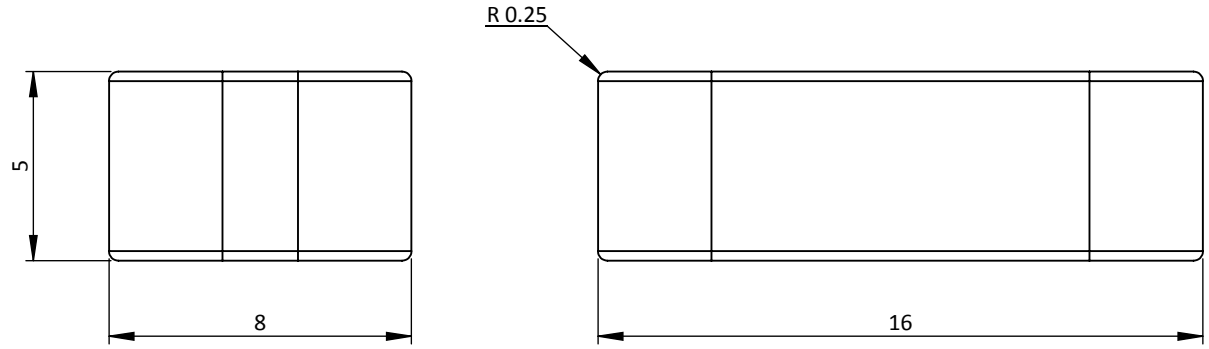


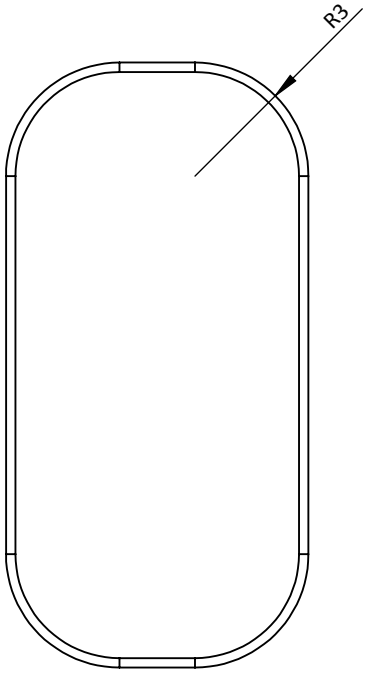


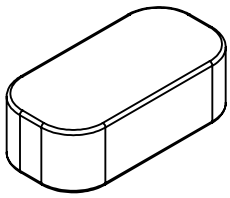
DETALLE A
ESCALA 2 : 1



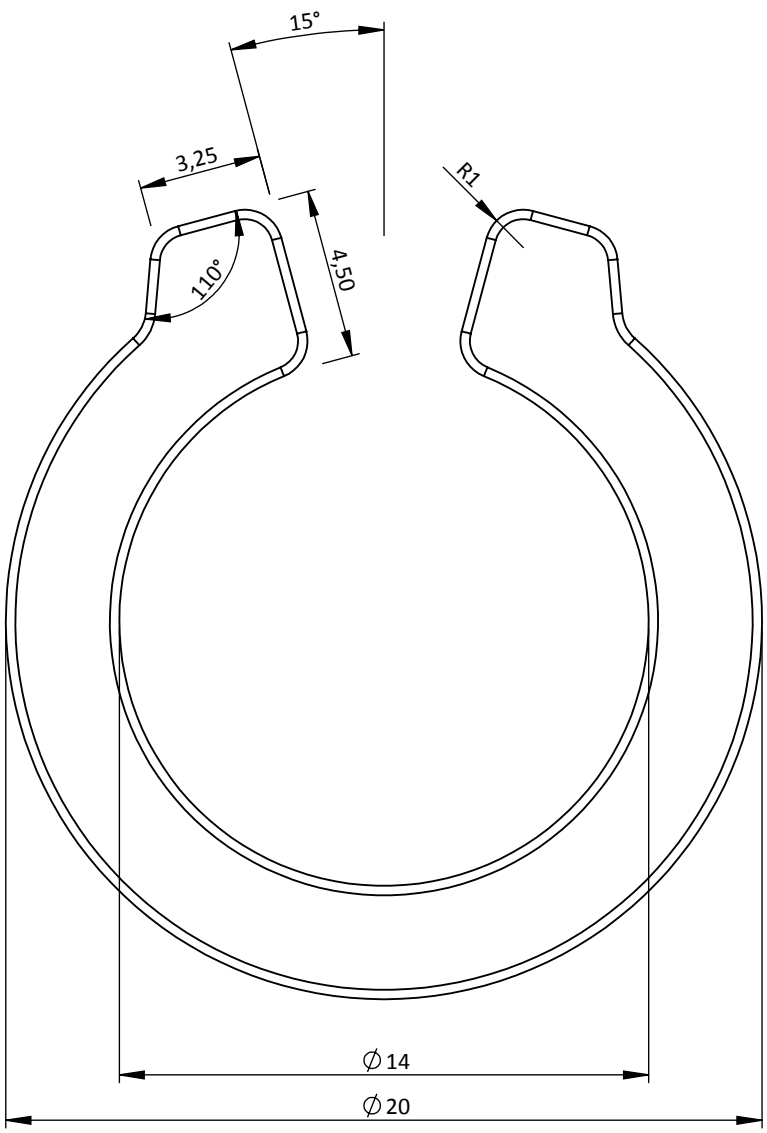
Nafarroako Unibertsitate Publikoa / Universidad Pública de Navarra	Centro: *Universidad pública de Navarra - Campus de Tudela.* Titulación: *Grado en Ingeniería Mecánica.* Curso: *4º*	Alumno: *Tomás Jarauta Simón.* Fecha: *28/05/2015*	
Escala: 1:2	Denominación: Eje primario	Lámina: 14	

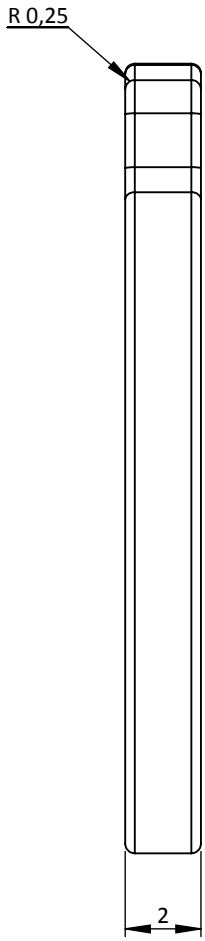


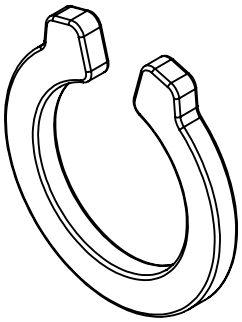




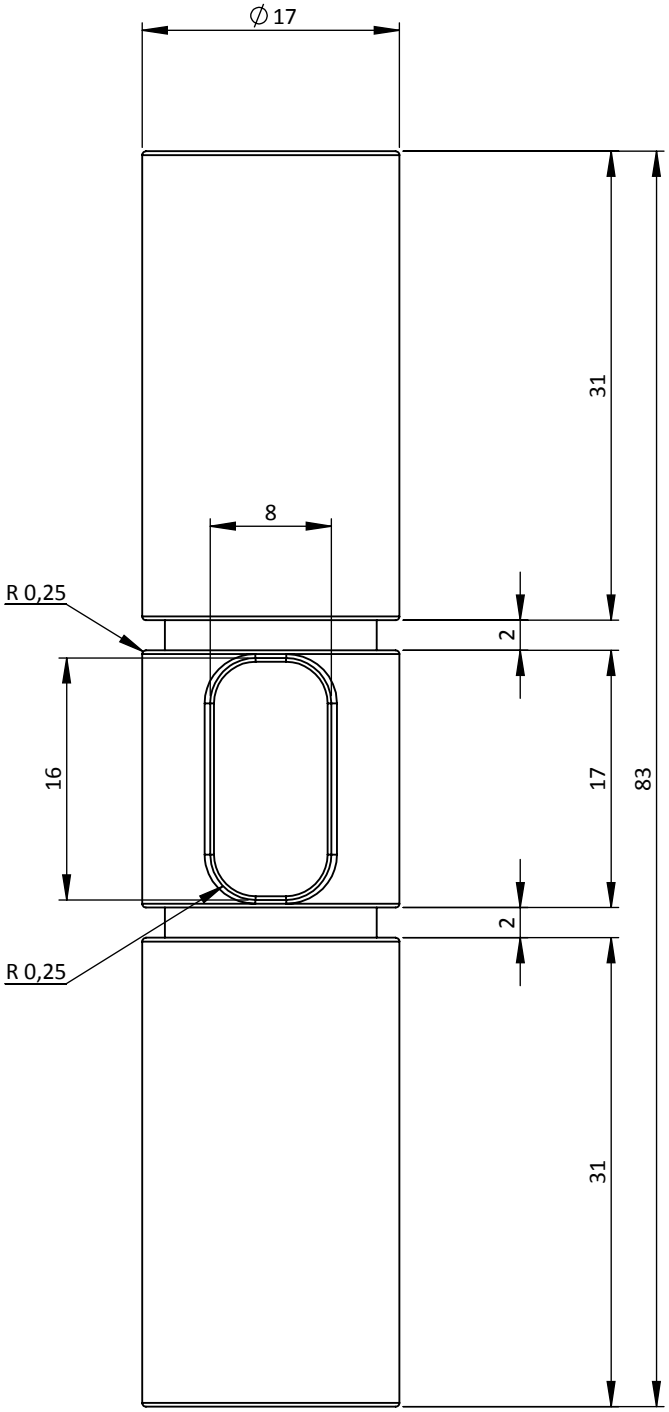
Nafarroako Unibertsitate Publikoa / Universidad Pública de Navarra	Centro: *Universidad pública de Navarra - Campus de Tudela.* Titulación: *Grado en Ingeniería Mecánica.* Curso: *4º*	Alumno: *Tomás Jarauta Simón.* Fecha: *28/05/2015*	
Escala: 5:1	Denominación: Elemento fijador piñones	Lámina: 15	

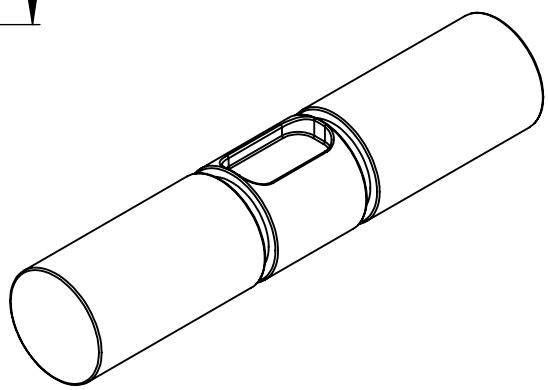




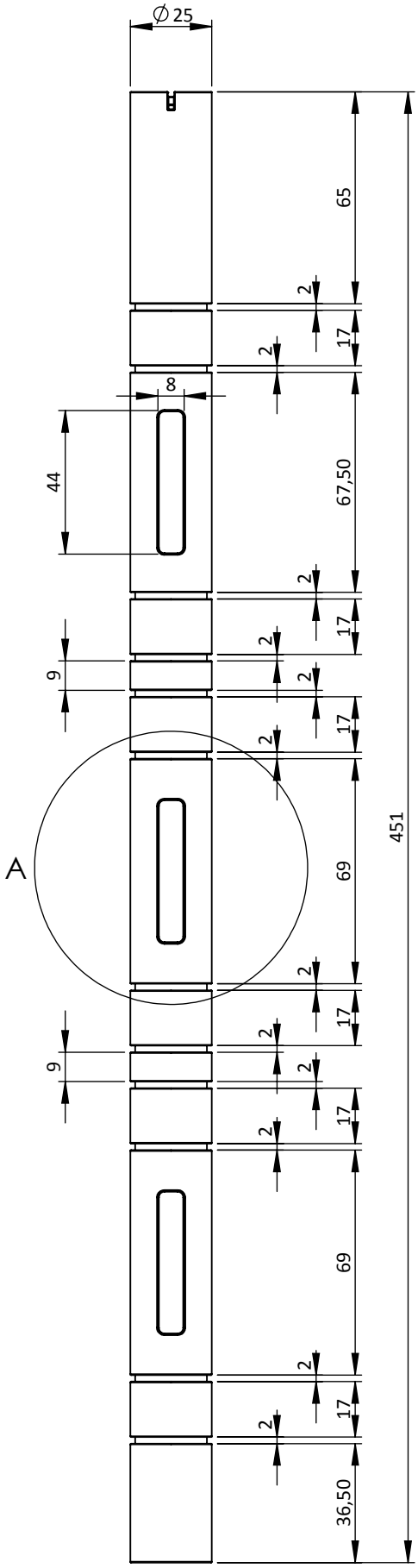


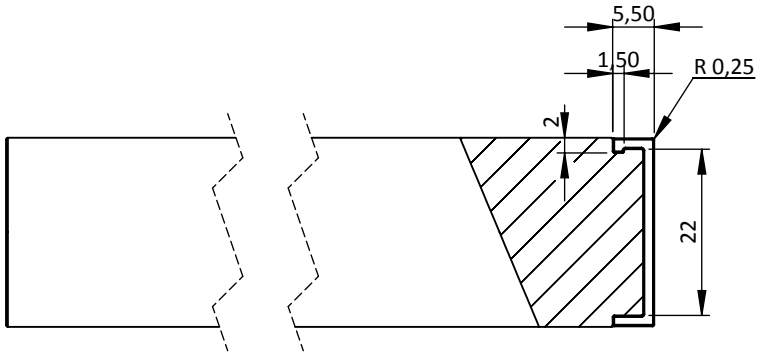
Nafarroako Unibertsitate Publikoa / Universidad Pública de Navarra	Centro: *Universidad pública de Navarra - Campus de Tudela.* Titulación: *Grado en Ingeniería Mecánica.* Curso: *4º*	Alumno: *Tomás Jarauta Simón.* Fecha: *28/05/2015*	
Escala: 5:1	Denominación: Argolla eje primario	Lámina: 16	



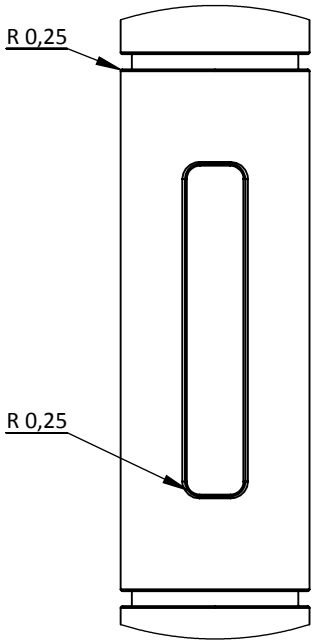


Nafarroako Unibertsitate Publikoa / Universidad Pública de Navarra	Centro: *Universidad pública de Navarra - Campus de Tudela.* Titulación: *Grado en Ingeniería Mecánica.* Curso: *4º*	Alumno: *Tomás Jarauta Simón.* Fecha: *28/05/2015*	
Escala: 2:1	Denominación: Eje auxiliar	Lámina: 17	

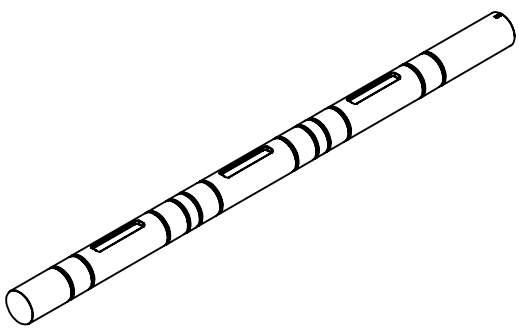




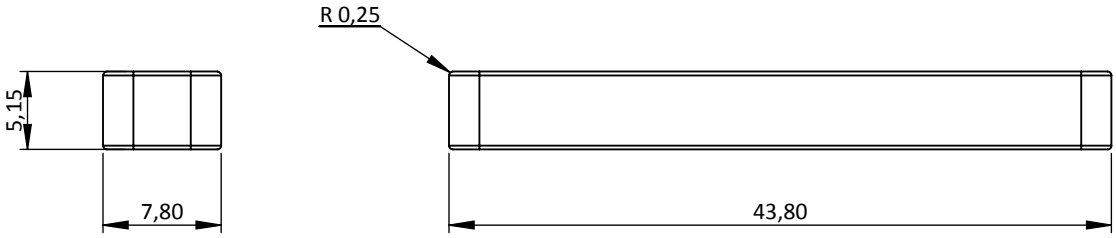
DETALLE SECCIÓN PARCIAL
ESCALA 1 : 1

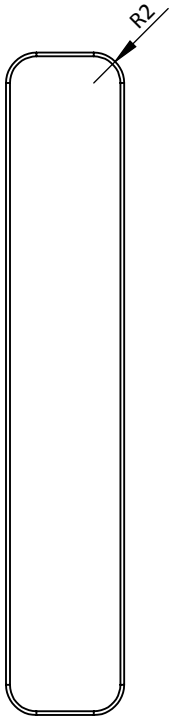


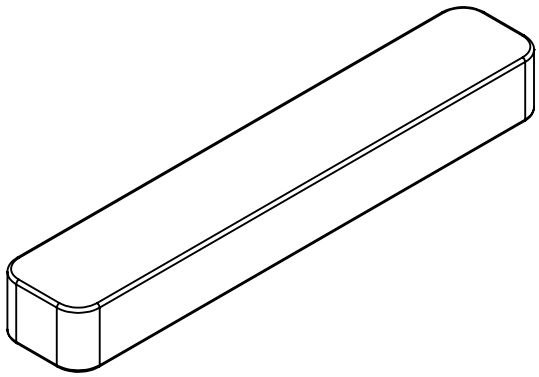
DETALLE A
ESCALA 1 : 1



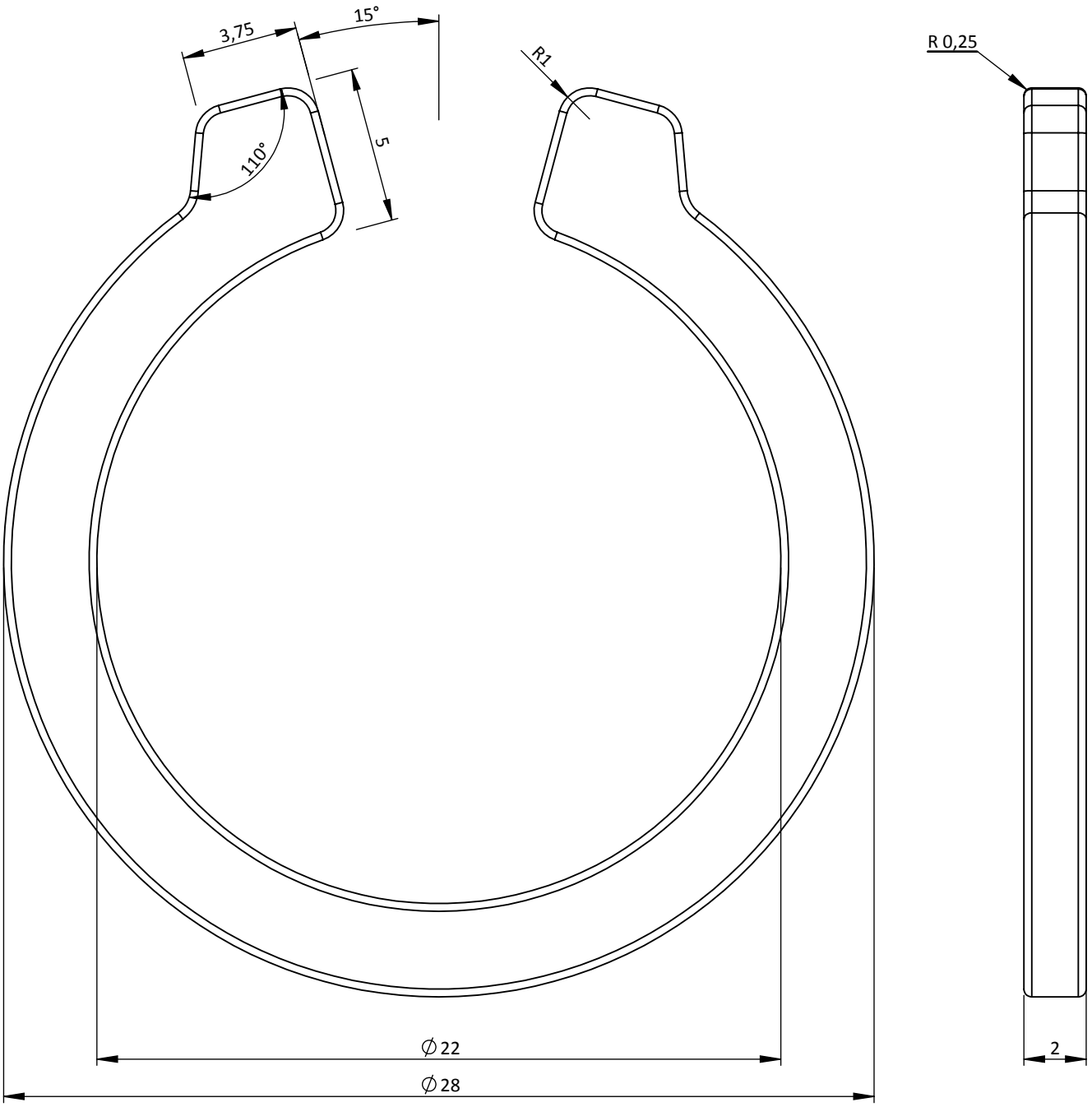
Nafarroako Unibertsitate Publikoa / Universidad Pública de Navarra	Centro: *Universidad pública de Navarra - Campus de Tudela.* Titulación: *Grado en Ingeniería Mecánica.* Curso: *4º*	Alumno: *Tomás Jarauta Simón.* Fecha: *28/05/2015*	
Escala: 1:2	Denominación: Eje secundario	Lámina: 18	

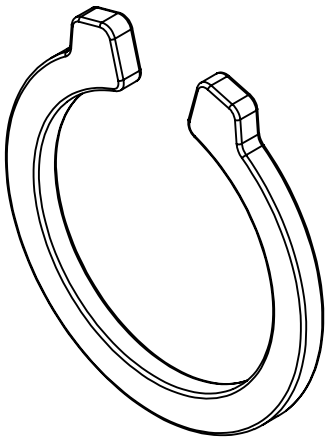




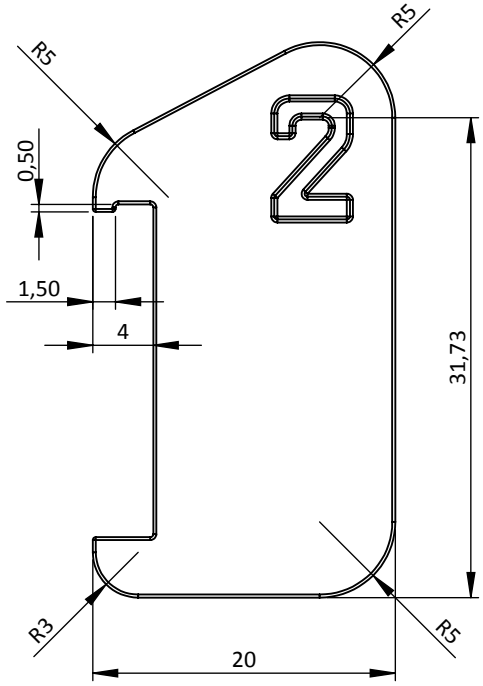


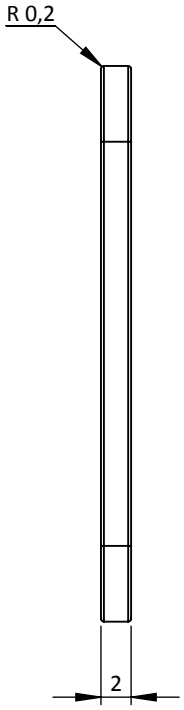
Nafarroako Unibertsitate Publikoa / Universidad Pública de Navarra	Centro: *Universidad pública de Navarra - Campus de Tudela.* Titulación: *Grado en Ingeniería Mecánica.* Curso: *4º*	Alumno: *Tomás Jarauta Simón.* Fecha: *28/05/2015*	
Escala: 2:1	Denominación: Elemento fijador cuerpo sincr.	Lámina: 19	

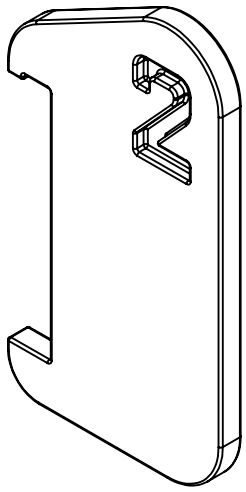




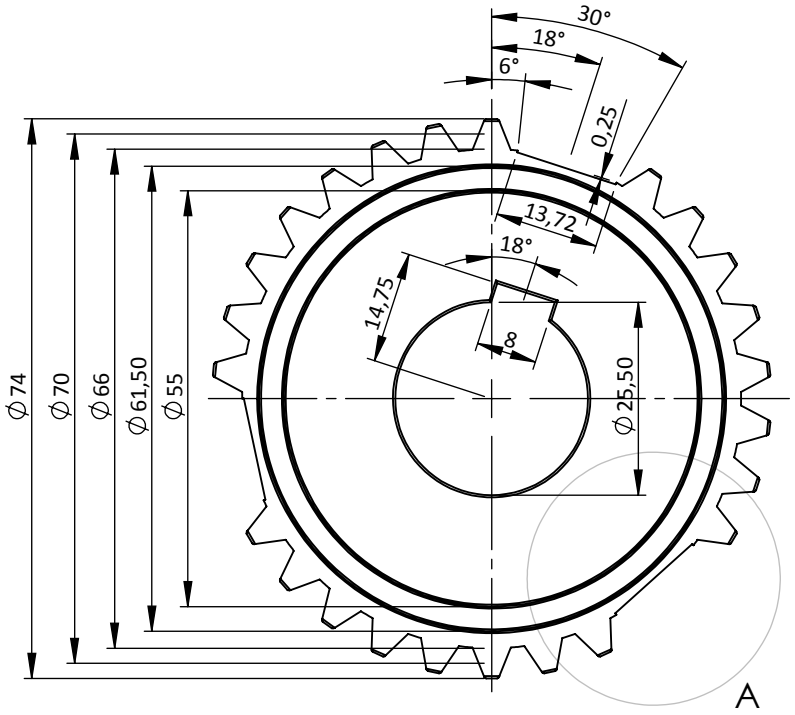
Universidad Pública de Navarra	Centro: *Universidad pública de Navarra - Campus de Tudela.* Titulación: *Grado en Ingeniería Mecánica.* Curso: *4º*	Alumno: *Tomás Jarauta Simón.* Fecha: *28/05/2015*	
Escala: 5:1	Denominación: Argolla eje secundario	Lámina: 20	

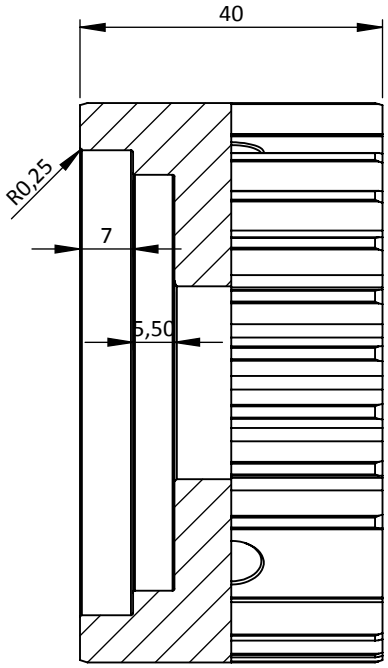


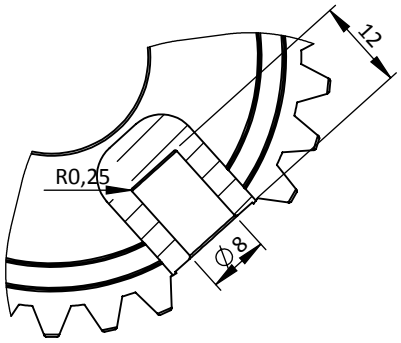




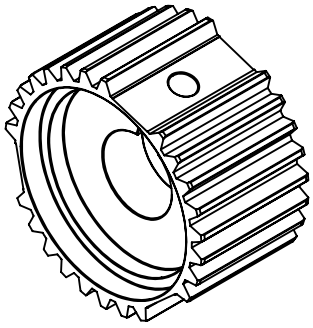
Nafarroako Unibertsitate Publikoa / Universidad Pública de Navarra	Centro: *Universidad pública de Navarra - Campus de Tudela.* Titulación: *Grado en Ingeniería Mecánica.* Curso: *4º*	Alumno: *Tomás Jarauta Simón.* Fecha: *28/05/2015*	
Escala: 2:1	Denominación: Aleta eje secundario	Lámina: 21	



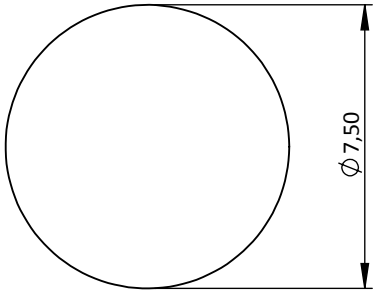


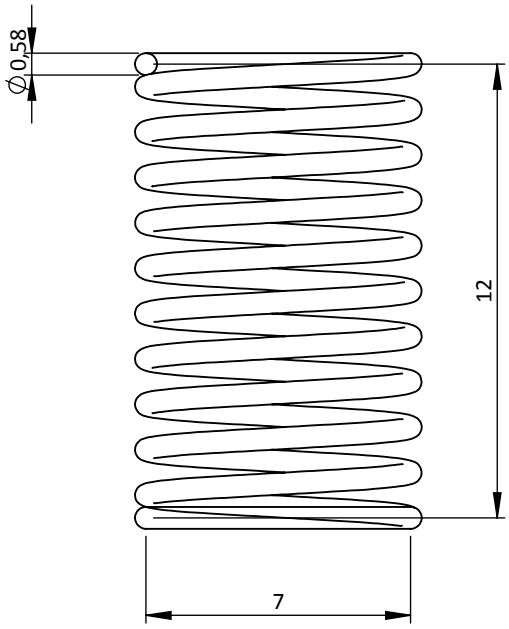


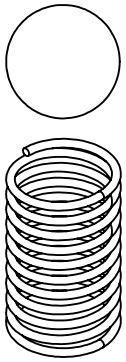
DETALLE SECCIÓN PARCIAL A
ESCALA 1 : 1



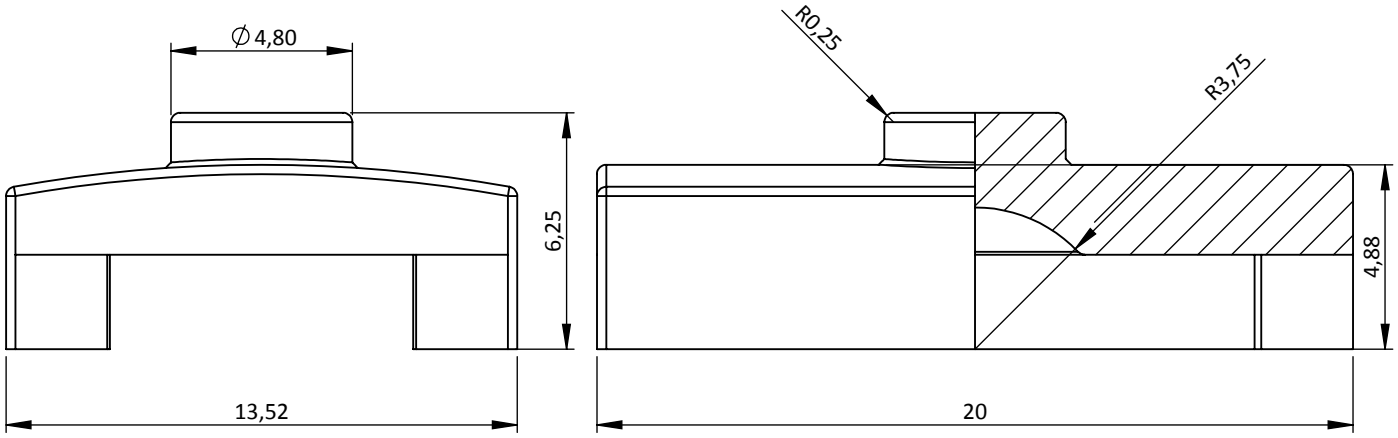
Nafarroako Unibertsitate Publikoa / Universidad Pública de Navarra	Centro: *Universidad pública de Navarra - Campus de Tudela.* Titulación: *Grado en Ingeniería Mecánica.* Curso: *4º*	Alumno: *Tomás Jarauta Simón.* Fecha: *28/05/2015*	
Escala: 1:1	Denominación: Cuerpo sincronizador	Lámina: 22	

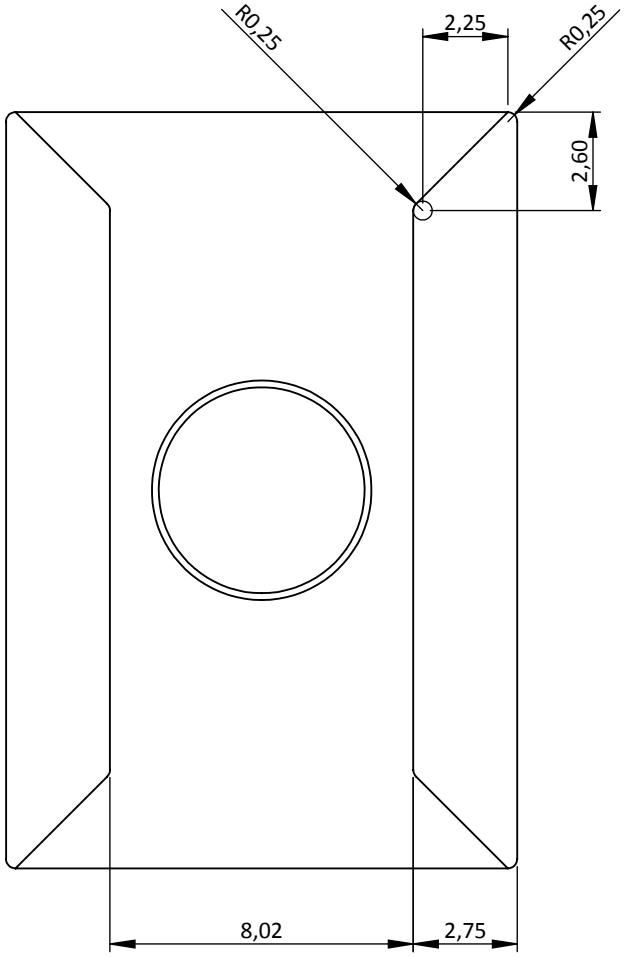


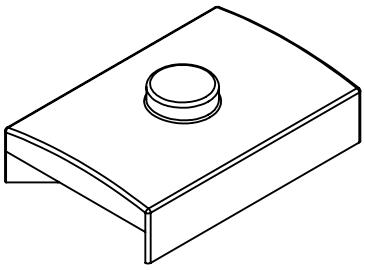




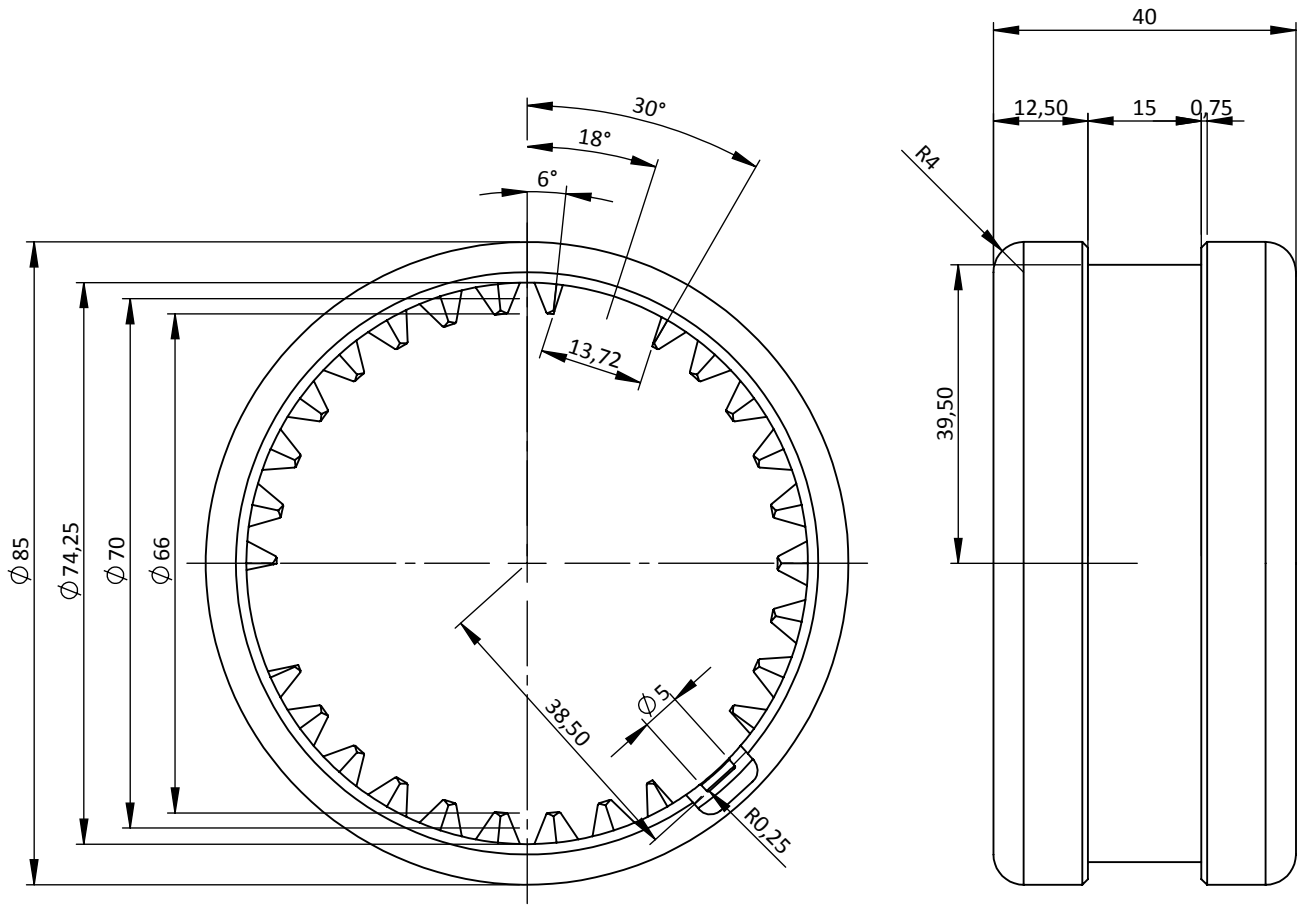
Nafarroako Unibertsitate Publikoa / Universidad Pública de Navarra	Centro: *Universidad pública de Navarra - Campus de Tudela.* Titulación: *Grado en Ingeniería Mecánica.* Curso: *4º*	Alumno: *Tomás Jarauta Simón.* Fecha: *28/05/2015*	
Escala: 5:1	Denominación: Muelle - Fiador de bola	Lámina: 23	

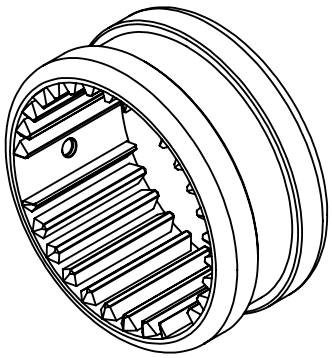




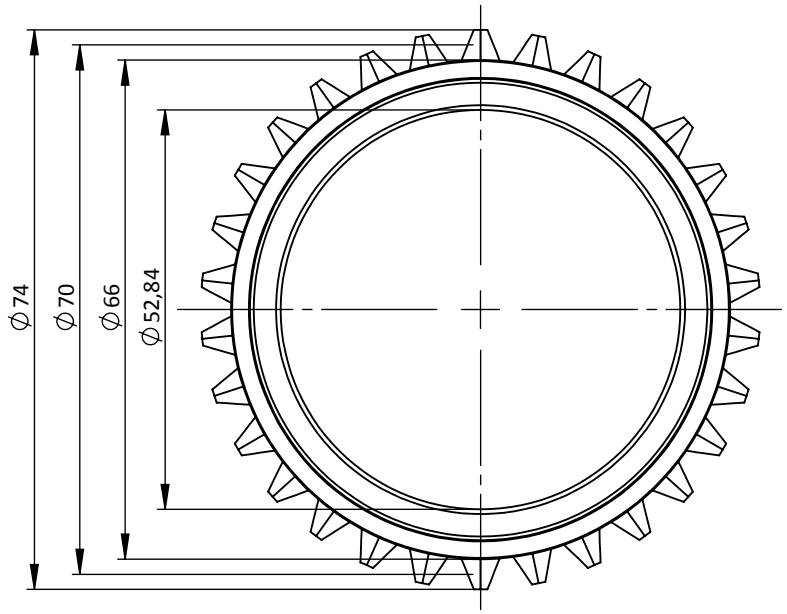


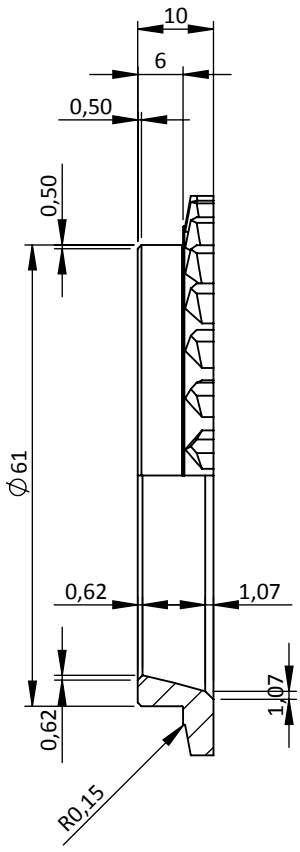
Nafarroako Unibertsitate Publikoa / Universidad Pública de Navarra	Centro: *Universidad pública de Navarra - Campus de Tudela.* Titulación: *Grado en Ingeniería Mecánica.* Curso: *4º*	Alumno: *Tomás Jarauta Simón.* Fecha: *28/05/2015*	
Escala: 5:1	Denominación: Chaveta	Lámina: 24	

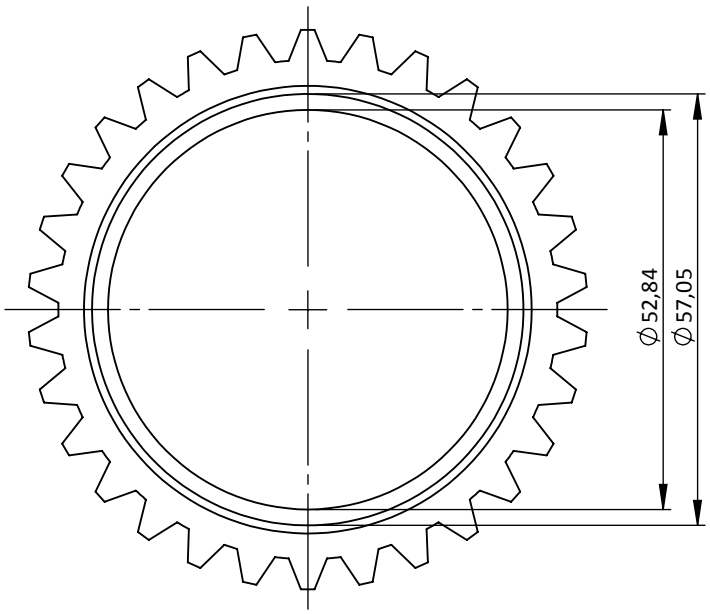




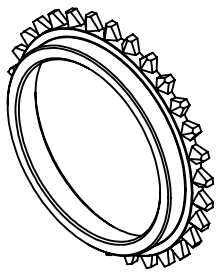
Nafarroako Unibertsitate Publikoa / Universidad Pública de Navarra	Centro: *Universidad pública de Navarra - Campus de Tudela.* Titulación: *Grado en Ingeniería Mecánica.* Curso: *4º*	Alumno: *Tomás Jarauta Simón.* Fecha: *28/05/2015*	
Escala: 1:1	Denominación: Corona sincronizador	Lámina: 25	



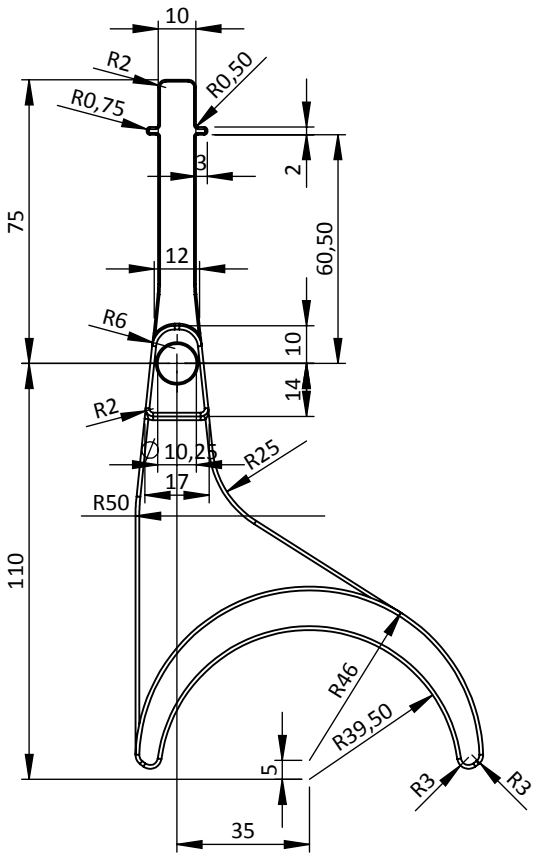


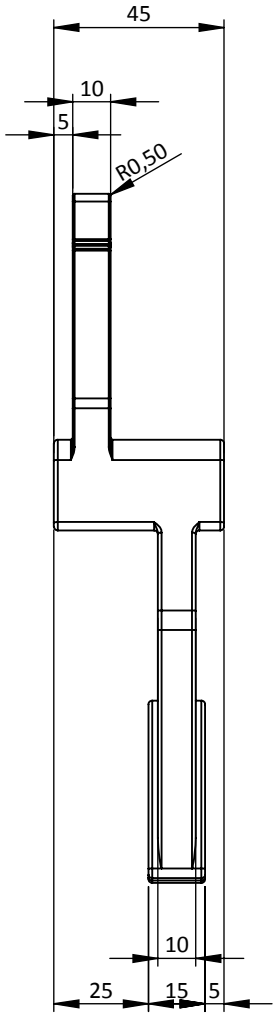


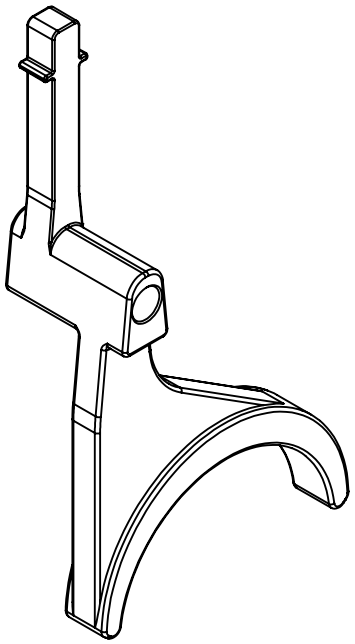
POSTERIOR



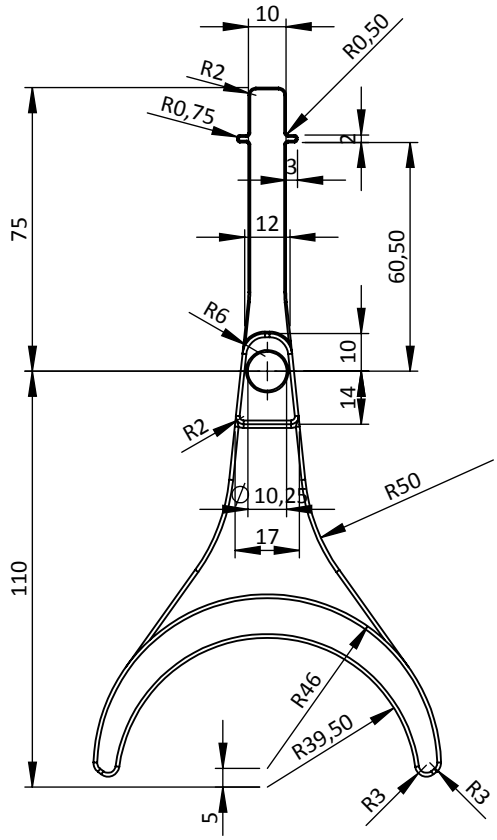
Nafarroako Unibertsitate Publikoa / Universidad Pública de Navarra	Centro: *Universidad pública de Navarra - Campus de Tudela.* Titulación: *Grado en Ingeniería Mecánica.* Curso: *4º*	Alumno: *Tomás Jarauta Simón.* Fecha: *28/05/2015*	
Escala: 1:1	Denominación: Anillo sincronizador	Lámina: 26	

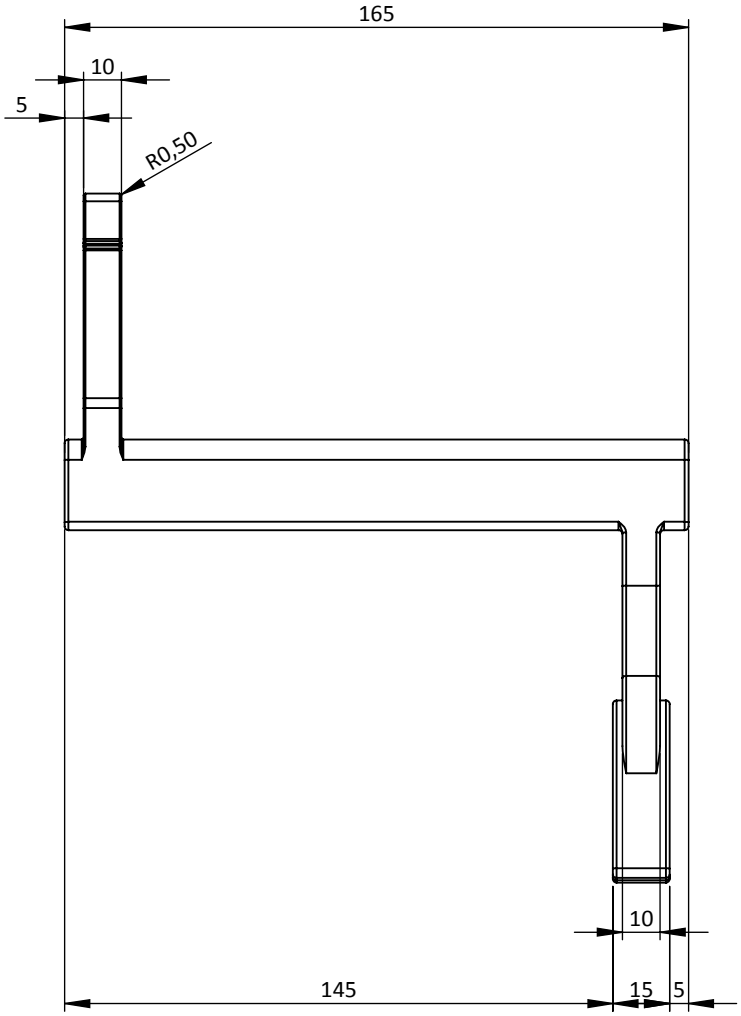


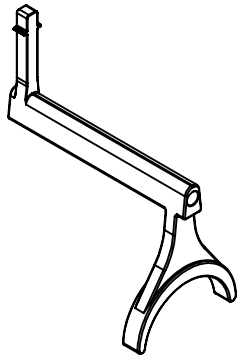




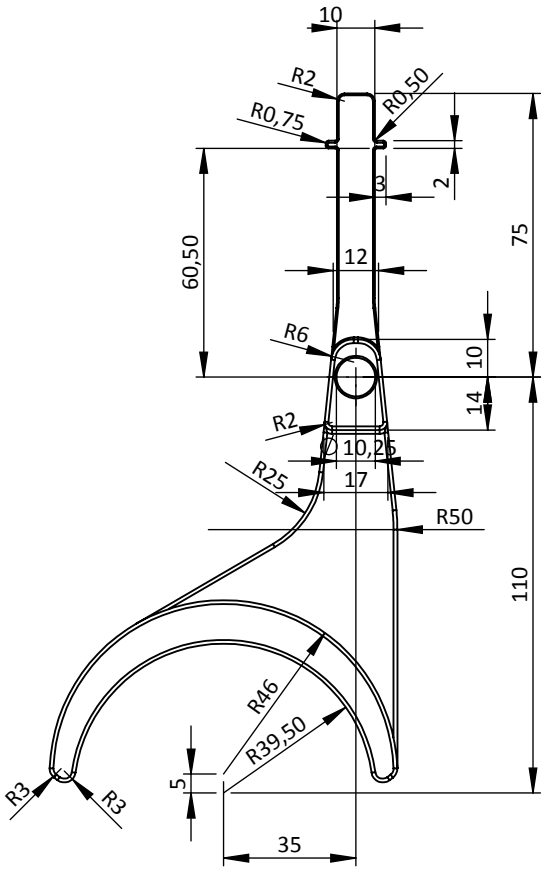
Universidad Pública de Navarra	Centro: *Universidad pública de Navarra - Campus de Tudela.* Titulación: *Grado en Ingeniería Mecánica.* Curso: *4º*	Alumno: *Tomás Jarauta Simón.* Fecha: *28/05/2015*	
Escala: 1:2	Denominación: Brazo selector 1 - 2	Lámina: 27	

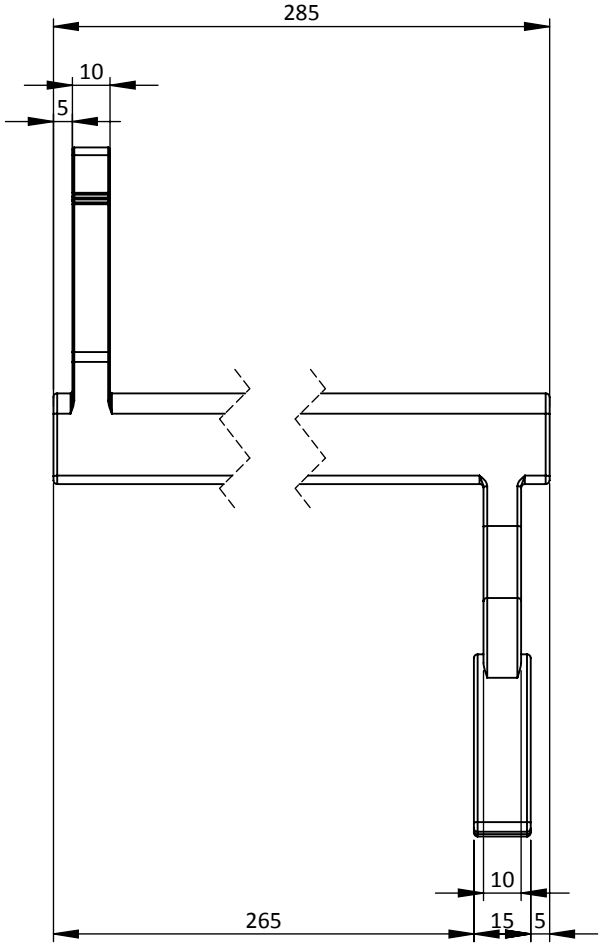


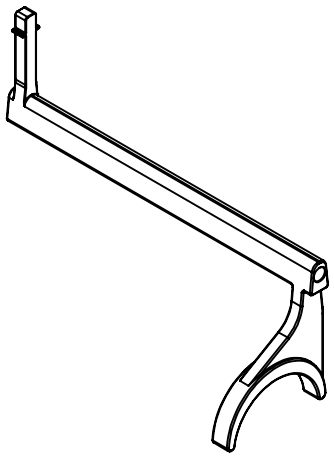




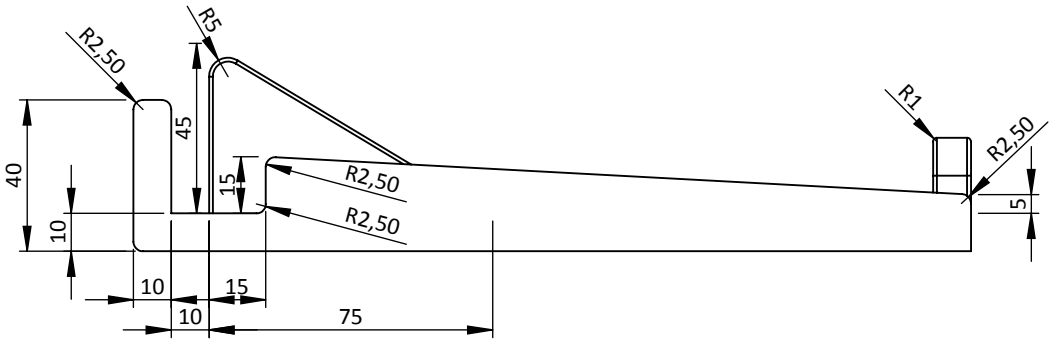
Nafarroako Unibertsitate Publikoa / Universidad Pública de Navarra	Centro: *Universidad pública de Navarra - Campus de Tudela.* Titulación: *Grado en Ingeniería Mecánica.* Curso: *4º*	Alumno: *Tomás Jarauta Simón.* Fecha: *28/05/2015*	
Escala: 1:2	Denominación: Brazo selector 3 - 4	Lámina: 28	

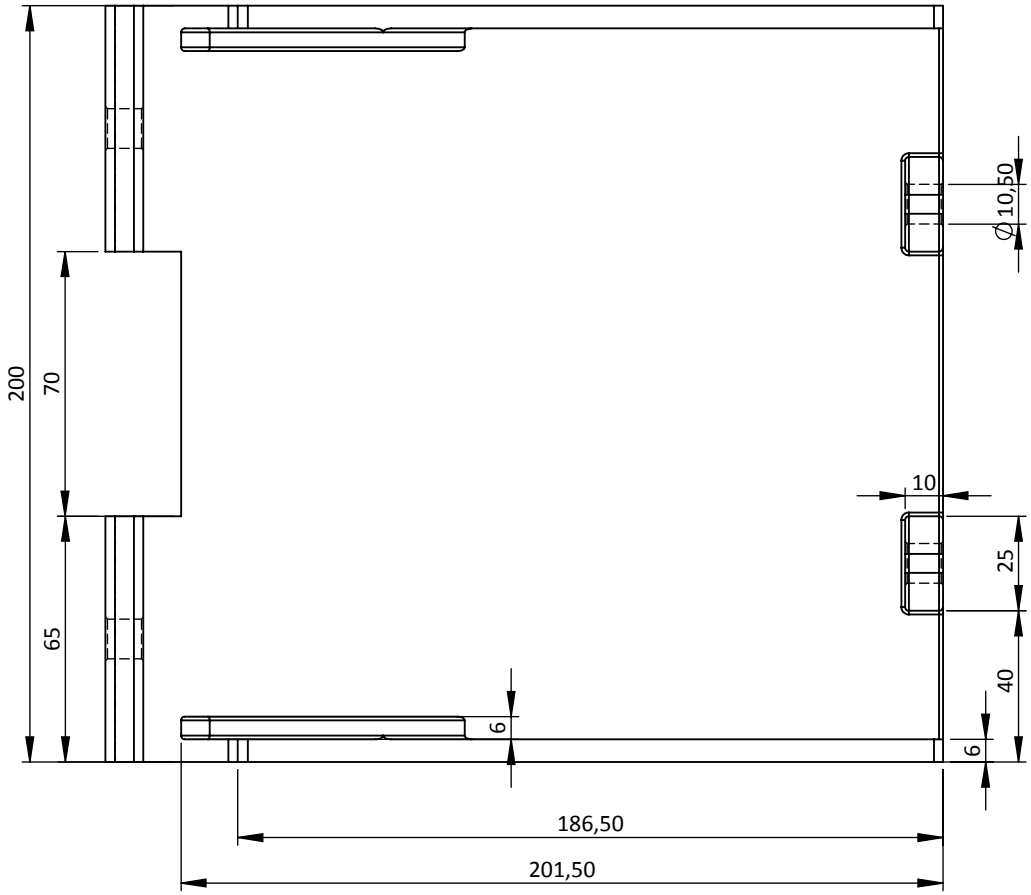


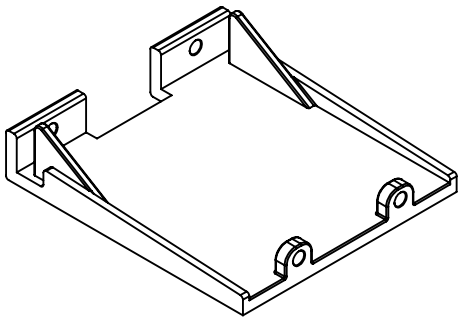




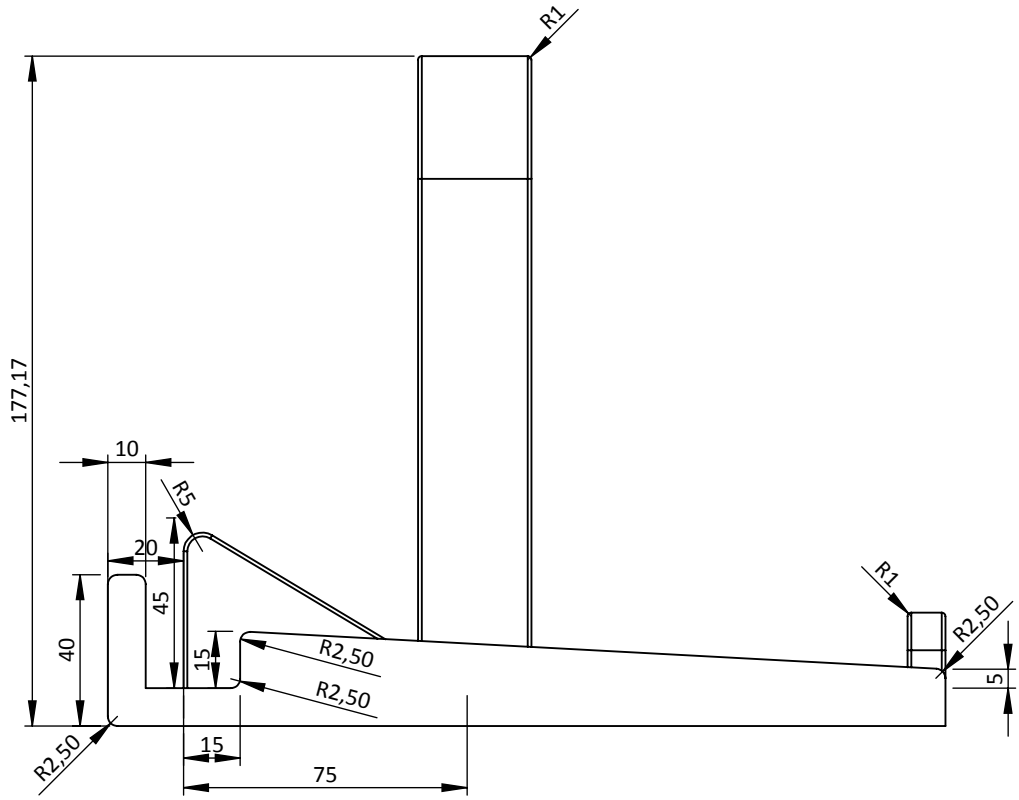
Nafarroako Unibertsitate Publikoa / Universidad Pública de Navarra	Centro: *Universidad pública de Navarra - Campus de Tudela.* Titulación: *Grado en Ingeniería Mecánica.* Curso: *4º*	Alumno: *Tomás Jarauta Simón.* Fecha: *28/05/2015*	
Escala: 1:2	Denominación: Brazo selector 5 - MA	Lámina: 29	

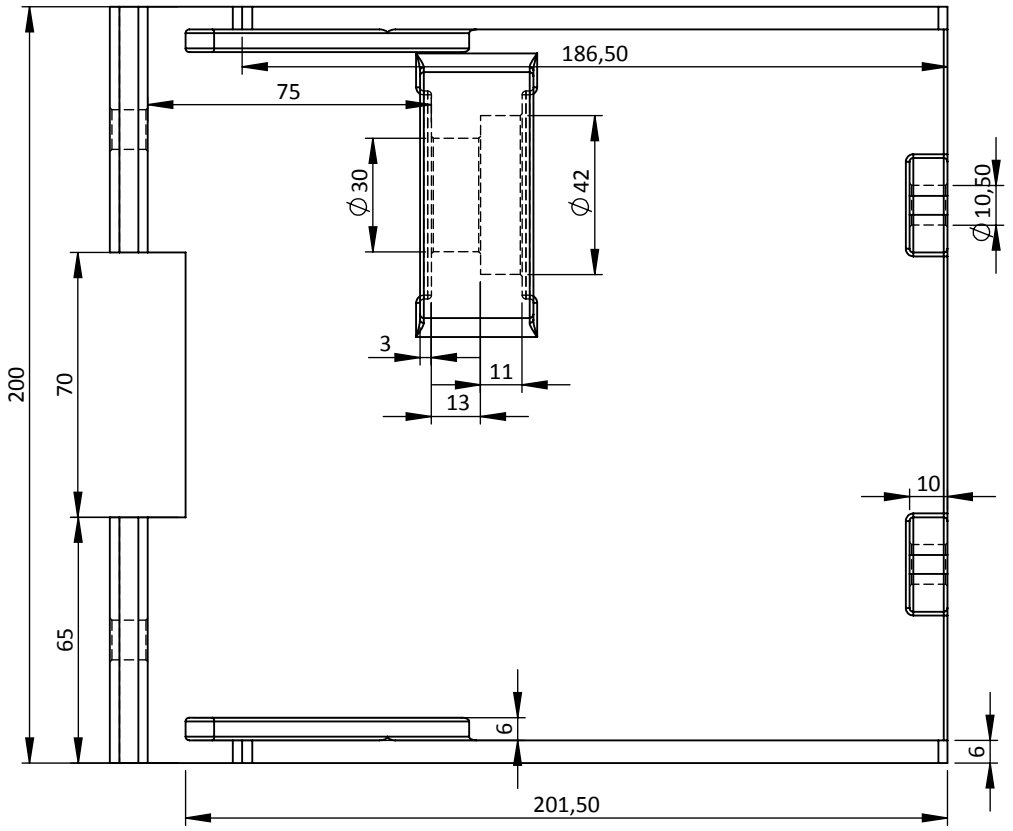


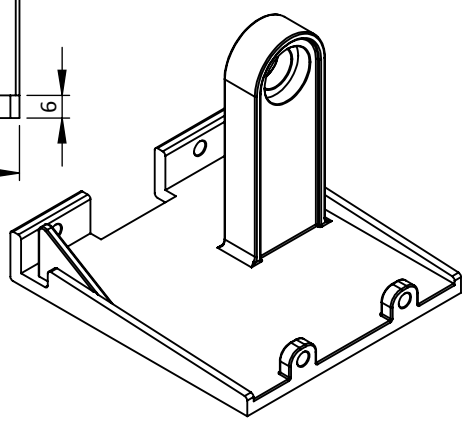




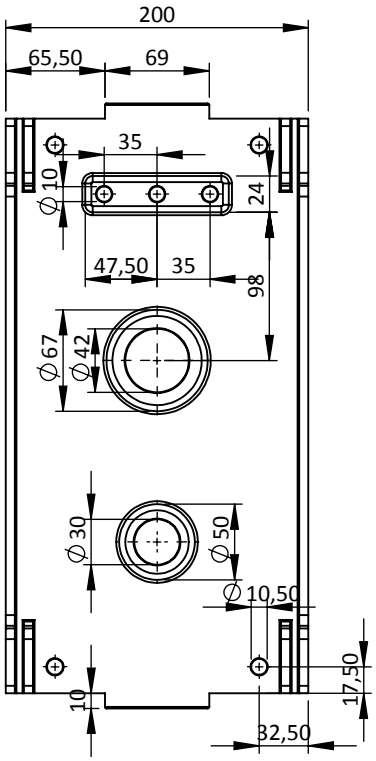
Universidad Pública de Navarra	Centro: *Universidad pública de Navarra - Campus de Tudela.* Titulación: *Grado en Ingeniería Mecánica.* Curso: *4º*	Alumno: *Tomás Jarauta Simón.* Fecha: *28/05/2015*	
Escala: 1:2	Denominación: Carcasa - Inferior izquierda	Lámina: 30	

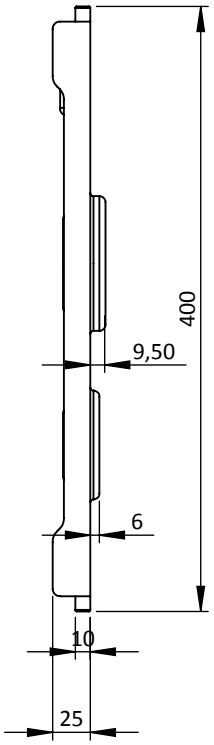


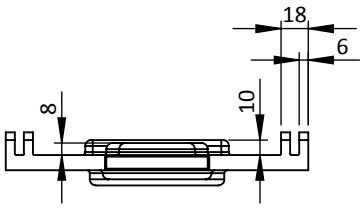


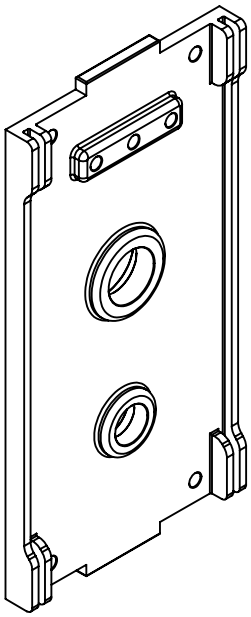


Nafarroako Unibertsitate Publikoa / Universidad Pública de Navarra	Centro: *Universidad pública de Navarra - Campus de Tudela.* Titulación: *Grado en Ingeniería Mecánica.* Curso: *4º*	Alumno: *Tomás Jarauta Simón.* Fecha: *28/05/2015*	
Escala: 1:2	Denominación: Carcasa - Inferior derecha	Lámina: 31	

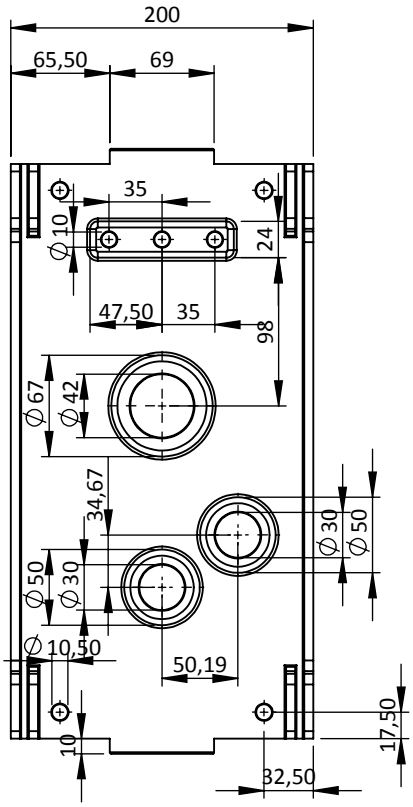


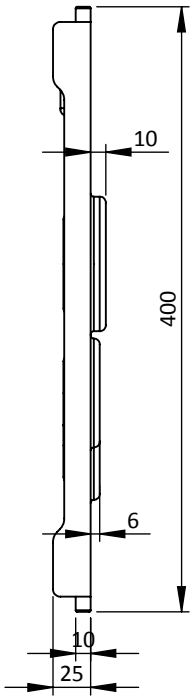


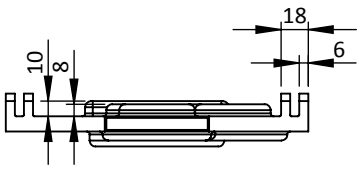


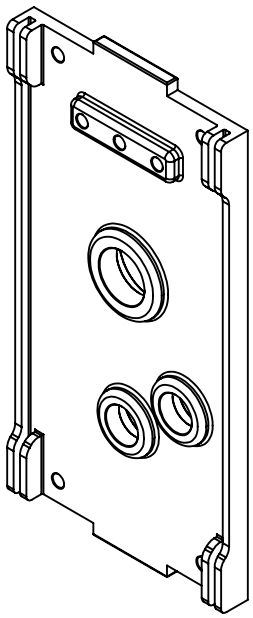


Nafarroako Unibertsitate Publikoa / Universidad Pública de Navarra	Centro: *Universidad pública de Navarra - Campus de Tudela.* Titulación: *Grado en Ingeniería Mecánica.* Curso: *4º*	Alumno: *Tomás Jarauta Simón.* Fecha: *28/05/2015*	
Escala: 1:5	Denominación: Carcasa - Pared izquierda	Lámina: 32	

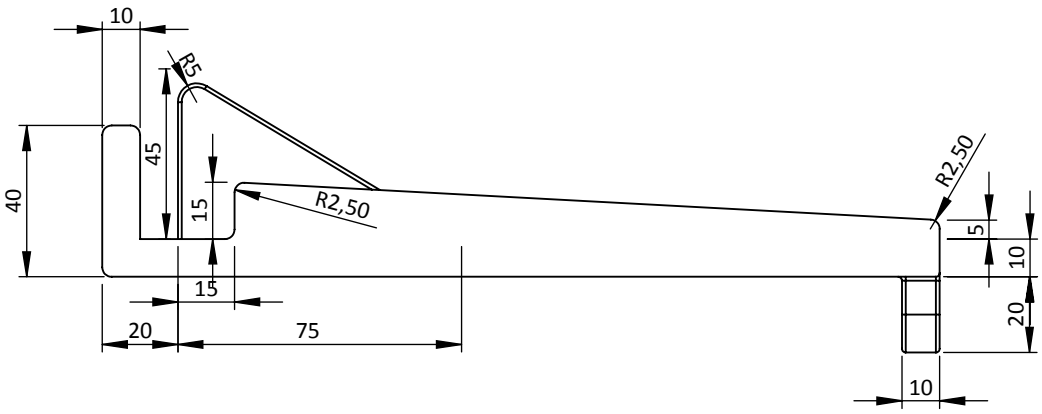


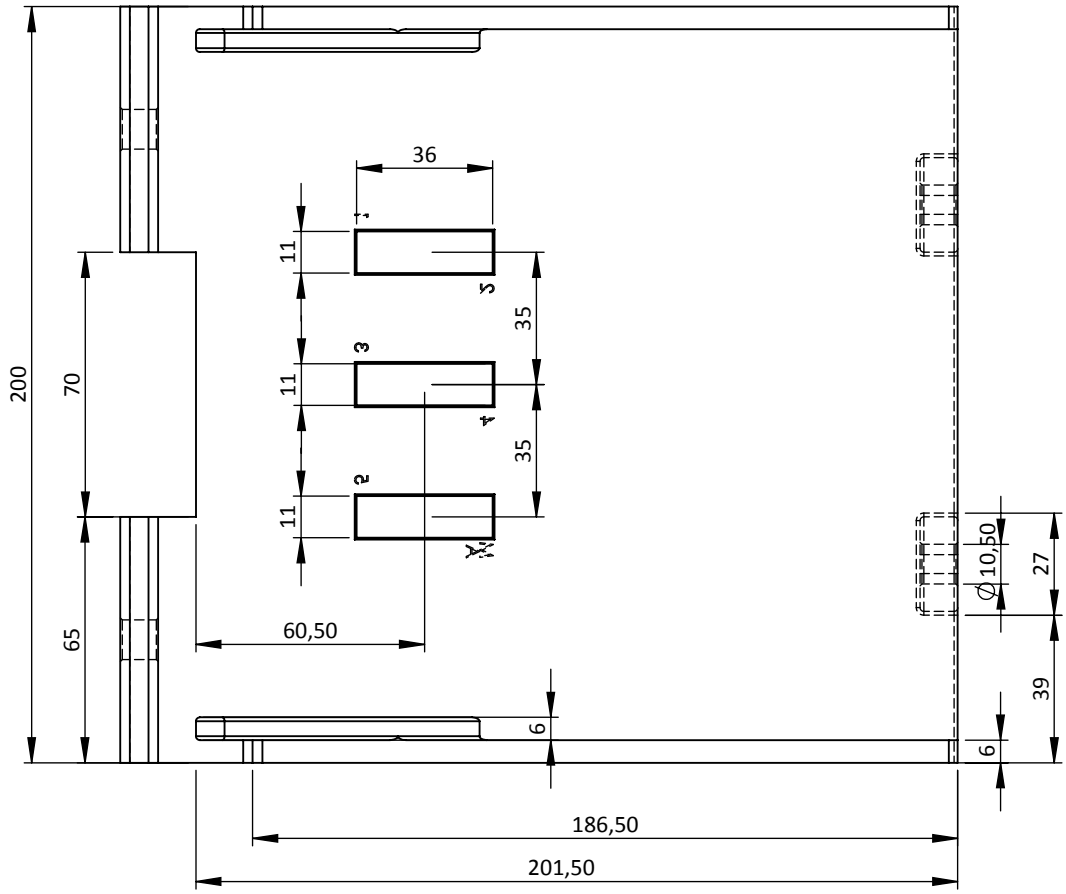


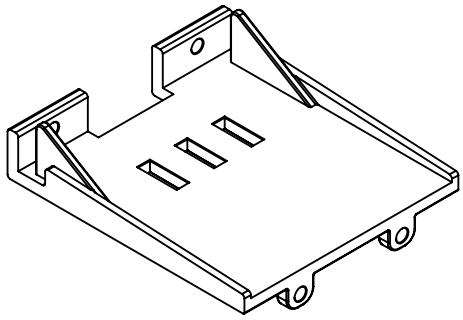




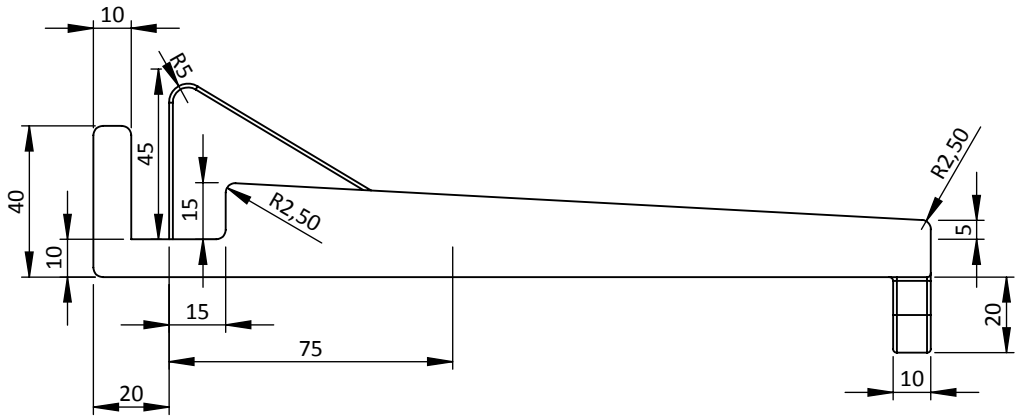
Nafarroako Unibertsitate Publikoa / Universidad Pública de Navarra	Centro: *Universidad pública de Navarra - Campus de Tudela.* Titulación: *Grado en Ingeniería Mecánica.* Curso: *4º*	Alumno: *Tomás Jarauta Simón.* Fecha: *28/05/2015*	
Escala: 1:5	Denominación: Carcasa - Pared derecha	Lámina: 33	

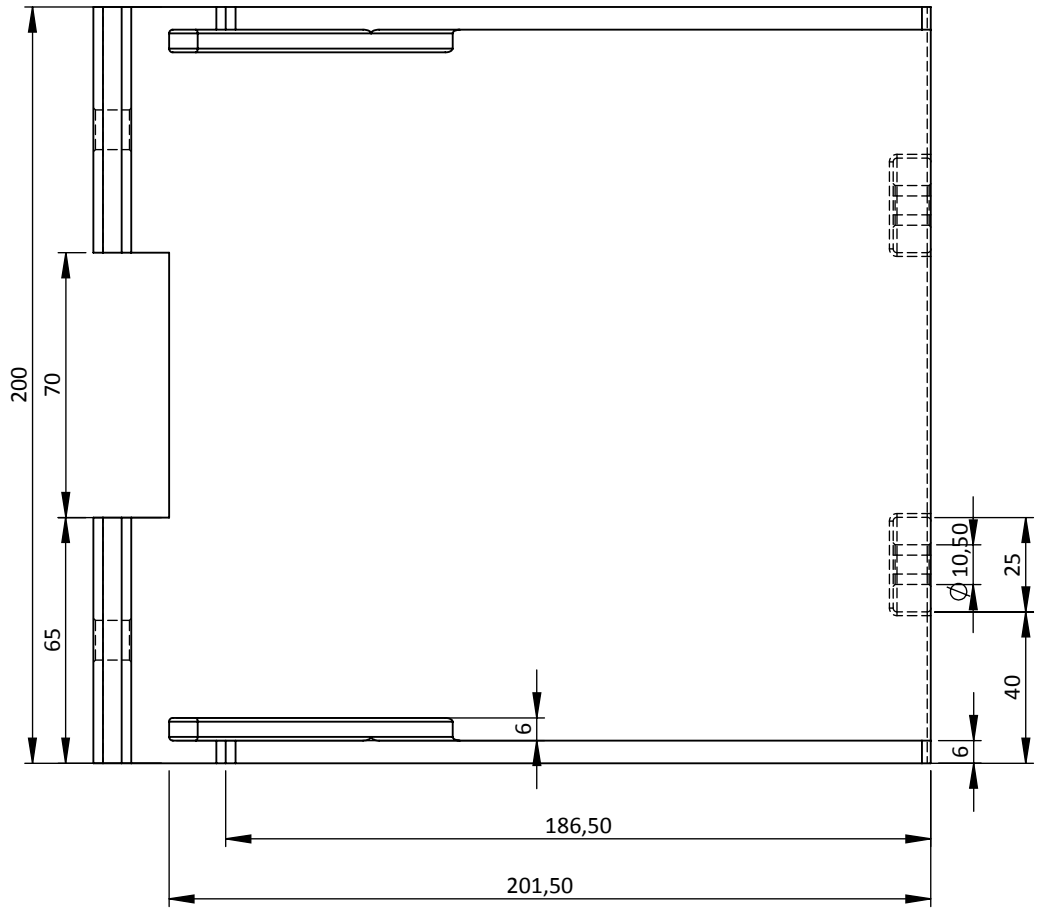


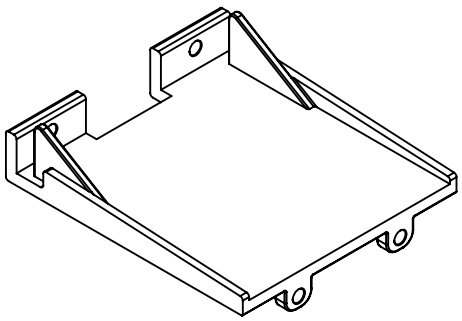




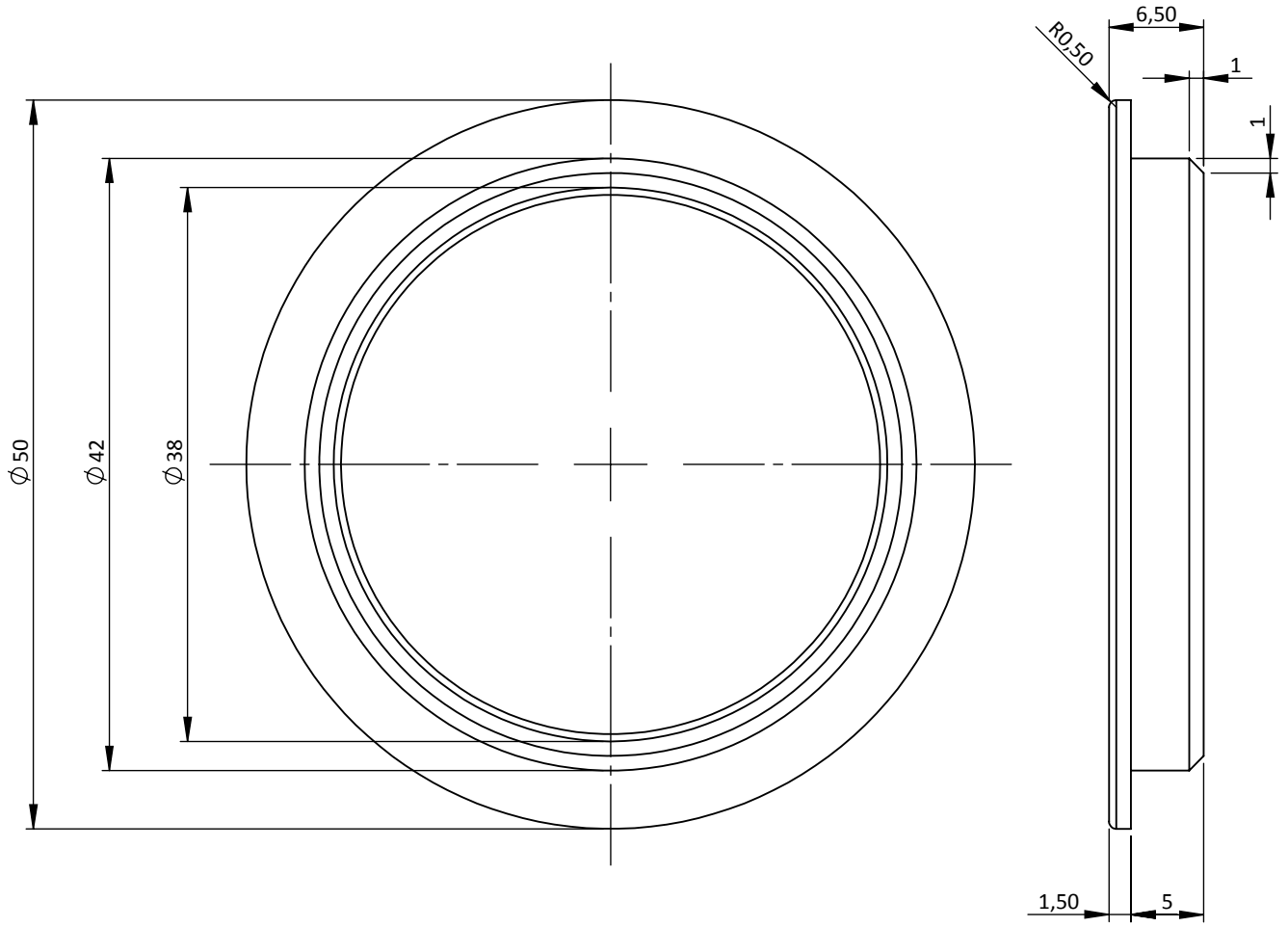
Nafarroako Unibertsitate Publikoa / Universidad Pública de Navarra	Centro: *Universidad pública de Navarra - Campus de Tudela.* Titulación: *Grado en Ingeniería Mecánica.* Curso: *4º*	Alumno: *Tomás Jarauta Simón.* Fecha: *28/05/2015*	
Escala: 1:2	Denominación: Carcasa - Superior izquierda	Lámina: 34	

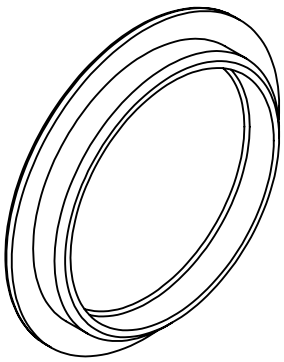




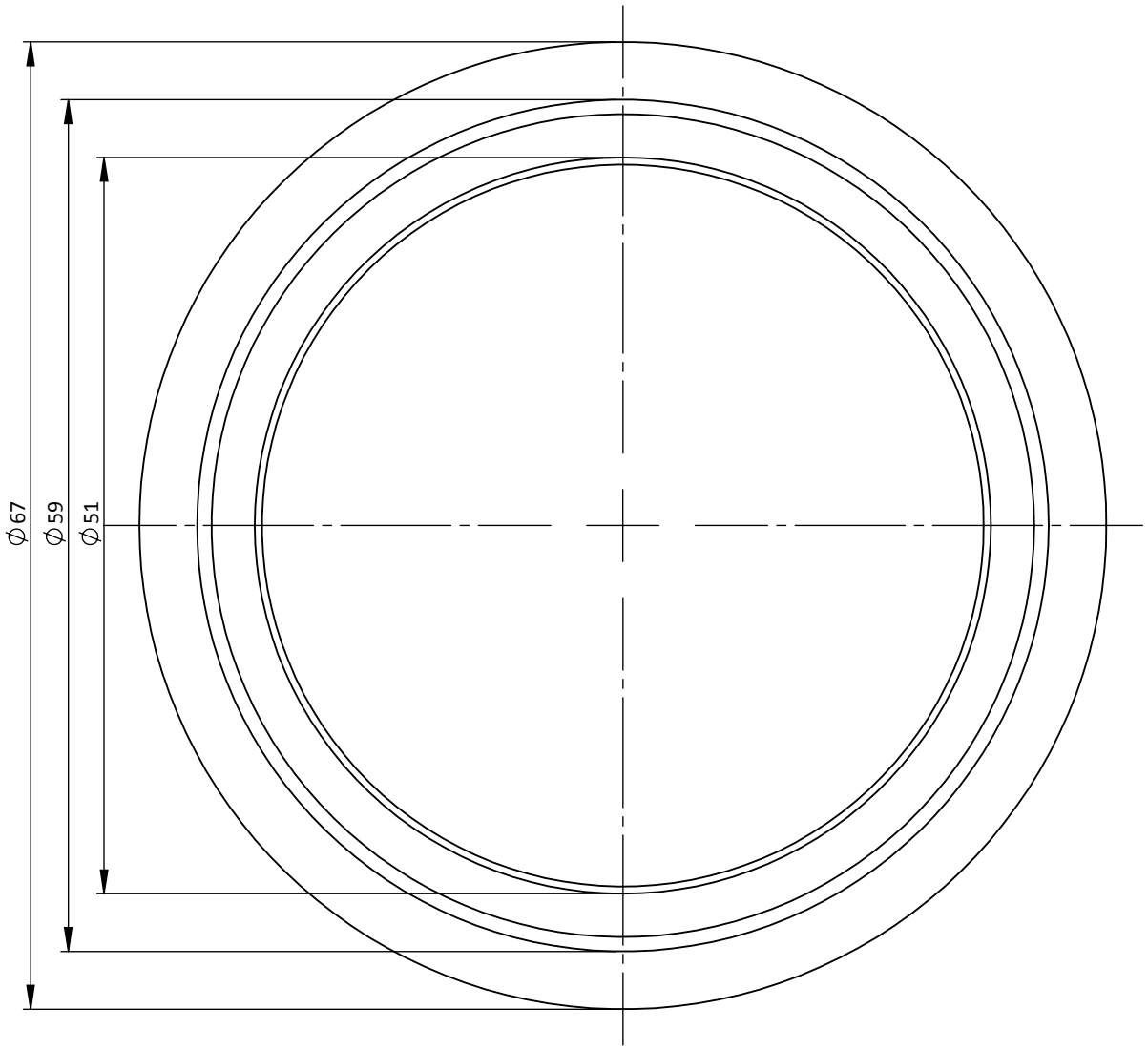


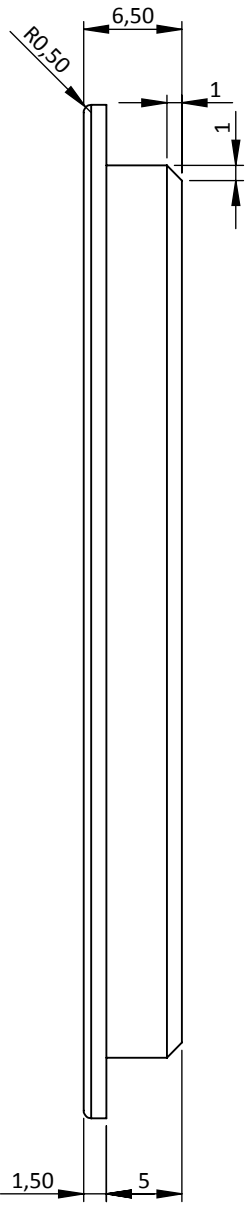
Nafarroako Unibertsitate Publikoa / Universidad Pública de Navarra	Centro: *Universidad pública de Navarra - Campus de Tudela.* Titulación: *Grado en Ingeniería Mecánica.* Curso: *4º*	Alumno: *Tomás Jarauta Simón.* Fecha: *28/05/2015*	
Escala: 1:2	Denominación: Carcasa - Superior derecha	Lámina: 35	

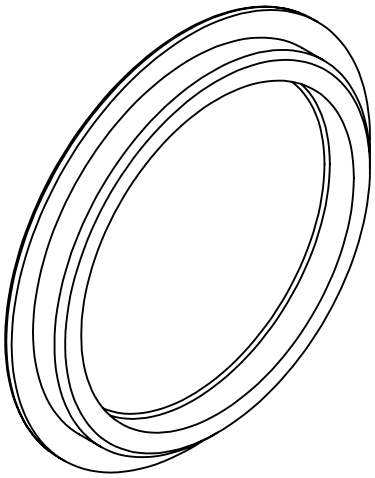




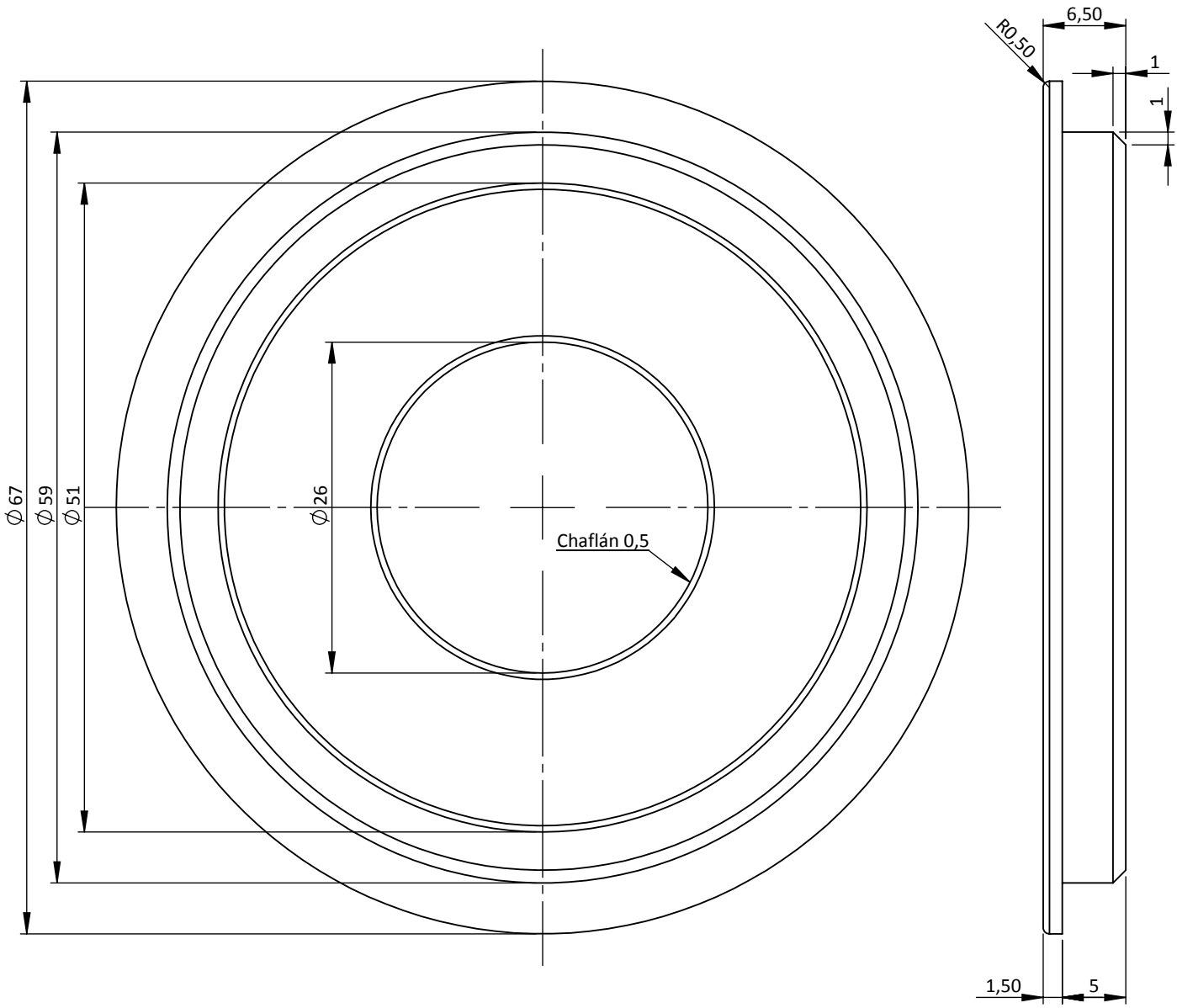
Nafarroako Unibertsitate Publikoa / Universidad Pública de Navarra	Centro: *Universidad pública de Navarra - Campus de Tudela.* Titulación: *Grado en Ingeniería Mecánica.* Curso: *4º*	Alumno: *Tomás Jarauta Simón.* Fecha: *28/05/2015*	
Escala: 2:1	Denominación: Tapa eje primario-auxiliar	Lámina: 36	

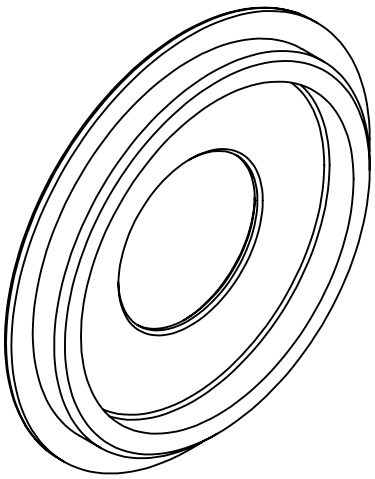




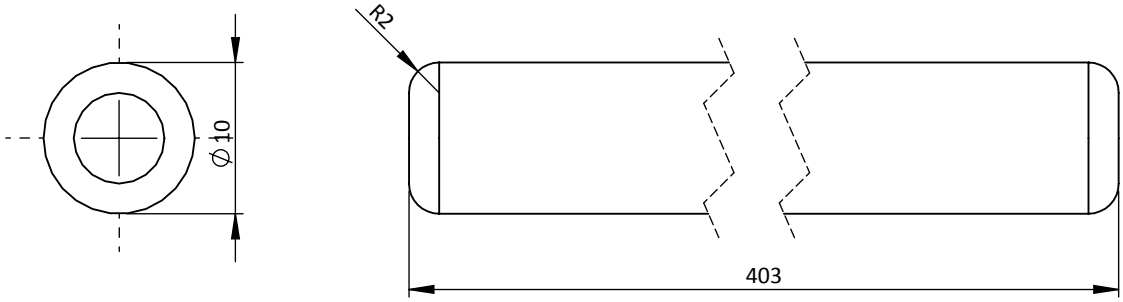


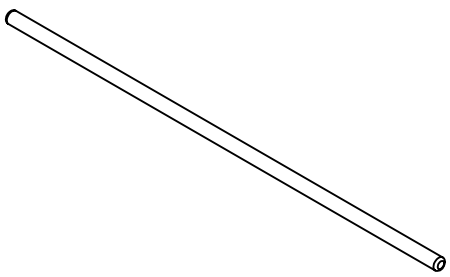
Nafarroako Unibertsitate Publikoa / Universidad Pública de Navarra	Centro: *Universidad pública de Navarra - Campus de Tudela.* Titulación: *Grado en Ingeniería Mecánica.* Curso: *4º*	Alumno: *Tomás Jarauta Simón.* Fecha: *28/05/2015*	
Escala: 2:1	Denominación: Tapa eje secundario	Lámina: 37	



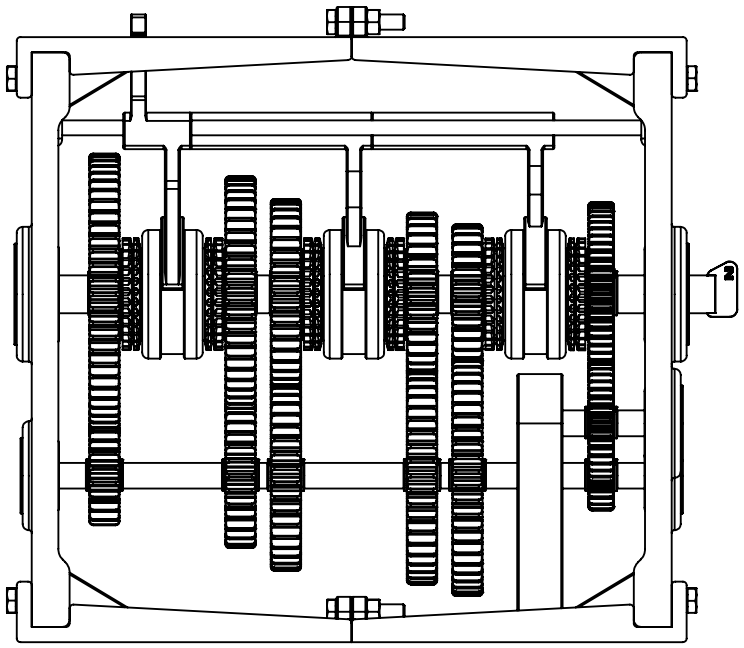


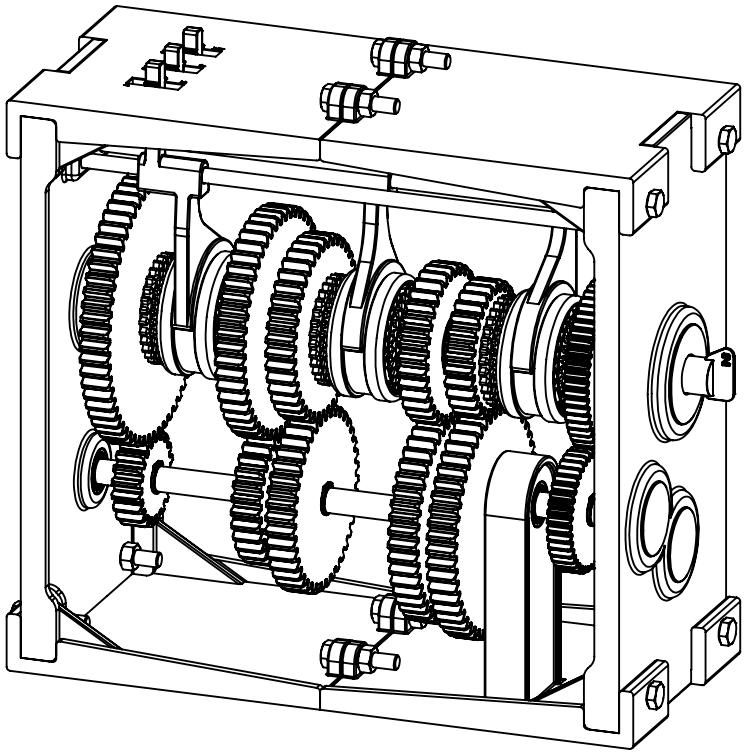
Nafarroako Unibertsitate Publikoa / Universidad Pública de Navarra	Centro: *Universidad pública de Navarra - Campus de Tudela.* Titulación: *Grado en Ingeniería Mecánica.* Curso: *4º*	Alumno: *Tomás Jarauta Simón.* Fecha: *28/05/2015*	
Escala: 2:1	Denominación: Tapa eje secundario (salida)	Lámina: 38	





Nafarroako Unibertsitate Publikoa / Universidad Pública de Navarra	Centro: *Universidad pública de Navarra - Campus de Tudela.* Titulación: *Grado en Ingeniería Mecánica.* Curso: *4º*	Alumno: *Tomás Jarauta Simón.* Fecha: *28/05/2015*	
Escala: 2:1	Denominación: Varilla	Lámina: 39	





Nafarroako Unibertsitate Publikoa / Universidad Pública de Navarra	Centro: *Universidad pública de Navarra - Campus de Tudela.* Titulación: *Grado en Ingeniería Mecánica.* Curso: *4º*	Alumno: *Tomás Jarauta Simón.* Fecha: *28/05/2015*	
Escala: 1:5	Denominación: Ensamblado	Lámina: 40	