



GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA
TRABAJO FIN DE GRADO

***DISEÑO Y CALCULO DE LA
TRANSMISION DE UN VEHICULO DE
TRACCION TRASERA***

Documento nº 2 – MEMORIA

Alumno/Alumna: Zulueta Lopez, Mikel

Director/Directora: Abasolo Bilbao, Mikel

Curso: 2018 - 2019

Fecha: Junio 2019

DOCUMENTO 2: MEMORIA

1	OBJETO DEL PROYECTO	4
2	ALCANCE DEL PROYECTO.....	5
3	NORMAS Y REFERENCIAS	6
3.1	NORMATIVA.....	6
3.1.1	Normativa de diseño.....	6
3.1.2	Normativa de documentación	6
3.1.3	Normativa de seguridad.....	7
3.2	BIBLIOGRAFIA	7
3.2.1	Libros.....	7
3.2.2	Catálogos.....	8
3.2.3	Páginas Web	8
3.2.4	Software.....	8
4	CONDICIONES DE DISEÑO.....	8
5	ESTUDIO DE ALTERNATIVAS	9
5.1	CONFIGURACIÓN DE LA TRANSMISIÓN.....	9
5.1.1	Motor delantero y tracción delantera	10
5.1.2	Motor delantero y propulsión trasera	10
5.1.3	Motor delantero y tracción total.....	11
5.2	EMBRAGUE.....	11
5.2.1	Tipos de embrague.....	11
5.2.2	Características del material de un embrague	15
5.3	CAJA DE CAMBIOS.....	15
5.3.1	Caja de cambios manual	16
5.3.2	Caja de cambios automática.....	18
5.3.3	Eje de transmisión	18
5.3.4	Juntas cardan	19
5.3.5	Diferencial.....	19
6	SOLUCION ADOPTADA	23
6.1	CONFIGURACIÓN DE LA TRANSMISIÓN.....	23
6.2	EMBRAGUE.....	23
6.3	CAJA DE CAMBIOS.....	25
6.3.1	Engranajes.....	26
6.3.2	Ejes.....	30
6.3.3	Eje de transmisión	31
6.3.4	Juntas cardan	32

*DISEÑO Y CALCULO
DE LA TRANSMISION*

MEMORIA

6.3.5	Sincronizadores	33
6.3.6	Chavetas.....	36
6.3.7	Rodamientos.....	38
7	PLANIFICACION	51
8	COSTE DEL PROYECTO	52

1 OBJETO DEL PROYECTO

El objeto de este proyecto es el cálculo y diseño de la transmisión de un Mercedes Benz modelo C180 elegance con fecha de comercialización de 1996 como el que se puede apreciar en la figura 1. Esta transmisión estará compuesta por un conjunto de elementos mecánicos encargados de transmitir el par motor que genera el motor a las ruedas.



Imagen 1. Mercedes Benz C180 elegance (1996)

Primero se calcula la dinámica del vehículo, mediante la cual se sabrá si el automóvil es capaz de vencer las resistencias exteriores. En segundo lugar, se diseña el embrague, el cual posibilita unir y desacoplar el eje del motor con el de la caja de cambios mediante el accionamiento del pedal de embrague. A continuación, se encuentra la caja de cambios, la cual está compuesta por tres ejes; primario, intermedio y secundario; que transmiten el movimiento a través de los engranajes dependiendo de la marcha seleccionada. Para esta se dimensionarán los ejes, rodamientos, engranajes y demás componentes que tomen parte en el traspaso del giro.

En el caso de este automóvil tanto el motor como la caja de cambios se encuentran en la parte delantera del vehículo. Sin embargo, las ruedas motrices serán las traseras al tratarse de un vehículo de tracción trasera.

Los datos mostrados en la siguiente tabla 1 muestran los datos de partida obtenidos del fabricante mediante los cuales se han realizado los cálculos.

Masa en vacío (Kg)	1250
Max. capacidad de carga (Kg)	580
Potencia máxima (Cv/kW/rpm)	122/90/5500
Par máximo (Nm/rpm)	170/4200
Aceleración 0-100 km/h (s)	12.0
Velocidad máxima (km/h)	193
Largo (mm)	4487
Batalla (mm)	2690
alto(mm)	1424
Ancho (mm)	1720

Tabla 1. Datos de partida del fabricante

2 ALCANCE DEL PROYECTO

Este proyecto se trata de un documento de tipo mecánico por lo que solamente se limitara a diseñar los elementos mecánicos que forman la transmisión.

En primer lugar, es necesario calcular las fuerzas externas que se oponen al movimiento del vehículo. Los factores para tener en cuenta son la resistencia por rodadura, de la pendiente, por inercia y del aire ya que estas son las que el vehículo tiene superar.

A continuación, se comienza a dimensionar el embrague, ya que este es el encargado de acoplar la salida del cigüeñal con el eje primario de la caja de cambios. Se calculan las dimensiones de este y la par de rozamiento necesario para transmitir todo el par torsor que llega desde el motor.

Después se procederá al diseño de la caja de cambios. Mediante los cálculos obtenidos del fabricante se calcula las diferentes relaciones de transmisión de cada una de las marchas. El siguiente paso consistirá en obtener el número de dientes de todos los engranajes y su módulo. Para simplificar los cálculos todas las ruedas dentadas tendrán el mismo modulo, que será el de la rueda con mayor modulo. Sera necesario la obtención de las fuerzas sobre los dientes de estos engranajes para posteriormente, comprobar el piñón a resistencia. Con las fuerzas anteriormente mencionadas también se realizará el cálculo de la dimisión necesaria de los ejes. Estos deberán ser capaces de soportar dichas fuerzas y para ello se obtienen las reacciones en los apoyos y los momentos máximos generados. Con estos datos se aplica el código ASME y así se deduce el diámetro mínimo de estos. El mayor diámetro obtenido en cada eje será la utilizada para toda la longitud del eje.

Una vez conocidas las fuerzas sobre los apoyos se procede a calcular los rodamientos necesarios. En el eje primario se utilizarán dos rodamientos de rodillos cónicos con montaje directo. El eje primario llevará montado un rodamiento de rodillos cilíndricos el cual solo será capaz de soportar carga axial.

En el otro apoyo ha sido necesario montar un conjunto de rodamientos. Se han colocado en el mismo apoyo un rodamiento de bolas rígidas y un rodamiento de rodillos cilíndricos. Esto se debe a que las cargas sobre dicho apoyo eran muy elevadas y un único rodamiento de bolas no era suficiente. En el caso del eje secundario se han montado un rodamiento de rodillos cilíndricos en uno de sus apoyos y uno de bolas rígidas en el otro. El rodamiento de rodillos cilíndricos solo será capaz de aguantar carga axial, mientras que el de bolas será el responsable de soportar toda la carga radial y parte de la axial. El eje del piñón loco de la marcha atrás tendrá montados dos rodamientos de rodillos. Finalmente, todas las ruedas locas que giran sobre el eje de salida tendrán un rodamiento de aguja.

Finalmente se realizará el diseño y cálculo de los sincronizadores y de las chavetas, siendo estos los encargados de transmitir el giro de los ejes a las ruedas dentadas.

3 NORMAS Y REFERENCIAS

3.1 NORMATIVA

3.1.1 Normativa de diseño

Cálculo de rodamientos	ISO281-1
Cálculo de ejes	ASME
Anillos de seguridad	DIN 471
Estriado de ejes	DIN 5480
Aceros normalizados	UNE 36010
Cálculo de rodamientos	ISO281-1
Dientes normalizados para los engranajes	UNE 18016
Chavetas	DIN 6885

3.1.2 Normativa de documentación

Criterios generales de proyecto	UNE 157001:2002
Numeración de los documentos	UNE 50132:1994
Fundamentos técnicos de dibujo	UNE 1032-1982
Lista de elementos	1135:19859
Escritura	UNE 1-034-71/1

Tolerancias dimensionales	UNE-EN 20286-1:1996
Acotación	UNE 1039:1994
Acabados superficiales	UNE 1-037-83
Plegado planos	UNE 1027:1995
Formatos y escalas	UNE 1-026-83/2
Tolerancias geométricas	UNE-EN 22768-2:1994
Tolerancia general	ISO 2768-m
Caja de rotulación	UNE 1-035-95

3.1.3 Normativa de seguridad

Seguridad de las máquinas	UNE-EN 1005:2002 +A1:2009
Distancias de seguridad	ISO 13857:2008
Señales de seguridad	UNE-EN 981:1997
Ergonomía	UNE-EN13861:2011

3.2 BIBLIOGRAFIA

3.2.1 Libros

- “Ingeniería de vehículos. Sistemas y cálculos” Manuel Carcajosa. Editorial Tebar. Madrid.
- “Calculo teórico-practico de los elementos y grupos del vehículo industrial y automóvil 1” Francisco Muñoz Gracia. Editorial Dossat, s.a. España
- “Calculo teórico-practico de los elementos y grupos del vehículo industrial y automóvil 2” Francisco Muñoz Gracia. Editorial Dossat, s.a. España
- “Diseño de máquinas” Mikel Abasolo Bilbao, Santiago Navalpotro Cuenca, Edurne Iriondo Plaza. Universidad del País Vasco, EUITI Bilbao.
- “Tecnología del automóvil” Manuel Orovio Astudillo. Editorial Paraninfo. Madrid.

3.2.2 Catálogos

- SACHS
- SKF
- Chavetas ELESA y GANTER
- PROTUBSA
- SERVICARDAN

3.2.3 Páginas Web

- www.wikipedia.com
- www.SERVICARDAN.com
- www.SKF.com
- <https://carsopedia.com/es/catalog/mercedes/c-class/w202/c-180-classic-1995-4245/>
- <https://ocw.ehu.eus/course/view.php?id=441>
- <http://www.protubsa.com/>
- <https://www.elesa-ganter.es/webapp/wcs/stores/servlet/es/b2bstoreesp>
- www.SACHS.com

3.2.4 Software

- Microsoft Office Word 2016
- Microsoft Office Excel 2016
- Microsoft Office PowerPoint 2016
- Solid Edge 2019
- Gantt Project

4 CONDICIONES DE DISEÑO

Para comenzar con el diseño el primer paso será estudiar las prestaciones que ofrece el motor del vehículo. En este caso se trata de un motor de 4 cilindros situado en la parte delantera del coche. Este es capaz de transmitir una potencia de 122 Cv a 5500 rpm. Por otro lado, el par máximo que será capaz de transmitir alcanza los 170 Nm a 4200 rpm.

La caja de cambios manual estará formada por 5 velocidades y una de marcha atrás, siendo este capaz de alcanzar los 193 km/h en la quinta marcha. Al mismo tiempo la aceleración del vehículo le permitirá alcanzar los 100 km/h en 12,0 segundos.

Como se ha mencionado anteriormente el coche de un vehículo de propulsión delantera, estando también la caja de cambios en la parte delantera. Sin embargo, la tracción es trasera y esta transmisión de giro se realiza mediante un árbol de transmisión.

Las relaciones de transmisión de cada marcha vienen reflejadas en la siguiente tabla obtenida de los datos del propio fabricante.

Engranaje 1	3,91:1
Engranaje 2	2,17:1
Engranaje 3	1,37:1
Engranaje 4	1,00:1
Engranaje 5	0,81:1
Marcha atrás	4,27:1

Tabla 2. Relaciones de transmisión del fabricante

Para finalizar cabe destacar que la masa en vacío del vehículo es de 1250 kg pudiendo llegar a 1830 kg con la capacidad de carga al máximo. Los neumáticos tendrán unas dimensiones de 195/65/15

5 ESTUDIO DE ALTERNATIVAS

En este apartado se estudiarán los diferentes elementos y configuraciones que tomen parte en el diseño de la transmisión. Después de procederá a la elección del componente óptimo para las condiciones establecidas.

La transmisión del vehículo estará compuesta por las siguientes partes: embrague, caja de cambios, eje de transmisión y diferencial.

5.1 CONFIGURACIÓN DE LA TRANSMISIÓN

El tipo de transmisión de un vehículo debe tener en cuenta varios factores. Para este estudio solo se analizarán motores con el motor en la parte delantera, ya que la mayoría de los vehículos utilitarios la poseen. Con el motor en esta disposición podemos encontrarnos con que el eje delantero sea el que reciba la

transmisión, lo que se denomina tracción delantera. Si por lo contrario es el eje trasero el encargado de recibir la potencia, será tracción trasera. Finalmente son los dos ejes los que reciben o son capaces de recibir el movimiento, se tratara de una tracción total o, más comúnmente conocida, como 4x4.

5.1.1 Motor delantero y tracción delantera

Esta es la configuración más empleada para vehículos que no poseen mucha potencia, por lo que serán muy manejables. En este caso las ruedas delanteras serán motrices y directrices por lo que no es necesario un eje de transmisión, ya que la caja de cambios y el diferencial están agrupados en la parte delantera. El motor no se encontrará con restricciones de longitud y además será posible colocarlo tanto de manera transversal como longitudinal. Otra de las ventajas es que se genera un desgaste bastante uniforme sobre los 4 neumáticos. La desventaja para tener en cuenta es la complejidad en la parte delantera del vehículo debido a la cantidad de componentes agrupados allí. Esto generara un mal reparto de pesos con la mayoría agrupados en la parte delantera.

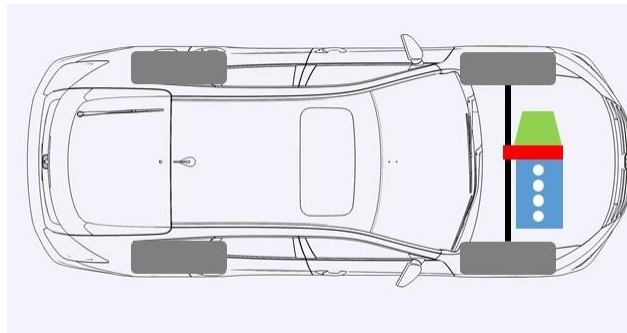


Imagen 2. Motor delantero y tracción delantera

5.1.2 Motor delantero y propulsión trasera

Esta ha sido la configuración más empleada a lo largo del tiempo, sin embargo, en el presente está presente en la mayoría de los casos en vehículos de cilindrada alta. En este caso serán las ruedas traseras las motrices, siendo un árbol de transmisión el encargado de transmitir el giro de la caja de cambios al diferencial. Los vehículos con propulsión trasera suelen tener una distribución de peso más eficiente, sin embargo, el peso total del vehículo se ve aumentado.

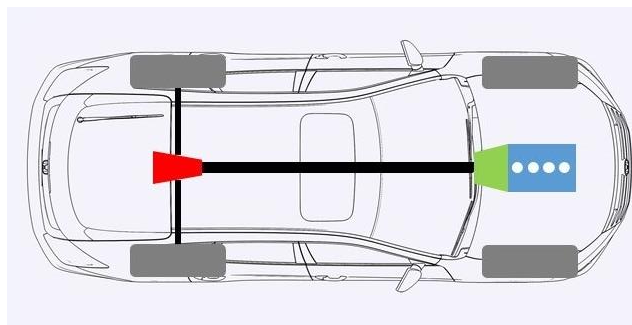


Imagen 3. Motor delantero y propulsión trasera

5.1.3 Motor delantero y tracción total

Esta configuración es capaz de transmitir el giro del motor a las 4 del vehículo (4x4). Los dos ejes tendrán su propio diferencial repartiendo así el movimiento según la situación. Suele ser habitual en vehículos todoterreno y o los cuales transportan grandes toneladas. Al ser la configuración más compleja encarece y aumenta en peso del vehículo.

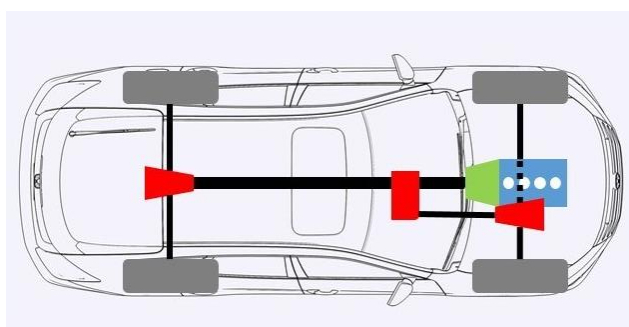


Imagen 4. motor delantero y tracción total

5.2 EMBRAGUE

El embrague se trata de un elemento mecánico que tiene la función de transmitir el par generado por el motor en el cigüeñal a la caja de cambios. Tiene la capacidad acoplar y desacoplar estos dos elementos mencionados a la voluntad del conductor. Esto será necesario para evitar realizar cambios de marcha y arrancadas con golpes bruscos, transmitiendo el giro de forma progresiva y suave. Para ello es indispensable que la unión en el acoplamiento sea rígida.

5.2.1 Tipos de embrague

En el mercado existe una gran variedad de tipos de embrague, los cuales estarán clasificados por se introduce la fuerza que separa y une los ejes en los que se encuentra el embrague y por el método mediante el cual se transmite el par torsor entre los ejes. Los tipos de embrague más reseñables serán embragues mecánicos, hidráulicos y electromagnéticos.

5.2.1.1 Embragues mecánicos

Es el embrague más utilizado en el sector de la automoción, y será el utilizado también para este proyecto. Su principio se basa en el traspaso del par a través de la fricción de dos superficies que llegan a girar solidariamente. Al principio los dos ejes se encuentran girando a velocidades muy diferentes y entonces es cuando las dos superficies entran en contacto deslizando una sobre otra debido a la diferencia de velocidad angular. Entonces es cuando la fricción entre el disco de fricción y el plato de presión iguala esta velocidad y actúan como un único eje.

Estos embragues pueden ser de disco, cónico o centrífugos. Cabe destacar que los embragues cónicos y de disco son similares variando únicamente su forma, sin embargo, el embrague centrífugo tiene un método de actuación diferente el cual se explicara más adelante.



Imagen 5. desmontaje de un embrague

Los embragues estarán compuestos por los siguientes conjuntos:

Plato de presión:

Es el elemento que está unido a la carcasa, el cual ejerce presión sobre el disco mediante el diafragma. Se trata de una corona circular generalmente fabricada de acero. Por otro lado, el diafragma es el encargado de transmitir la carga a este para mediante el accionamiento de un cojinete para que este ejerza la presión sobre el forro del disco.

Disco de embrague:

Este disco estará conectado al eje primario de la caja de cambios, por tanto, su función es la de transmitir el par sobre este eje. Estará recubierto con un material de fricción el cual es muy resistente al calor y al desgaste generado por la fricción. Mediante esta fricción deberá quedar girando solidariamente al volante de inercia.

Cojinete del embrague:

Es el elemento encargado de accionar el plato de presión. Se encuentra sobre el eje primario de la caja de cambios y este recibirá carga del pedal del embrague deslizando así sobre el eje y presionado el plato.

Carcasa:

Se trata del elemento unido al volante de inercia el cual sirve al mismo tiempo de recubrimiento del resto de componentes.

Embrague centrífugo

Se trata de un embrague que a pesar de que su método de trabajo se basa en la fricción de superficies, difiere en varios aspectos con los anteriores.



Imagen 6. embrague centrífugo

Las fuerzas necesarias para unir las superficies que entran en contacto se genera con el giro del eje sobre el que va montado. La fuerza centrífuga generada por ese giro hace desplazar radialmente unas masas excéntricas que están unidas a este eje mediante resortes, equilibrando así las fuerzas. Por tanto, se trata de un mecanismo que a mayor velocidad de giro más se acercaran dichas masas a la otra superficie.

Se podría considerar este tipo de embrague como un embrague automático el cual cuando alcanza una velocidad específica, la cual se puede establecer previamente, este se acopla. Al mismo tiempo cuando la velocidad es inferior se producirá el efecto contrario y este quedará desembragado.

5.2.1.2 Embrague hidráulico

El embrague hidráulico funciona como un embrague automático, transmitirá el giro a partir de una velocidad especificada. El motor también será capaz de girar en vacío y transmitir el par motor cuando se acelera.

La energía se transmite mediante una bomba centrífuga conectada a una turbina, siendo en la mayoría de los casos aceite mineral el líquido utilizado para dicha labor.

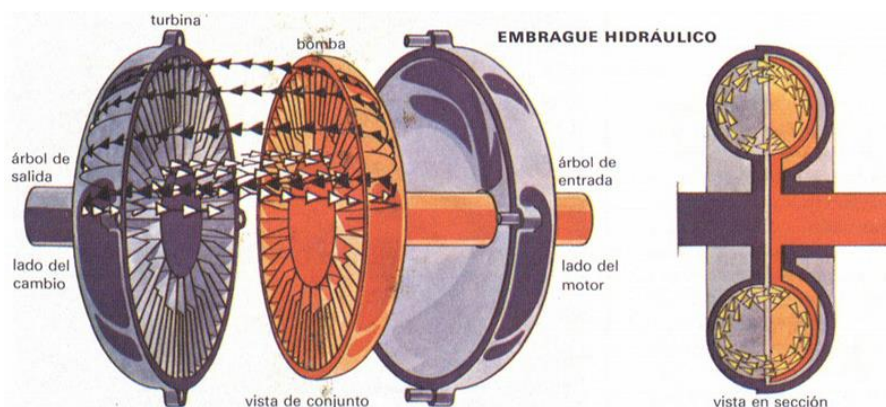


Imagen 7. embrague hidráulico

El embrague está compuesto por dos coronas giratorias provistas con una cantidad de alabes. Cuando el motor gira la corona que va unida a la salida del motor hará la función de bomba centrífuga haciendo girar el aceite y creando un remolino. Esta energía creada por el remolino de aceite generará movimiento en la otra corona, unida a la caja de cambios, golpeando los alabes haciendo por tanto la función de turbina. Por tanto, este movimiento de giro en la corona con función de turbina se transmitirá finalmente a la caja de cambios. Cabe destacar que cuando el motor está al ralentí la energía cinética será muy pequeña siendo incapaz de mover los alabes de la turbina hasta que produzca un aceleramiento que aumente la energía cinética que produce el remolino.

5.2.1.3 Embrague electromagnético

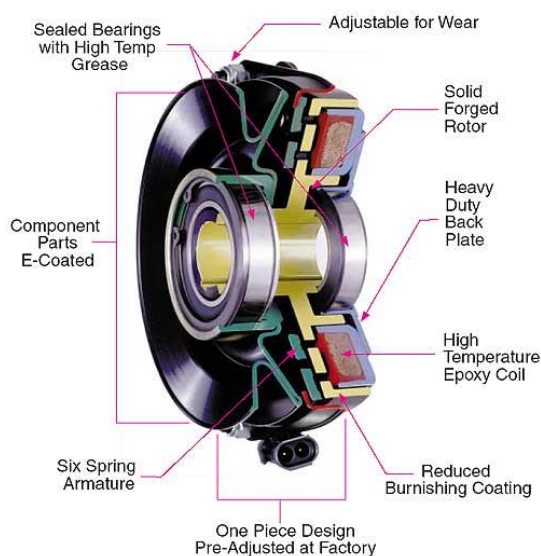


Imagen 8. embrague electromagnético

Sobre la salida del motor ira montada una corona de acero la cual tiene una bobina. A través de esta bobina pasara una corriente eléctrica generando un campo magnético alrededor del embrague. Dentro del espacio sobrante de dicha corona se colocan placas de acero y se rellena con polvo magnético, el cual se aglomerará por el campo magnético generado por la bobina. Este polvo aglomerado une el disco y la corona haciendo que giren solidariamente.

El proceso de embragado necesita un tiempo para completarse por lo que genera un acople progresivo, sin embargo, estos embraguen tienen un coste muy elevado y resultan poco viables para vehículos.

5.2.2 Características del material de un embrague

El buen funcionamiento de un embrague depende en gran medida del material con el que es construido este. Este influye directamente en el rozamiento entre las superficies a acoplar lo que al mismo tiempo influye en la transferencia del giro. Las propiedades a cumplir han de ser:

- No perder propiedades debido a las altas temperaturas generadas por la fricción.
- Alta resiliencia
- Buen comportamiento ante la fricción sin desgastarse
- Buen comportamiento ante las condiciones ambientales
- Deseabilidad del calor

5.3 CAJA DE CAMBIOS

La caja de cambios se encarga de obtener el par motor deseado para cada instante. En la arrancada debe ser capaz de obtener el par motor suficiente para poner en movimiento el vehículo desde un estado estático. Por otro lado, estando en movimiento deberá lograr que las ruedas motrices tengan un par capaz de vencer las resistencias que se oponen al movimiento; resistencia del aire, por inercia, de la pendiente y por rodadura, por ejemplo.

Esta estará situada a continuación del embrague, por lo que no variará en ningún momento la potencia del motor, solo variará el par en función de la situación.

Las resistencias anteriormente nombradas generan una resistencia total la cual es la que tiene que vencer el vehículo, las cuales se describen a continuación:

- Resistencia del aire: es la resistencia aerodinámica, la resistencia que genera el aire cuando el vehículo avanza. Tomando como constantes las propiedades del aire, esta dependerá de la superficie expuesta y la velocidad del auto.
- Resistencia por inercia: cuando se varía la velocidad de movimiento se genera esta resistencia.
- Resistencia de la pendiente: se le llama a la resistencia que ofrece la inclinación de la carretera. En esta resistencia entran en juego el peso del vehículo y la inclinación de la pendiente.
- Resistencia por rodadura: es la resistencia que tiene el asfalto con el neumático. Variara en función del tipo de asfalto y de neumático y la presión de este.

Las cajas de cambios se pueden dividir en dos tipos: cajas de cambios manuales y cajas de cambios automáticas.

5.3.1 Caja de cambios manual

En esta caja de cambios el conductor selecciona la marcha deseada mediante un actuador mecánico. Cada marcha estará formada por un par de engranajes, salvo la marcha atrás que además tiene un piñón loco para lograr el sentido de giro opuesto, mediante los cuales se consigue obtener un número de revoluciones por minuto en el motor razonable para cada instante. Esto se consigue mediante la relación existente entre los nombrado pares de engranajes.



Imagen 9. caja de cambios

Las cajas de cambios manuales pueden tener dos diseños principalmente; las cajas con toma directa y las cajas con toma constante, también conocidas como cajas de dos ejes y de tres ejes respectivamente:

5.3.1.1 Caja de cambios con toma directa

Estas cajas solo tienen dos ejes, el primario y el secundario. El eje primario ira conectado directamente al embrague, por tanto, recibirá el par directamente del motor. Este eje transmitirá mediante los engranajes el par al eje secundario, el cual generalmente está conectado directamente con el diferencial. Esto se debe a que este tipo de caja es la más utilizada para vehículos con tracción delantera.

Este tipo de cajas de cambios deberán ser capaces de soportar cargas mayores sobre sus engranajes debido a que solo tienen dos ejes y el par motor actúa directamente sobre el eje primario. Por otro lado, este diseño tiene un tamaño menor y el diseño de la caja es más compacto reduciendo también el peso.

La selección de la marcha se lleva a cabo mediante sincronizadores, estos se acoplan a las ruedas locas haciendo girar a esta solidariamente al eje.

5.3.1.2 Caja de cambios con toma constante

Esta configuración es más habitual en los automóviles de motor delantero y propulsión trasera. Posee tres ejes, por lo cual las cargas sobre el eje secundario serán menores que en las de dos ejes. El par llega al eje primario desde el motor, este eje tendrá un engranaje fijo el cual conectará con su pareja en el eje intermediario. Este par de engranajes se le denomina toma constante y su labor principalmente es la de desmultiplicar el par procedente del motor, logrando así menores esfuerzos y engranajes menos voluminosos. El eje intermediario tendrá como labor transmitir el par al eje secundario mediante los engranajes de cada marcha. Al igual que en la caja de dos ejes, los engranajes locos del eje secundario se acoplarán al eje mediante sincronizadores recibiendo el par del eje intermediario y transmitiéndolo al eje secundario.

Cabe destacar que suele ser habitual la existencia de una marcha denominada directa. Esta marcha es el acoplamiento del eje primario y secundario, transmitiendo así directamente el par recibido por el motor al eje de salida. Con esto se logra una relación de transmisión exacta de 1:1.

Elementos presentes en la caja de cambios manual

- Rodamientos: son los elementos encargados de la rotación de los ejes y engranajes. Deberán ser capaces de soportar tanto cargas radiales como axiales según la circunstancia. Los más habituales son los rodamientos de bolas, de rodillos, de rodillos cónicos y de agujas
- Engranajes: es el elemento fundamental de la caja de cambios. Su función es la de proporcionar una relación de transmisión. Salvo en los engranajes presentes en la marcha atrás, todos los engranajes son de dientes

helicoidales. Este tipo de engranajes son menos ruidosos y presentan menor desgaste en el tiempo que los de dientes rectos. Por otro lado, los engranajes de marcha atrás serán de dientes rectos. Esto se debe a que son los menos utilizados y además no se utilizaran nunca en movimiento.

- Sincronizadores: como se ha mencionado anteriormente, un engranaje de cada marcha gira loco. Los sincronizadores son los encargados de acoplar este engranaje con el eje secundario. Se encuentran normalmente entre dos engranajes sobre un estriado del eje.

5.3.2 Caja de cambios automática

La caja de cambios automática es capaz de cambiar de relación de transmisión automáticamente mientras el vehículo está en movimiento. En función de la velocidad en la que gira el motor y la velocidad a la que se mueve el vehículo un mecanismo electrohidráulico selecciona la relación adecuada. De este modo el conductor no tiene que interferir en el cambio de marchas, ocupándose solamente del pedal del acelerador y freno.

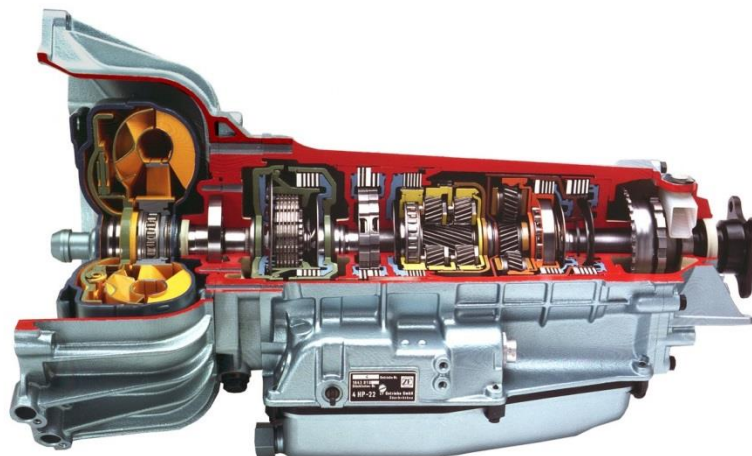


Imagen 10. caja de cambios automática

A diferencia que las cajas manuales que tienen engranajes helicoidales y alguno recto, las automáticas tendrán un tren epicicoidal encargado de las relaciones de transmisión.

5.3.3 Eje de transmisión

El eje de transmisión es el elemento encargado de transmitir la potencia al diferencial. Cuando el vehículo tiene una disposición de motor delantero, pero con propulsión trasera, el eje de transmisión, mediante juntas cardan, transmite el par motor desde la caja de cambios hasta el diferencial que se encuentra entre las dos ruedas traseras. Debido a la largura de este eje y los esfuerzos cortantes

debidos a la torsión que sufre, el diseño y los materiales de este eje deben ser los adecuados.

5.3.4 Juntas cardan

Las ruedas traseras se encuentran sobre un sistema de suspensión que las somete a continuos movimientos de vaivén. El eje de transmisión no puede generar una rígida entre el diferencial y la caja de cambios, sino con los movimientos explicados de la suspensión este se deformaría. Para ello se emplean las juntas cardan, creando una unión entre dos ejes y permitiendo desplazamientos angulares.



Imagen 11. junta cardan

Las uniones cardan están formadas por dos horquillas unidas por un cruzeta intermedia.

5.3.5 Diferencial

El diferencial es un elemento capaz de hacer girar a distinta velocidad las ruedas que se encuentran sobre un mismo eje. Mediante un sistema de engranajes compuesto por un piñón, una corona y los satélites y planetarios regula la velocidad a la que gira cada rueda motriz.

Primero el piñón de entrada recibe el giro de la caja de cambios o del eje de transmisión. Este lo transmite a una corona que tiene unidos los satélites. Estos satélites en función del giro que necesite cada rueda transmitirán el par correspondiente a cada planetario. Finalmente, los planetarios conectados a los palieres transmiten el giro a las ruedas.

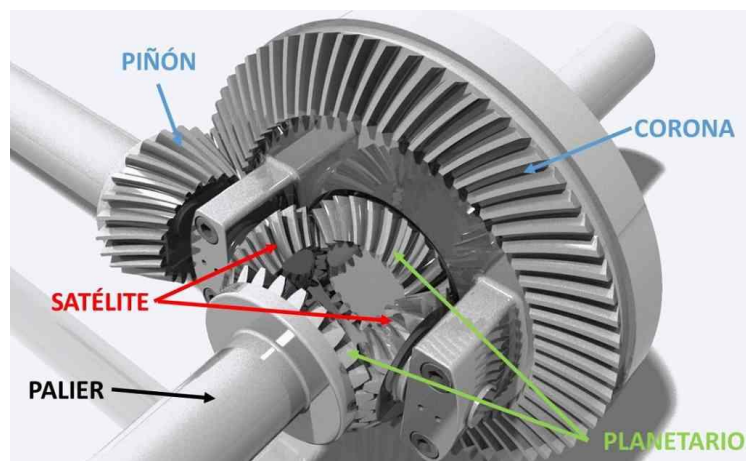


Imagen 12. engranajes de un diferencial

Hay distintos métodos de funcionamiento y tipos de diferencial, los más empleados son los diferenciales convencionales y varios tipos de diferenciales autoblocantes.

5.3.5.1 Diferencial convencional

Este diferencial tendrá el funcionamiento explicado anteriormente. Está compuesto por engranajes cónicos y habitualmente llevan montados 1 o 2 satélites.

Cuando el vehículo circula en línea recta los planetarios girarán a la misma velocidad, girando las ruedas a la misma velocidad también. Sin embargo, cuando el vehículo toma una curva, la rueda exterior girará más puesto que el diferencial estará transmitiendo más giro a esta.

5.3.5.2 Diferencial autoblocante

Los diferenciales convencionales tienen el problema de que cuando una rueda supera la adherencia con el suelo o queda en el aire el diferencial transmitirá todo el par a esa rueda. En consecuencia, la rueda capaz de traccionar el vehículo no recibirá par, dejando al coche sin posibilidad de avance o perdiendo la estabilidad durante el movimiento.

Como consecuencia al problema antes presentado en los diferenciales convencionales se creó el diferencial autoblocante. Este diferencial tiene el mismo método de funcionamiento que el convencional cuando el vehículo toma una curva, sin embargo, cuando se da la situación de que todo el par es enviado a una rueda porque esta patina o queda al aire, este la bloquea. De este modo se envía toda la fuerza sobre la otra rueda evitando perder la tracción y evitar que el vehículo gire sobre sí mismo.

5.3.5.2.1 Diferencial de deslizamiento limitado

Se diferencian dos tipos de diferenciales de deslizamiento limitado:

- Diferencial autoblocante mecánico:

Este tipo de diferenciales se emplea en su gran mayoría en vehículos de competición de alta potencia con tracción trasera. Este tipo de coches son pueden perder adherencia durante los aceleraciones fuertes y gracias a este embrague se bloquea parcialmente la rueda logrando mantener la estabilidad.

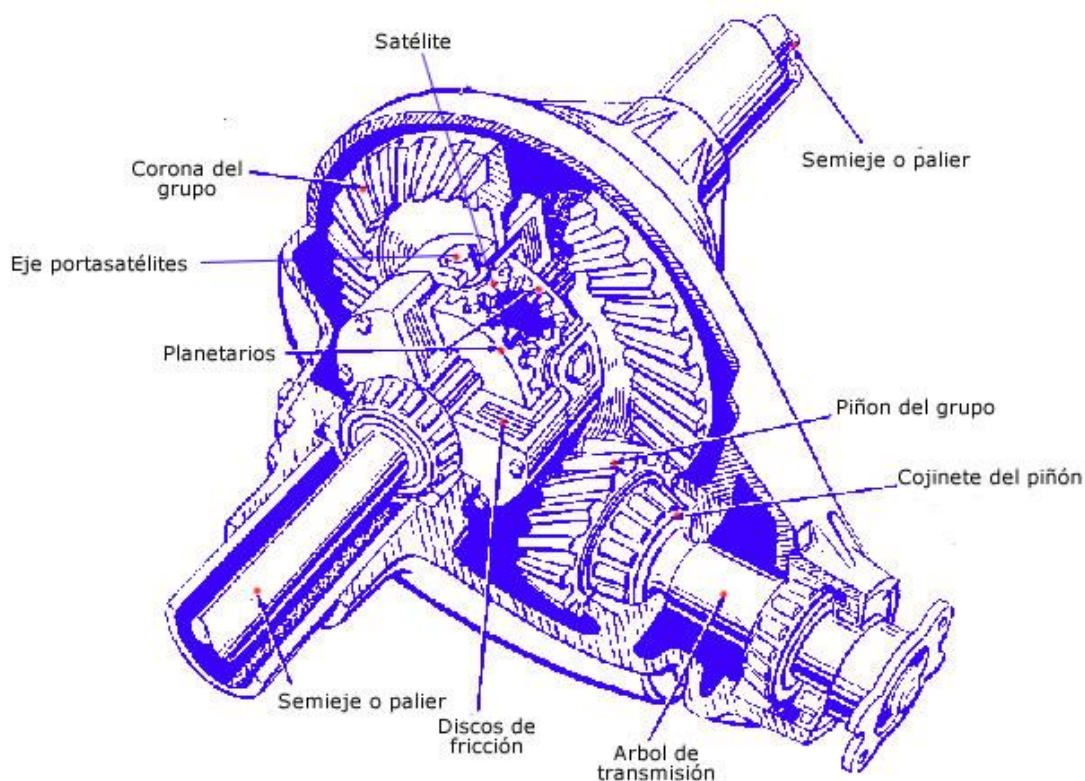


Imagen 13. Diferencial autoblocante mecánico

A cada lado de los satélites se encuentra un embrague compuesto por varios discos de fricción los cuales son los encargados del enclavamiento de la rueda cuando es necesario.

- Diferencial autoblocante viscoso o Ferguson:

En este caso los palieres irán unidos a dos series de discos que van dentro de una carcasa hermética la cual va sobre el eje de transmisión. Dentro de dicha carcasa se halla un fluido de alta viscosidad que cuando uno de los juegos de discos empieza a girar más que el otro arrastrará el otro juego, haciendo girar así el otro semieje. Por otro lado, cuando el vehículo circula en línea recta estos discos girarán libremente. Un inconveniente a mencionar es que cuando se

produce el arrastre de un disco mediante el fluido este tiene a calentarse perdiendo así viscosidad.

5.3.5.3 Diferencial Torsen

Este diferencial a diferencia de los anteriores autoblocantes, no se bloquea cuando se envían demasiadas revoluciones a una rueda, si no que distribuye el giro en función de la resistencia que oponga cada rueda. De este modo se logra enviar solo lo que la rueda es capaz de girar sobre el suelo y enviando lo restante a la otra.

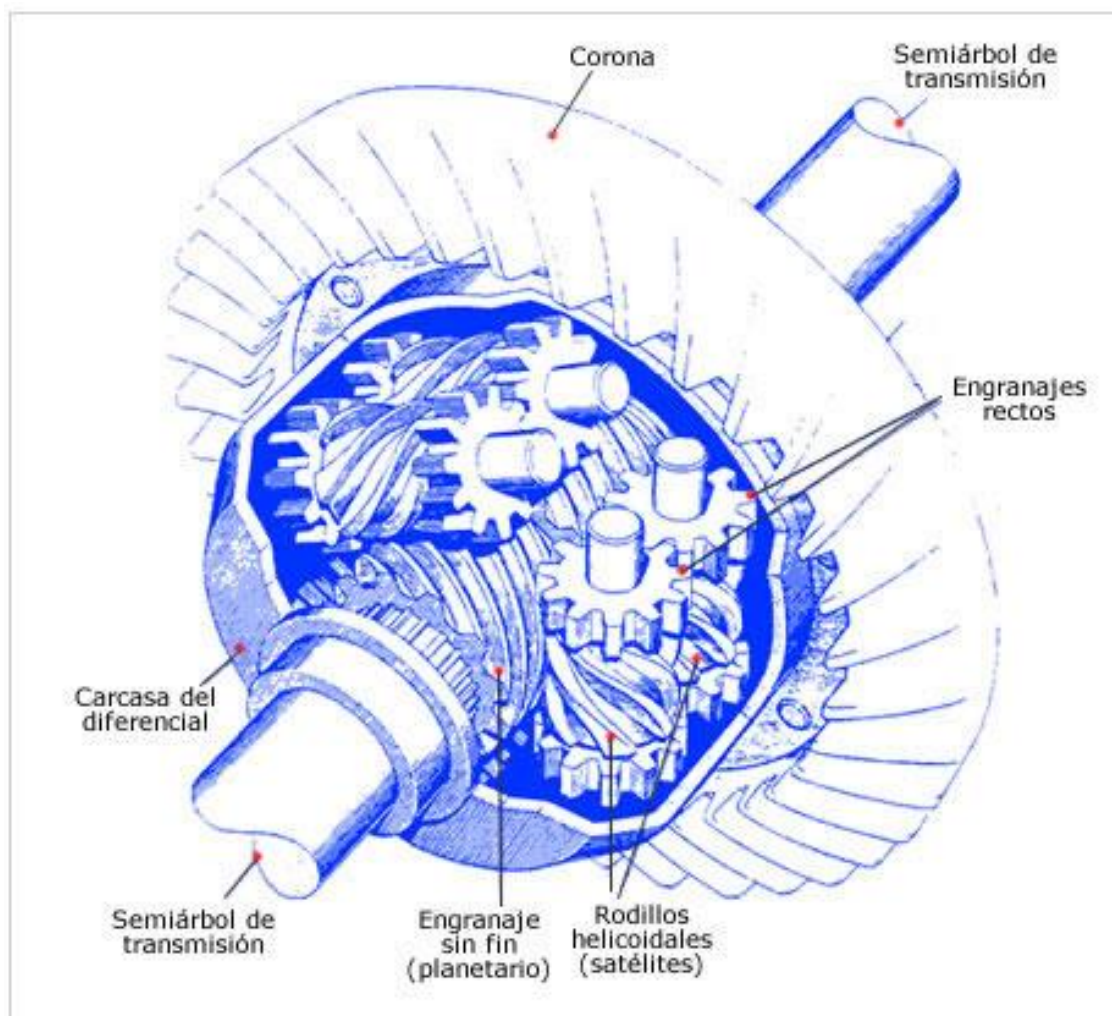


Imagen 14. vista en corte de un diferencial Torsen

Tomando como ejemplo un diferencial convencional, este diferencial contara con dos tornillos sin fin a modo de planetarios unidos a los palieres. Los satélites que engranan con estos tornillos serán sustituidos por tres pares de engranajes helicoidales que engranan a su pareja mediante dos engranajes de dientes rectos a cada uno de sus extremos. Las ruedas helicoidales giran sobre su propio eje frenándose y acelerándose la una con la otra haciendo girar los semiejes a diferentes velocidades. Finalmente, como los engranajes helicoidales

van engranados dos a dos, cuando hay deslizamiento la otra rueda se opondrá a que el otro planetario gire.

6 SOLUCION ADOPTADA

Una vez realizada la descripción de todos los componentes mecánicos que toman parte en la transmisión de un automóvil se procede a hacer de los elementos que serán utilizados para este proyecto.

6.1 CONFIGURACIÓN DE LA TRANSMISIÓN

Se tratará de un vehículo de motor delantero con propulsión trasera. Pese a no tener una cilindrada particularmente alta y ser capaz de generar una potencia considerablemente elevada, el automóvil tiene un diseño de fábrica con esta configuración. A la hora de realizarse el proyecto se ha considerado mantener dicha configuración.

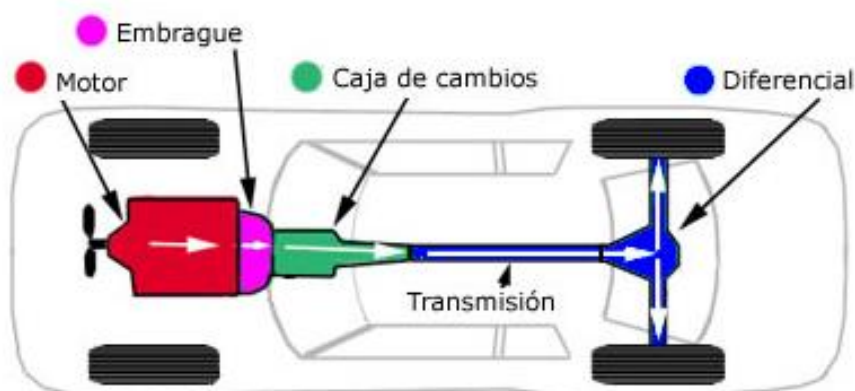


Imagen 15. esquema motor delantero tracción trasera

6.2 EMBRAGUE

Para la elección del embrague se ha decantado por un embrague de disco de fricción. Gracias a la versatilidad y simplicidad que tiene es el más empleado dentro de la industria de la automoción.

El embrague se utiliza para acoplar y desacoplar dos ejes que estén en contacto. Cuando se encuentran acoplados se dice que se encuentran embragados y entonces se transmite par a la caja de cambios. Por otro lado, cuando están desacoplados se dice que se encuentran desembragados y a su vez el par no llega a la caja de cambios.

Para accionar el embrague el conductor deberá pisar el pedal del embrague quedando este en el estado desembragado. Este momento es el que se utiliza

para hacer el cambio de marcha en la caja de cambios ya que esta no estará recibiendo par. Entonces de suelta el pedal suavemente por lo que los ejes irán acoplándose poco a poco progresivamente.

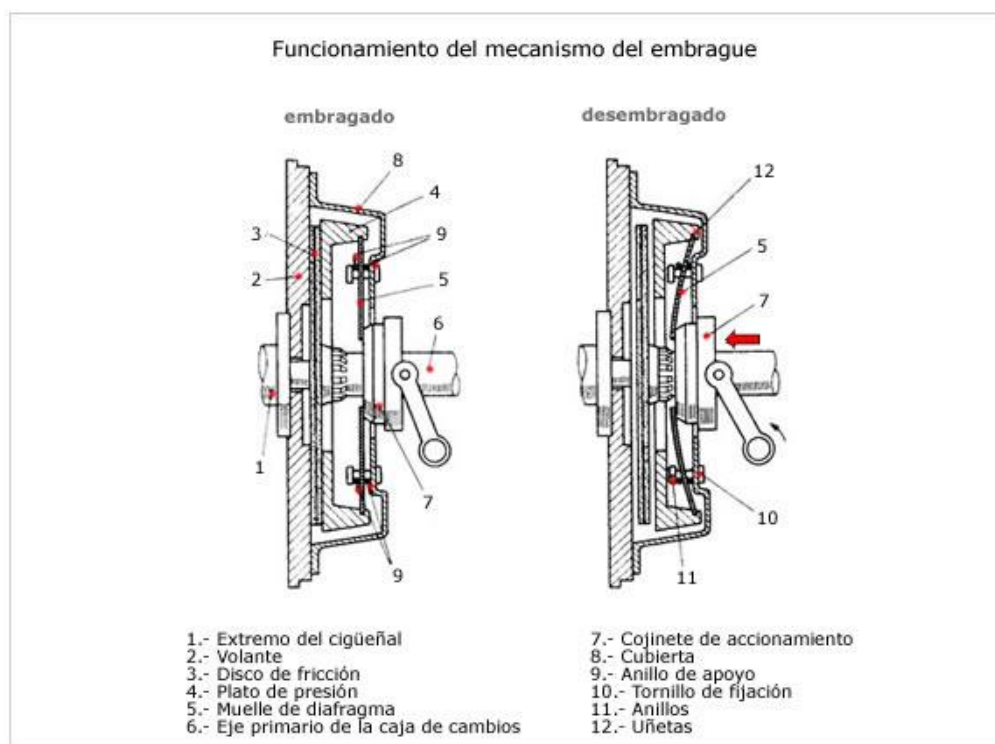


Imagen 16. mecanismo de un embrague

Las dimensiones y características para este embrague han sido calculadas en el Documento 3: Anexo de cálculos apartado 3. Dimensionamiento del embrague.

Los datos obtenidos han sido el radio exterior, el radio interior, la presión y fuerza axial y par de rozamiento capaz de soportar el embrague.

Radio exterior	9,948 cm
Radio interior	6,964 cm
Presión	1,68 kg/cm ²
Fuerza axial	313,36 kg
Par de rozamiento	207,95 Nm

Tabla 3. capacidades del embrague

Una vez que todos están todos los datos calculados se elige el embrague más apto de un catálogo comercial. En este caso del catálogo comercial de la casa SACHS.



MERCEDES-BENZ

C-KLASSE (W202)		03.93 - 05.00				
C 180 (202.018), 90 kW	03.93-05.00	M111.920	3000 705 001	Getr. Nr. / GBox No.: ->717.416.6.410204 für Motoren ohne Zweimassenschwungrad / for engines without dual-mass flywheel	(224)	215 26
			3000 705 102	Getr. Nr. / GBox No.: 717.416.6.410205-> für Motoren ohne Zweimassenschwungrad / for engines without dual-mass flywheel	(224)	215 26
			3000 317 001	->Mot. 027960 für Motoren mit Zweimassenschwungrad / for engines with dual-mass flywheel Fahrzeug kann mit unterschiedlichen Kupplungsgrößen ausgerüstet sein / vehicle can be mounted with different clutch sizes	(223) (44)	228 26
			3000 773 001	->Mot. 154485 für Motoren mit Zweimassenschwungrad / for engines with dual-mass flywheel Fahrzeug kann mit unterschiedlichen Kupplungsgrößen ausgerüstet sein / vehicle can be mounted with different clutch sizes	(223) (44)	220 26
			3000 824 101	Mot. 154486-> für Motoren mit Zweimassenschwungrad / for engines with dual-mass flywheel	(223)	215 26

Imagen 17. catalogo SACHS

A la salida del embrague se encuentra el eje primario. Para que este eje sea capaz de transmitir todo el par que se le exige se le realizara un estriado según la norma DIN5480. Dado que el diámetro es de 20 milímetros como se demuestra más adelante se obtiene que este estriado tenga 8 dientes. Con todos los datos ya conocidos se calcula que la longitud mínima del estriado será de 6,11 milímetros, sin embargo, se realizará de 7 milímetros para estandarizar la medida y aumentar la seguridad al mismo tiempo.

6.3 CAJA DE CAMBIOS

Para este proyecto se ha seleccionado una caja de cambios de 5 velocidades hacia delante y una para la marcha atrás. Esta compuesta por 3 ejes rectos, por tanto, entre el eje primario y el eje secundario se encontrará la toma constante. Esta tendrá una relación de 2:1, por lo que la caja de cambios necesitará engranajes más pequeños, reduciendo el tamaño de la caja.

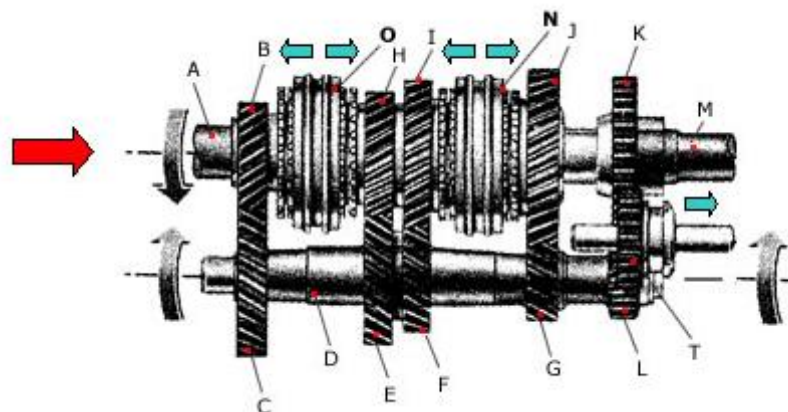


imagen 18. funcionamiento de una caja de cambios

La caja de cambios es la encargada de variar el par que llega desde el motor. Mediante la relación de cada par de engranajes se logra aumentar o disminuir el par que llega al diferencial. En el caso de esta caja de cambios la 5ª marcha será la única que disminuya el par total y la 4ª lo mantendrá igual.

El vehículo deberá ser capaz de vencer las resistencias externas que se oponen a su movimiento. En el Documento 3: Anexo de cálculos apartado 2. Dinámica del vehículo se comprobará que es calcularan estas resistencias:

- Resistencia por rodadura
- Resistencia de la pendiente
- Resistencia por inercia
- Resistencia del aire

Para asegurarse que el coche es capaz de vencer todas estas resistencias se realizara una comprobación para la 1ª y 5ª marcha. En el caso de la primera marcha se comprobará si es capaz de superar una pendiente máxima a plena carga. La resistencia aerodinámica se desprecia debido a que el auto circulara a una velocidad inferior a los 80 km/h. Para la sexta marcha se despreciará la resistencia de la pendiente y la resistencia por inercia. Esto se debe a que en esta situación no se encontraran grandes pendientes ni el coche será capaz de dar grandes acelerones.

En el Documento 3: Anexo de cálculos apartado 4.2 Comprobación de la 1ª y 5ª marcha se demuestra como el vehículo es capaz de vencer dichas resistencias.

6.3.1 Engranajes

Esta caja de cambios estará formada por engranajes helicoidales salvo 3 engranajes rectos que conforman la marcha atrás. En el eje primario habrá un

engranaje helicoidal unido por una chaveta al eje, el engranaje más pequeño de la toma constante. En el eje intermediario se encontrará el otro engranaje de la toma constante y los engranajes helicoidales, unidos al eje por chavetas, correspondientes a la 1ª, 2ª, 3ª, 5ª y a la marcha atrás, siendo este último recto. Sobre el eje secundario se hallarán los engranajes de la 1ª, 2ª, 3ª, 5ª y la marcha atrás, Siendo todos helicoidales salvo el de la marcha atrás. Estos se encontrarán girando locos sobre el eje mediante unos rodamientos de aguja. Finalmente, en un eje aparte se encuentra el piñón loco de dientes rectos de la marcha atrás, girando loco también sobre un rodamiento de agujas.



Imagen 19. engranaje helicoidal

El primer paso a la hora de dimensionar los engranajes es calcular el número de dientes que tendrá cada uno de ellos. Para esto será necesario conocer las relaciones de transmisión que ofrece el fabricante (tabla 2).

En el Documento 3: Anexo de cálculos apartado 4.3 Número de dientes en cada engranaje se muestra el cálculo mediante el cual se obtienen los siguientes datos.

Relación de transmisión total de la caja teórica	Relación de transmisión de engranajes real	Numero de dientes en los engranajes	Relación de transmisión total de la caja real
$r_{c1} = 3,91:1$	$r'_{c1} = 1,933:1$	$Z_1 = 15$ $Z'_1 = 29$	$r_{c1} = 3,866:1$
$r_{c2} = 2,17:1$	$r'_{c2} = 1,095:1$	$Z_2 = 21$ $Z'_2 = 23$	$r_{c2} = 2,19:1$
$r_{c3} = 1,37:1$	$r'_{c3} = 0,68:1$	$Z_3 = 25$ $Z'_3 = 17$	$r_{c3} = 1,36:1$
$r_{c4} = 1,00:1$	$r'_{c4} = 1,00:1$	-	$r_{c4} = 1,00:1$
$r_{c5} = 0,81:1$	$r'_{c5} = 0,4:1$	$Z_5 = 30$ $Z'_5 = 12$	$r_{c5} = 0,8:1$
$r_{ctc} = 0,5:1$	$r'_{ctc} = 0,5:1$	$Z_5 = 28$ $Z'_5 = 14$	$r_{ctc} = 0,5:1$

Tabla 4. relaciones y nº de dientes de los engranajes

Cabe destacar que las relaciones del fabricante y las obtenidas varían levemente. Además, los pares de engranajes como tal no deberán tener esa relación puesto que la toma constante ya aplica una multiplicación del par de 2:1.

Puesto que se tratan de engranajes con dientes helicoidales será necesario obtener el ángulo β de dichos dientes:

β_{a1}	β_{a2}	β_{a3}	β_{a5}	β_{atc}
15,25°	15,25°	18,21°	18,21°	18,21°

Tabla 5. β_a de cada rueda

Todos los engranajes tendrán el mismo módulo, por tanto, se ha realizado el cálculo del módulo mínimo para cada rueda y se ha utilizado el más restrictivo.

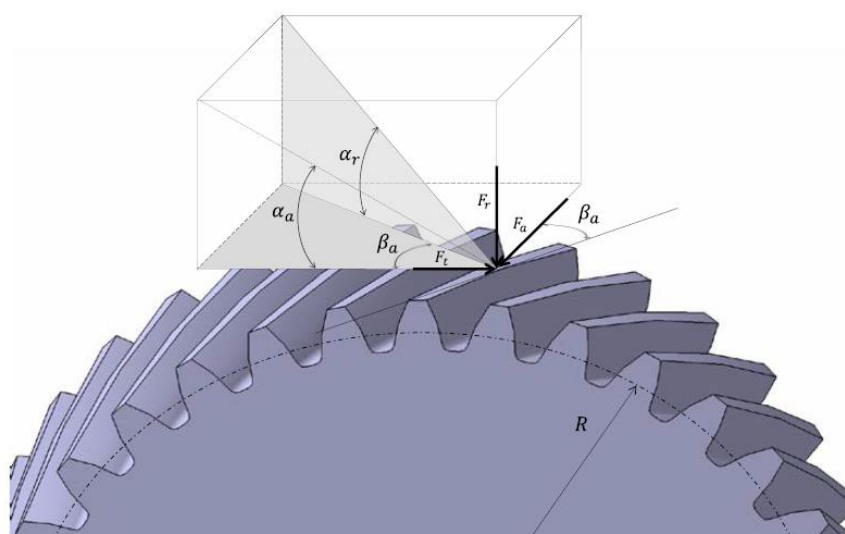


Imagen 20. ángulos presentes en los dientes

Para realizar este cálculo primeramente se determino que los engranajes estarán fabricados de acero aleado, cementado y templado con una resistencia de $K_{adm}=80 \text{ kg/cm}^2$.

Se estima que durante la vida de un vehículo este circulara a una media de 60 Km/h durante 5000 horas, unos 300000 Km. Las marchas de la caja de cambios no trabajan durante el mismo tiempo a lo largo de la vida del vehículo, por lo que en la tabla 6 se muestra aproximadamente las horas de trabajo que tendrá cada marcha.

Marcha atrás	100 horas
1ª marcha	300 horas
2ª marcha	500 horas
3ª marcha	1400 horas
4ª marcha	1450 horas
5ª marcha	1250 horas

Tabla 6. horas de uso aproximadas de cada marcha

El módulo más restrictivo se encuentra en la rueda pequeña de la toma constante. Esta necesitara un mínimo de 4,32 milímetros, con esta medida se entra en la tabla 7 para seleccionar el módulo y la serie más conveniente.

serie		
I	II	III
1	1.125	3.25
1.25	1.375	3.75
1.5	1.75	6.5
2	2.25	
2.5	2.75	
3	3.5	
4	4.5	
5	5.5	
6	7	

Tabla 7. series de módulos

Se utilizará un módulo de 4,5 mm perteneciente a la serie II para todos los engranajes que formen parte de la caja de cambios.

Finalmente se obtiene el radio primitivo y ancho de los engranajes en el Documento 3: Anexo de cálculos apartado 4.8 Dimensionamiento de los engranajes.

6.3.2 Ejes

El dimensionamiento de los ejes se hará mediante el código ASME. Para estos será necesario calcular los momentos que generan las fuerzas sobre los dientes de los engranajes. Como el eje tendrá un diámetro constante se seleccionará del catálogo comercial INA un eje con el diámetro adecuado para la sección más crítica de todo el eje.

Los ejes que se van a dimensionar serán el eje primario, intermedio, secundario y el del piñón loco de la marcha atrás.

En el Documento 3: Anexo de cálculos apartado 4.11 Cálculo de los ejes se demuestran todas las medidas que se muestran a continuación.

Eje primario

Este eje llevara un estriado de 8 dientes para para unirlo al embrague calculado con la norma DIN 5480. Este eje será el encargado de transmitir el par desde el motor a la caja de cambios. Mediante el engranaje de este eje, el piñón de la toma constante, se transmitirá el par al eje intermediario con una relación de 2:1.

Se ha obtenido que el eje necesita un diámetro mínimo de 16,7 milímetros por lo que se optara por un eje de comercial de 20 milímetros. Al mismo tiempo este tendrá una longitud de 150 milímetros. A cada extremo del eje se encontrará un rodamiento de rodillos cónicos encargados del giro del eje.

El material empleado para la fabricación de estos ejes es un acero mejorado 34CR4 el cual tiene un límite de fluencia de 100 kg/mm². Este tendrá una gran resistencia y la tenacidad suficiente para los requerimientos del eje.

Eje intermediario

Sobre este eje se encuentran de las marchas 1^a,2^a,3^a,5^a, marcha atrás y la corona de la toma constante. Todos estos engranajes se encuentran unidos al eje mediante chavetas capaces de soportar los esfuerzos a los que se las somete.

El diámetro mínimo necesario en la sección más crítica del eje será de 27,99 milímetros. Por tanto, para este eje se selecciona un eje comercial de 30 milímetros del mismo material que el primario, acero mejorado 34CR4. La largura de este eje será 500 milímetros dejando un espacio entre engranajes de 60 y 100 milímetros de manera alterna.

Este eje contara con unos rodamientos como apoyo entre la toma constante y la tercera marcha y en el extremo contrario.

Eje secundario

Este eje tendrá como objetivo enviar el par final deseado hasta el diferencial. Contará con un engranaje para cada marcha salvo para la 4ª que esta se consigue mediante el acoplamiento de este eje con el primario. Estos engranajes giraran locos sobre rodamientos de agujas, por tanto, para acoplar estos al eje se disponen unos sincronizadores entre cada dos engranajes. Estos sincronizadores irán unidos al eje mediante un estriado el cual se calcula en el Documento 3: Anexo de cálculos apartado 4.13 Cálculo de los sincronizadores. Por tanto, en las zonas donde se sitúen estos habrá un nervado de 18 dientes. En el extremo de salida también se encontrará un estriado igual al anterior para la unión del eje con la junta cardan.

Este eje necesitara un diámetro mínimo de 27,71 milímetros en su zona más crítica. El eje que se utilizará será el mismo eje comercial de 30 milímetros de diámetro del eje primario ya que este tendrá también una longitud de 30 milímetros.

Este eje se apoyará sobre dos rodamientos, uno anterior a la salida estriada y el otro en el extremo apuesto del eje

Eje de la marcha atrás

Este eje solo montara un engranaje, el cual es el encargado del cambio del sentido de giro de la marcha atrás. Este ira unido al eje mediante una chaveta. Este tendrá una longitud de 80 milímetros y un diámetro mínimo de 13,86 milímetros. En consecuencia, se empleará un eje comercial de 20 milímetros de diámetro de acero mejorado 34CR4. A cada extremo tendrá montado un rodamiento de rodillos como apoyo.

6.3.3 Eje de transmisión

Este eje es el encargado de transmitir la potencia desde la caja de cambios, que se encuentra en la parte delantera del coche, al diferencial, situado en la parte trasera del mismo. Se trata de un eje hueco unido mediante juntas cardan.

En el Documento 3: Anexo de cálculos apartado 4.15 Cálculo del eje de transmisión se dimensiona este y se comprueba a resistencia y las vibraciones. El eje deberá ser capaz de transmitir el par máximo que sea capaz de generar el coche, que son 657 Nm. En el caso de las vibraciones serán las generadas al máximo de revoluciones que pueda alcanzar el eje. Esta situación se dará en la 5ª marcha alcanzando un máximo de 6790 revoluciones por minuto.

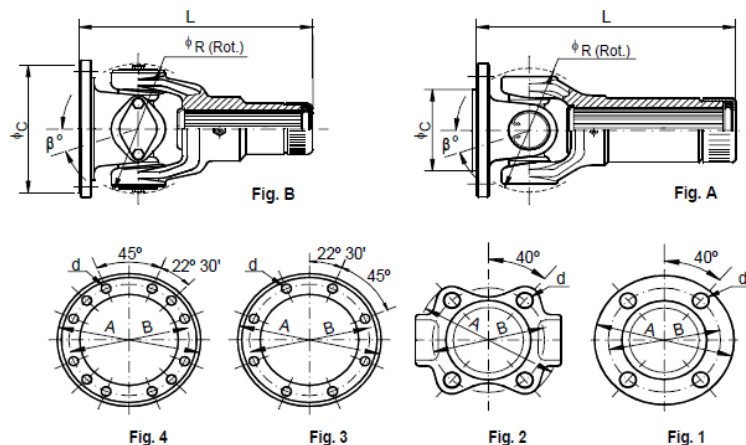
Con los datos obtenidos se ha decidido el eje a utilizar del catálogo comercial de PROTUBSA, será un eje hueco de 44,5 milímetros con un espesor de 3,6 milímetros. El material del eje será un acero E355

Ø Ext.	Esp.	Ø Int.	Kg/Mt.	Tol.Esp.
44,5	2,6	39,3	2,7	± 12,5%
	2,9	38,7	3,0	
	3,2	38,1	3,3	
	3,6	37,3	3,6	
	4,0	36,5	4,0	
	4,5	35,5	4,4	
	5,0	34,5	4,9	
	5,6	33,3	5,4	
	6,3	31,9	5,9	
	7,1	30,3	6,5	
	8,0	28,5	7,2	
	8,8	26,9	7,7	
	10,0	24,5	8,5	
	11,0	22,5	9,1	
	12,5	19,5	9,9	

Tabla 8. diámetros para ejes del catálogo de PROTUBSA

6.3.4 Juntas cardan

Estas juntas harán de unión entre el eje de transmisión y el eje secundario y entre el diferencial y el eje de transmisión. Deberán transmitir un máximo de 6790 rpm y un par máximo de 657 Nm. Irán unidas mediante un nervado y una unión atornillada por el otro lado



SERIE SERIES	REFERENCIA PART NUMBER	Fig	A	B	C	d	L	ϕ R	β° max.
0500	1999-C	A - 1	77,0	60,3	44,4	6,5	136,0	65	18
1.100	2001-C	A - 1	88,0	69,9	57,1	8,2	148,0	76	17
1.300	2003.1-C	A - 1	97,0	79,4	60,3	9,75	181,0	92	17
	10,2								
1.310	2015.1R-C	A - 1	88,0	69,9	57,1	8,2	194,0	97	20
	2015.1-C					9,75	182,0		
	2015-C					10,2			
	2015A-C	A - 2				216,5	30		
	2015R70-C	A - 1				200,0	20		
1.350	2004.3-C	A - 1	97,0	79,4	60,3	10,2	212,0	114	20
	2004-C	A - 2	118,0	95,3	69,9	11,2	197,0		
	2004.2-C					12,2			
	2004A-C	A - 1				11,2	227,0		28

Tabla 9. Catálogo de Servicardan

Se ha seleccionado una junta del catálogo comercial de Servicardan. Esta junta se apolará al eje de transmisión mediante tornillos M10 y mediante un nervado al eje secundario y diferencial. El eje de transmisión deberá ser de 60 milímetros de diámetro.

6.3.5 Sincronizadores

Los sincronizadores son elementos que unen el engranaje que gira loco en el eje secundario con este. Van colocados entre dos engranajes del eje secundario sobre un estriado. Estos tienen un dentado exterior que les permite unirse al engranaje, por otro lado, en el interior también poseen un estriado para acoplarse al nervado del eje. Esta caja tendrá 3 sincronizadores; entre la 3ª y la directa, entre la 2ª y la 1ª y entre la 5ª y la marcha atrás.

Estos están formados por 3 elementos: el aro sincronizador, el cubo sincronizador y el sincronizador. El aro sincronizador mediante su conicidad se acopla a los engranajes como un embrague y tendrá el dentado por el exterior. El cubo sincronizador tendrá dentado tanto interior como exterior, y este es el que acopla el sincronizador con el eje. Finalmente, el sincronizador es el que une el engranaje con el sincronizador y lo acopla al eje.

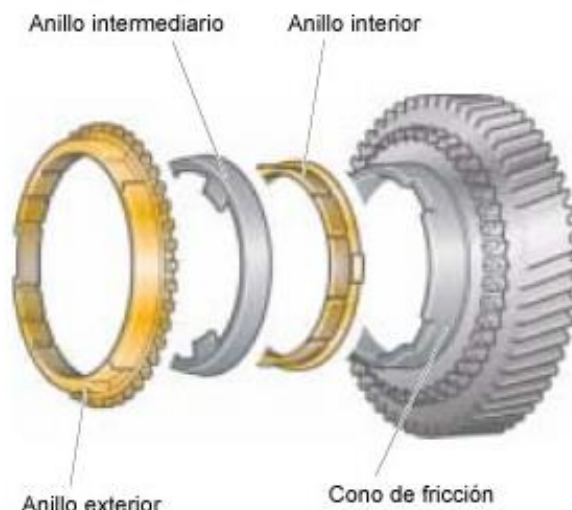


imagen 21. explosionado de un sincronizador

Estos estarán fabricados del mismo material que los engranajes, un acero aleado, cementado y templado.

Primero se calcula la longitud del estriado del eje para que el sincronizador pueda unirse al eje y transmitir el giro. Mediante la tabla 10 se obtiene el número de dientes necesarios. Se conoce el módulo de 1,5 milímetros y el diámetro del eje constante de 30 milímetros.

d_B mm	Number of teeth z for module m													
	0,5	0,6	0,75	0,8	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	4	5	6
6	10	8	6	6										
7	12	10	8	7										
8	14	12	9	8	6									
9	16	13	10	10	7									
10	18	15	12	11	8	6								
11	20	17	13	12	9	7								
12	22	18	14	13	10	8	6							
13	24	20	16	15	11	9	7	6						
14	26	22	17	16	12	10	8	6						
15	28	23	18	17	13	10	8	7	6					
16	30	25	20	18	14	11	9	8	6					
17	32	27	21	20	15	12	10	8	7					
18	34	28	22	21	16	13	10	9	7					
19	36	30	24	22	17	14	11	9						
20	38	32	25	23,24	18	14	12	10	8	6				
21	40	34	26	25	19	15	12	10						
22	42	35	28	26	20	16	13	11	9	7	6			
23	44	37	29	27	22	17	14	12						
24	46	38	30	28	22	18	14	12						
25	48	40	32	30	24	18	15	13	11	8	7			
26	50	42	33	31	24	19	16	13						
27	52	44	34	32	26	20	16	14						
28	54	45	36	34	26	21	17	14	12	10	8			
29	56	47	37	35	28	22	18	15						
30	58	48	38	36	28	22	18	16	13,14	10	8			
31	60	50	40	37	30	23	19	16						
32	62	52	41	38	30	24	20	17	14	11	9	6		

Tabla 10. Numero de dientes según el módulo y diámetro

Se obtiene que el estriado deberá tener 18 dientes. La longitud mínima del estriado se obtiene mediante las siguientes formulas

$$F_u = \frac{T_{max}}{r_{eje}}$$

$$L_t = k \cdot \frac{F_u}{h \cdot z \cdot P}$$

$$h = 0,5 \cdot (d_1 - d_2)$$

$$d_2 = d_1 - 2 \cdot m$$

L_t : longitud del estriado (mm)
 F_u : fuerza tangencial en el eje (N)
 k: factor de soporte
 h: altura portante de los nervios (mm)
 P: presión que soporta la chaveta (100 N/mm²)
 z: número de dientes
 T_{max} : torsor que soporta el eje (Nm)
 r_{eje} : radio del eje (mm)
 d_1 : diámetro exterior (mm)
 d_2 : diámetro interior (mm)

Para comprobar que estos sincronizadores son capaces de transmitir el par necesario, estos se comprueban como si de un embrague cónico se tratase. Para ello se supone que el dentado de estos no existe y se comprueba su conicidad mediante las siguientes formulas:

$$F = 2 \cdot \pi \cdot p_{max} \cdot r \cdot (R - r)$$

$$T_{roz} = \mu \cdot \frac{F}{2} \cdot (R + r) \cdot \frac{1}{\sin \alpha}$$

$$R = 1,2 \cdot r$$

F: fuerza aplicada (N)
 p_{max} : presión máxima (85 N/mm²)
 r: diámetro interior (mm)
 R: diámetro exterior (mm)
 T_{roz} : capacidad de rozamiento del sincronizador (N/mm)
 μ : coeficiente de rozamiento (0,4)
 α : ángulo de la conicidad del sincronizador (12°)

En el Documento 3: Anexo de cálculos apartado 4.13 Cálculo de los sincronizadores se demuestra de donde se han obtenido su dimensionamiento. Todas tendrán un estriado de 18 dientes. El diámetro exterior será de 30

milímetro e interior de 27 milímetros para todos. El sincronizador de la directa y la 3ª tendrá un estriado de 7,14 de longitud, el de 2ª y 1ª será de 20,33 milímetros y el de la 5ª y la marcha atrás será de 18,76 milímetros

6.3.6 Chavetas

La chaveta es el elemento encargado de unir los engranajes al eje y transmitir así la potencia. Para el dimensionamiento de estas se utilizará la norma DIN 6885. Las medidas que se obtendrán serán la altura longitud y base. Se comprobará que las chavetas soportan los esfuerzos de aplastamiento y cortadura.

Las chavetas se han seleccionado del catálogo comercial de chavetas de acero C45+C de la casa ELESA + GANTER. Estas chavetas deberán ser de un material de peor calidad para que haga de fusible mecánico.

DIN 6885						DIN 6885					
Descripción	b h9	h	l	Para eje-Ø de...a	ΔΔ	Descripción	b h9	h	l	Para eje-Ø de...a	ΔΔ
DIN 6885-5-5-8-A	5	5	8	12...17	2	DIN 6885-8-7-45-A	8	7	45	22...30	18
DIN 6885-5-5-10-A	5	5	10	12...17	2	DIN 6885-8-7-50-A	8	7	50	22...30	21
DIN 6885-5-5-12-A	5	5	12	12...17	2	DIN 6885-8-7-56-A	8	7	56	22...30	23
DIN 6885-5-5-14-A	5	5	14	12...17	2	DIN 6885-8-7-63-A	8	7	63	22...30	27
DIN 6885-5-5-16-A	5	5	16	12...17	3	DIN 6885-8-7-70-A	8	7	70	22...30	29
DIN 6885-5-5-18-A	5	5	18	12...17	4	DIN 6885-8-7-80-A	8	7	80	22...30	34
DIN 6885-5-5-20-A	5	5	20	12...17	4	DIN 6885-8-7-90-A	8	7	90	22...30	38
DIN 6885-5-5-22-A	5	5	22	12...17	4	DIN 6885-10-8-16-A	10	8	16	30...38	10
DIN 6885-5-5-25-A	5	5	25	12...17	5	DIN 6885-10-8-18-A	10	8	18	30...38	11
DIN 6885-5-5-28-A	5	5	28	12...17	5	DIN 6885-10-8-20-A	10	8	20	30...38	13
DIN 6885-5-5-32-A	5	5	32	12...17	6	DIN 6885-10-8-22-A	10	8	22	30...38	14
DIN 6885-5-5-36-A	5	5	36	12...17	7	DIN 6885-10-8-25-A	10	8	25	30...38	16
DIN 6885-5-5-40-A	5	5	40	12...17	7	DIN 6885-10-8-28-A	10	8	28	30...38	16
DIN 6885-5-5-45-A	5	5	45	12...17	8	DIN 6885-10-8-32-A	10	8	32	30...38	18
DIN 6885-5-5-50-A	5	5	50	12...17	9	DIN 6885-10-8-36-A	10	8	36	30...38	21
DIN 6885-6-6-12-A	6	6	12	17...22	3	DIN 6885-10-8-40-A	10	8	40	30...38	23
DIN 6885-6-6-14-A	6	6	14	17...22	3	DIN 6885-10-8-45-A	10	8	45	30...38	28
DIN 6885-6-6-16-A	6	6	16	17...22	4	DIN 6885-10-8-50-A	10	8	50	30...38	29
DIN 6885-6-6-18-A	6	6	18	17...22	5	DIN 6885-10-8-56-A	10	8	56	30...38	33
DIN 6885-6-6-20-A	6	6	20	17...22	5	DIN 6885-10-8-63-A	10	8	63	30...38	37
DIN 6885-6-6-22-A	6	6	22	17...22	6	DIN 6885-10-8-70-A	10	8	70	30...38	42
DIN 6885-6-6-25-A	6	6	25	17...22	6	DIN 6885-10-8-80-A	10	8	80	30...38	50
DIN 6885-6-6-28-A	6	6	28	17...22	7	DIN 6885-10-8-90-A	10	8	90	30...38	54
DIN 6885-6-6-32-A	6	6	32	17...22	8	DIN 6885-10-8-100-A	10	8	100	30...38	61
DIN 6885-6-6-36-A	6	6	36	17...22	10	DIN 6885-10-8-110-A	10	8	110	30...38	67
DIN 6885-6-6-40-A	6	6	40	17...22	10	DIN 6885-12-8-20-A	12	8	20	38...44	15
DIN 6885-6-6-45-A	6	6	45	17...22	13	DIN 6885-12-8-25-A	12	8	25	38...44	16
DIN 6885-6-6-50-A	6	6	50	17...22	14	DIN 6885-12-8-28-A	12	8	28	38...44	19
DIN 6885-6-6-56-A	6	6	56	17...22	15	DIN 6885-12-8-32-A	12	8	32	38...44	21
DIN 6885-6-6-63-A	6	6	63	17...22	17	DIN 6885-12-8-36-A	12	8	36	38...44	27
DIN 6885-8-7-12-A	8	7	12	22...30	4	DIN 6885-12-8-40-A	12	8	40	38...44	27
DIN 6885-8-7-14-A	8	7	14	22...30	6	DIN 6885-12-8-45-A	12	8	45	38...44	31
DIN 6885-8-7-16-A	8	7	16	22...30	6	DIN 6885-12-8-50-A	12	8	50	38...44	35
DIN 6885-8-7-18-A	8	7	18	22...30	7	DIN 6885-12-8-56-A	12	8	56	38...44	39
DIN 6885-8-7-20-A	8	7	20	22...30	8	DIN 6885-12-8-63-A	12	8	63	38...44	45
DIN 6885-8-7-22-A	8	7	22	22...30	9	DIN 6885-12-8-70-A	12	8	70	38...44	50
DIN 6885-8-7-25-A	8	7	25	22...30	10	DIN 6885-12-8-80-A	12	8	80	38...44	60
DIN 6885-8-7-28-A	8	7	28	22...30	11	DIN 6885-12-8-90-A	12	8	90	38...44	68
DIN 6885-8-7-32-A	8	7	32	22...30	13	DIN 6885-12-8-100-A	12	8	100	38...44	75
DIN 6885-8-7-36-A	8	7	36	22...30	15	DIN 6885-12-8-125-A	12	8	125	38...44	94
DIN 6885-8-7-40-A	8	7	40	22...30	18						

Tabla 11. catalogo ELESA + GANTER

Para calcular la longitud de la chaveta para no darse el fallo a cortante.

$$\tau = \frac{T/R}{w \cdot L} \leq \frac{\tau_{yp}}{CS}$$

τ : tensión cortante (N/mm²)

T: par máximo en el eje (N·mm)

R: radio del eje (mm)

w: ancho de la chaveta (mm)

L: longitud de la chaveta

τ_{yp} : tensión cortante de fluencia del material (N/mm²)

CS: coeficiente de seguridad (2)

Para calcular la longitud de la chaveta para no darse el fallo a aplastamiento.

$$\sigma = \frac{T/R}{h \cdot L/2} \leq \frac{\sigma_{yp}}{CS}$$

σ : tensión normal (N/mm²)

h: altura de la chaveta (mm)

L: longitud de la chaveta

σ_{yp} : tensión cortante de fluencia del material (N/mm²)

se ha utilizado un C.S. de 2 puesto que no es conveniente usar valores muy altos. Mediante un cálculo más ajustado se facilita que la chaveta actúe como fusible mecánico. De esta manera en caso de situaciones de sobre esfuerzo esta romperá, siendo su reemplazo mucho más fácil y barato que el de un eje roto.

La longitud de esta chaveta deberá cumplir ciertas condiciones para que su funcionamiento este del lado de la seguridad. Primeramente, su longitud L no podrá ser mayor a la longitud del eje sobre el que ira montado. Por último, es recomendable que dicha longitud L tampoco sea 1,5 veces mayor al diámetro del eje, esto se debe a que podría llegar a deformarse la chaveta debido a la torsión a la que está sometido el eje. En caso de que la longitud L sea superior a las condiciones expuestas se recomienda colocar dos chavetas de la mitad de longitud colocadas a 90° en el eje o en su defecto 3 chavetas de longitud L/3 A 120° entre sí.

La demostración de cómo se ha obtenido estos valores se encuentra en el Documento 3: Anexo de cálculos apartado 4.14 Cálculo de chavetas

- Eje primario: habrá una chaveta para el piñón de la toma constante

DIN 6885-6-6-22-A	h = 6 mm	w = 6 mm	L = 22 mm	∅ = 17 - 22 mm
-------------------	----------	----------	-----------	----------------

- Eje intermedio: sobre este los 6 engranajes que monta estarán acoplados mediante una chaveta

DIN 6885-8-7-25-A	h = 7 mm	w = 8 mm	L = 25 mm	∅ = 22 - 30 mm
-------------------	----------	----------	-----------	----------------

- Eje del piñón loco de la marcha atrás: montara dos chavetas de longitud L/2 colocadas a 180° entre sí ya que la longitud necesaria era excesiva para la longitud del eje

DIN 6885-6-6-22-A	h = 6 mm	w = 6 mm	L = 22 mm	∅ = 17 - 22 mm
-------------------	----------	----------	-----------	----------------

6.3.7 Rodamientos

Los rodamientos serán los elementos empleados como soporte de los ejes de la caja de cambios, ya que estos permiten girar al eje mientras se encuentra posicionado dentro de la caja de cambios. Al encontrarse en los apoyos, los rodamientos transmitirán las cargas del eje hacia los apoyos.

Los rodamientos más habituales son los rodamientos de bolas y los rodamientos de rodillos, habiendo dentro de estos dos tipos varios modelos diferentes.

Los rodamientos comúnmente están formados por 4 componentes principales: los elementos rodantes, la jaula que separadora de dichos elementos rodantes, el anillo interior y el anillo exterior. Existen infinidad de tipos de rodamientos diferentes por lo que en algunos casos nos podemos encontrar con más componentes de los citados o incluso con menos.



imagen 22. rodamiento de bolas y rodillos

En el instante de decidir el rodamiento que se va a utilizar se deberán de contemplar dos requisitos fundamentales. El primero es que el rodamiento deberá ser capaz de soportar las cargas a las cuales estén sometidos, para ello habrá que tener en cuenta también el tipo de carga que es ya que, por ejemplo, los rodamientos de rodillos cilíndricos no son capaces de soportar la carga radial, mientras que los de bolas rígidas sí. Por tanto, habrá que estudiar el tipo de rodamiento o montaje de rodamientos ideal para cada situación. Finalmente se deberá tener en cuenta el diámetro del eje sobre el que ira montado el rodamiento, ya que este deberá tener las dimensiones necesarias para encaje en dicho espacio.

Los montajes más recomendados suelen venir explicados en el catálogo del propio fabricante, sin embargo, los más habitual suele ser que el eje se encuentre biapoyados sobre un rodamiento de bolas rígidas sopor tanto carga axial y radial; y un rodamiento de rodillos cilíndricos soportando solo carga radial. A veces, como en el caso de este proyecto, se pueden poner dos rodamientos sobre el mismo apoyo. De esta manera se aumenta la rigidez y la capacidad de carga.

Los rodamientos al encontrarse en continuo movimiento tendrán un fallo a fatiga. Para poder cuantificar la vida de los rodamientos se utiliza de revoluciones que puede tener aproximadamente hasta que muestre síntomas provocados por la fatiga. Puesto que es imposible calcular el número de revoluciones exactas que tendrá cada rodamiento, se utiliza la denominada vida nominal L_{10} . Esta se obtiene del ensayo de varios rodamientos y calculando cuando se muestran los primeros síntomas de fatiga en el 90% de los rodamientos ensayados.

Para rodamientos de bolas y rodillos cilíndricos la vida nominal L_{10} se obtiene mediante la siguiente formula:

$$L_{10} = \frac{L}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln \left(\frac{1}{R} \right) \right]^{\frac{1}{1,483}}}$$

Para el caso particular de los rodamientos de rodillos cónicos la formula será la siguiente:

$$L_{10} = \frac{L}{4,48 \cdot \left[\ln \left(\frac{1}{R} \right) \right]^{\frac{1}{1,5}}}$$

La R se trata de la fiabilidad, para una duración de L_{10} la fiabilidad deberá ser del 90% como ya se ha mencionado anteriormente ($R=0,9$). Por otro lado, la L es la vida del rodamiento, es decir, el número de millones de revoluciones que dará el rodamiento.

Los catálogos de los fabricantes definen un valor llamado capacidad de carga C. Este valor es el valor de la fuerza sobre los rodamientos correspondiente a otro valor determinado de L_{10} . Para obtener dicha capacidad de carga se utiliza la siguiente fórmula:

$$C = Fe \cdot L_{10}^{1/a}$$

En este caso F_e se trata de la fuerza que soporta el rodamiento. Por otro lado, el coeficiente "a" es un valor que varía, siendo $a = 3$ en rodamientos de bolas y $a = 10/3$ en rodamientos de rodillos.

Las fuerzas externas que hay sobre los ejes son radiales y axiales y están calculadas en el Documento 3: Anexo de cálculos apartado 4.11 Cálculo de ejes. Para obtener la fuerza equivalente de dichas fuerzas se emplea la fórmula:

$$F_e = (F \cdot A) \cdot (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a)$$

Se emplea un factor de aplicación para situarnos aún más del lado de seguridad a la hora de calcular la fuerza equivalente. Los coeficientes X, V e Y son valores que viene reflejados en la siguiente tabla.

F_a/C_0	e	$F_a/(VF_r) \leq e$		$F_a/(VF_r) > e$	
		X	Y	X	Y
0,014*	0,19	1	0	0,56	2,30
0,021	0,21	1	0	0,56	2,15
0,028	0,22	1	0	0,56	1,99
0,042	0,24	1	0	0,56	1,85
0,056	0,26	1	0	0,56	1,71
0,07	0,27	1	0	0,56	1,63
0,084	0,28	1	0	0,56	1,55
0,11	0,30	1	0	0,56	1,45
0,17	0,34	1	0	0,56	1,31
0,28	0,38	1	0	0,56	1,15
0,42	0,42	1	0	0,56	1,04
0,56	0,44	1	0	0,56	1
*Usar 0,014 si $F_a/C_0 < 0,014$					

Tabla 12. Valores X, Y para calcular la carga radial equivalente F_e

Cada marcha genera un escenario con fuerzas diferentes y al mismo tiempo se sabe que cada marcha no actúa el mismo o tiempo que el resto durante

la vida del automóvil. Mediante la fórmula presentada a continuación se obtiene la fuerza equivalente de todas las marchas teniendo en cuenta el tiempo de uso de cada una.

$$F_e = \sqrt[3]{F_{e1}^3 \cdot \frac{q_1}{100} + F_{e2}^3 \cdot \frac{q_2}{100} + F_{e3}^3 \cdot \frac{q_3}{100} + F_{e4}^3 \cdot \frac{q_4}{100} + F_{e5}^3 \cdot \frac{q_5}{100} + F_{eMA}^3 \cdot \frac{q_{MA}}{100}}$$

En este caso F_{ex} es la fuerza que hay en cada marcha y q_x es porcentaje de tiempo de funcionamiento de cada marcha.

Una vez obtenidos todos los datos citados, se entra con la capacidad de carga dinámica mínima necesaria del rodamiento y con el diámetro del eje sobre el que este ira apoyado. Los cálculos necesarios para la obtención de los datos para la selección se encuentran en el Documento 3: Anexo de cálculos apartado 4.12 Cálculo de rodamientos.

Eje primario

En el caso del eje primario se utilizarán dos rodamientos de rodillos cónicos en montaje directo, al tratarse de este tipo de rodamientos no solo tendremos las fuerzas externas que hay sobre ellos, si no que la carga radial inducirá una carga axial. Esto se debe a la conicidad del propio rodamiento, que si el anillo exterior se comprime la forma cónica tiende a desplazarlo axialmente.



imagen 23. rodamientos de rodillos cónicos

Sobre este eje la carga será siempre la misma ya que no se ve afectado por las marchas de la caja de cambios. Las cargas sobre los rodamientos de este serán las siguientes:

Rodamiento A			Rodamiento B	
Carga radial		Carga axial	Carga radial	
460,07 N	2789,505 N	1835,65 N	2597,07 N	8368,515

Tabla 13. cargas sobre los rodamientos del eje primario

Los rodamientos de rodillos cónicos se calculan mediante una serie de pasos y condiciones que vienen expuestos en la siguiente tabla:

Condición de empuje	Carga de empuje	Carga dinámica radial equivalente
$\frac{0,47 \cdot F_{rA}}{K_A} \leq \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} - mF_{ae}$	$F_{aA} = \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} - mF_{ae}$	$P_A = 0,4 \cdot F_{rA} + K_A \cdot F_{aA}$
	$F_{aB} = \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B}$	$P_B = F_{rB}$
$\frac{0,47 \cdot F_{rA}}{K_A} > \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} - mF_{ae}$	$F_{aA} = \frac{0,47 \cdot F_{rA}}{K_A}$	$P_A = F_{rA}$
	$F_{aB} = \frac{0,47 \cdot F_{rA}}{K_A} - mF_{ae}$	$P_B = 0,4 \cdot F_{rB} + K_B \cdot F_{aB}$

Tabla 14. Pasos para calcular la carga radial equivalente en los rodamientos de rodillos cónicos

Como ya se ha mencionado anteriormente es necesario saber el número de revoluciones que se desea que tengan los rodamientos. Este dato se obtiene mediante los valores conocidos de las horas de marcha del automóvil, 5000 horas, y las revoluciones a las que funcionara, se seleccionan 4200 rpm para obtener valores más seguros ya que estas son los rpm para la potencia máxima.

Con toda esta información y valores se obtiene la L_{10} y el valor de C para cada rodamiento.

$$C_A = 8579,85 \text{ N}$$

$$C_B = 26591,38 \text{ N}$$

El eje sobre el que irán montados será de 20 milímetros de diámetro y los dos rodamientos pese a tener un valor C diferente se utilizará para ambos el mismo modelo para simplificar el montaje.

Una vez conocidos todos los requisitos necesarios para el rodamiento se ha buscado el más adecuado en el catálogo comercial de la marca SKF.

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Designación
d	D	T	dinámica	estática		Velocidad de referencia	Velocidad límite	
mm			C	C ₀	P ₀	r/min		
20	52	22.25	54.3	45.5	5	11000	14000	▶ 32304
20	47	15.25	34.1	28	3	12000	15000	▶ 30204
20	52	16.25	41.9	32.5	3.55	12000	14000	▶ 30304
20	42	15	29.7	27	2.65	13000	16000	▶ 32004 X

imagen 24. rodamiento de rodillos cónicos del catálogo de SKF

Rodamiento de rodillos cónicos SKF 32004 X $\rightarrow \begin{cases} C = 29,7 \text{ KN} \\ K = 1,6 \end{cases}$

Una vez seleccionado el rodamiento se introducen los valores de seste en las fórmulas de la tabla 12 y se comprueba que este aguantara las horas necesarias.

$$L_{10A} = 3596,61 \text{ millones de rev} = 14272,26 \text{ horas}$$

$$L_{10A} = 2866,83 \text{ millones de rev} = 11376,33 \text{ horas}$$

Se considera que este modelo de rodamiento es adecuado ya que es capaz de trabajar durante más de las 5000 horas mínimas necesarias propuestas con anterioridad.

Eje intermedio

Como primera opción para este eje se había optado por un rodamiento de rodillos cilíndricos sobre un apoyo y un rodamiento de bolas rígidas para el otro apoyo, sin embargo, como las cargas son demasiado elevadas sobre el rodamiento de bolas rígidas se ha optado por otra alternativa. En vez de un rodamiento único de bolas rígidas se ha colocado un conjunto formado por el un rodamiento de bolas y un rodamiento de rodillos cilíndricos sobre el mismo apoyo, ayudando este último rodamiento a soportar la carga radial y permitiendo utilizar rodamientos adecuados al diámetro del eje.

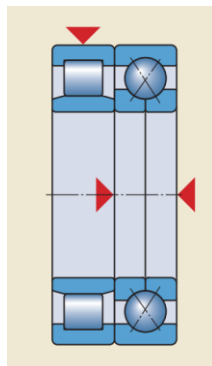


imagen 25. conjunto de rodamiento de rodillos y bolas

En el caso de este eje según la marcha que este engranada las fuerzas sobre los apoyos serán diferentes, por tanto, las cargas sobre los rodamientos también variarán.

Marcha	Rodamiento de bolas y rodillos		Rodamiento de rodillos	% horas (q)
	Carga radial	Carga axial	Carga radial	
1	6440,09 N	4719,11 N	4055,43 N	6%
2	2964,97 N	3895,26 N	4082,99 N	10%
3	1706,48 N	3891,1 N	4049,62 N	28%
4	756,82 N	1835,36 N	6691,15 N	29%
5	5689,06 N	3572,99 N	6017,17 N	25%
M.A.	8668,62 N	1835,36 N	4244,63 N	2%

Tabla 15. cargas sobre los rodamientos del eje intermedio

Con los valores de tabla X se obtiene la fuerza equivalente de cada marcha y una vez obtenidas todas ellas se obtiene la fuerza equivalente total mediante las fórmulas explicadas inicialmente.

El caso del apoyo D sobre el cual se encontrará el rodamiento de rodillos cilíndricos:

$$F_e = 6677,09 \text{ N}$$

En el Documento 3: Anexo de cálculos apartado 4.12 Cálculo de rodamientos se muestra cómo se obtiene la vida nominal L_{10} y con ella se calcula la capacidad de carga C.

$$L_{10} = 634,21 \text{ mill de rev}$$

$$C = 46265,48 \text{ N}$$

El diámetro del eje intermedio será de 35 milímetros, por lo que se selecciona el rodamiento que cumpla todos estos requisitos del catálogo de SKF.

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Designación
d	D	B	C	C_0	P_u	Velocidad de referencia	Velocidad límite	
mm			kN		kN	r/min		
35	62	14	35.8	38	4.55	13000	13000	▶ NU 1007 ECPH
35	62	14	35.8	38	4.55	13000	13000	▶ NU 1007 ECP
35	72	17	56	48	6.1	11000	12000	N 207 ECM
35	72	17	56	48	6.1	11000	12000	▶ N 207 ECP
35	72	17	56	48	6.1	11000	12000	NUP 207 ECM
35	72	17	56	48	6.1	11000	12000	▶ NUP 207 ECP
35	72	17	56	48	6.1	11000	12000	▶ NUP 207 ECJ

imagen 26. Rodamiento de rodillos elegido del catálogo SKF

Rodamiento de rodillos cilíndricos SKF N 207 ECP $\rightarrow \begin{cases} C = 56 \text{ KN} \\ C_0 = 48 \text{ KN} \end{cases}$

El caso del apoyo E sobre el cual se encontrará el conjunto formado por un rodamiento de rodillos cilíndricos y uno de bolas rígidas la carga radial se dividirá en dos, debido a que se suponen que ambos rodamientos están fabricados de un mismo material y tienen las mismas propiedades mecánicas.

Para el rodamiento de bolas rígidas se realiza un proceso de iteración. El valor de C_0 no es conocido, por tanto, se parte de un valor $e=0,27$ en la tabla 12 para obtener una fuerza equivalente aproximada. Con dicha fuerza equivalente se preselecciona un rodamiento del catálogo SKF y se comprueba si este rodamiento es válido empleando su C_0 .

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Capacidades de carga de fatiga	Velocidades nominales		Designación	Designaciones
d	D	B	C	C_0	P_u	Velocidad de referencia	Velocidad límite	Bearing	Anillo elástico
mm			kN		kN	r/min			
↕	↕	↕	↕	↕	↕	↕	↕	↕	↕
35	100	25	55.3	31	1.29	16000	10000	6407 N	
35	100	25	55.3	31	1.29	16000	10000	6407	
35	100	25	55.3	31	1.29	16000	10000	6407 NR	SP 100
35	80	31	50.7	38	1.63	14000	7500	4307 ATN9	

imagen 27. Rodamiento de bolas elegido del catálogo SKF

Rodamiento de bolas rígidas SKF 6407 N $\rightarrow \begin{cases} C = 55,3 \text{ KN} \\ C_0 = 31 \text{ KN} \end{cases}$

La comprobación realizada con el valor de C_0 de este rodamiento muestra que la capacidad de carga mínima para el rodamiento es inferior que la del rodamiento. Por tanto, se toma el rodamiento como válido.

$$51163,94 \text{ N} < 55000 \text{ N} \quad \text{OK}$$

La otra mitad de la carga radial será soportada por el rodamiento de rodillos, el cual mediante el mismo calculo ya explicado necesitará una capacidad de carga de al menos:

$$C = 17762,23 \text{ N}$$

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Designación
d	D	B	C	C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite	
mm			kN		kN	r/min		
35	62	14	35.8	38	4.55	13000	13000	▶ NU 1007 ECPH
35	62	14	35.8	38	4.55	13000	13000	▶ NU 1007 ECP
35	72	17	56	48	6.1	11000	12000	N 207 ECM
35	72	17	56	48	6.1	11000	12000	▶ N 207 ECP
35	72	17	56	48	6.1	11000	12000	NUP 207 ECM

imagen 28. Rodamiento de rodillos elegido del catálogo SKF

Rodamiento de rodillos cilíndricos SKF 6407 N → $\begin{cases} C = 55,3 \text{ KN} \\ C_0 = 31 \text{ KN} \end{cases}$

Como todos los rodamientos para este diámetro de eje son muy superiores a lo necesario se elegirá el que posea la capacidad de carga más pequeña.

Eje secundario

Las cargas en los rodamientos serán las siguientes según la marcha engranada. Cabe destacar que la 4 marcha se trata de la unión directa del eje primario y secundario por tanto no genera cargas sobre los apoyos.

Marcha	Rodamiento de bolas		Rodamiento de rodillos	% horas (q)
	Carga radial	Carga axial	Carga radial	
1	3274,58 N	5288,73 N	5823,56 N	6%
2	2125,97 N	2060,63 N	5965,88 N	10%
3	2060,42 N	852,12 N	5846,38 N	28%
4	-	-	-	-
5	2386,03 N	4561,67 N	818,18 N	25%
M.A.	7954,45 N	-	4545,4 N	2%

tabla 16. cargas sobre los rodamientos del eje secundario

Sobre el apoyo F se encontrará un rodamiento de rodillos cilíndricos. Como cada marcha girara a unos rpm diferentes se deberá calcular la vida de cada marcha en función de las revoluciones por minuto que genere esta:

$$L = t \cdot n'$$

$$n' = \frac{4200}{r}$$

La capacidad de carga mínima para este rodamiento se demuestra en el Documento 3: Anexo de cálculos apartado 4.12 Cálculo de rodamientos 4.13.2 Eje intermedio, la cual es:

$$C = 39342,62 \text{ N}$$

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Designación
d	D	B	C	C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite	
mm			kN		kN	r/min		
↕	↕	↕	↕	↕	↕	↕	↕	↕
35	62	14	35.8	38	4.55	13000	13000	▶ NU 1007 ECPH
35	62	14	35.8	38	4.55	13000	13000	▶ NU 1007 ECP
35	72	17	56	48	6.1	11000	12000	▶ N 207 ECM
35	72	17	56	48	6.1	11000	12000	▶ N 207 ECP
35	72	17	56	48	6.1	11000	12000	▶ NUP 207 ECM
35	72	17	56	48	6.1	11000	12000	▶ NUP 207 ECP
35	72	17	56	48	6.1	11000	12000	▶ NUP 207 ECJ

imagen 29. Rodamiento de rodillos elegido del catálogo SKF

Rodamiento de rodillos cilíndricos SKF N 207 ECP → $\begin{cases} C = 56 \text{ KN} \\ C_0 = 48 \text{ KN} \end{cases}$

Se trata del mismo rodamiento que el empleado en el eje primario.

En el apoyo G se realizará el cálculo de un rodamiento de bolas rígidas de igual manera que el apoyo E. En este caso se selecciona el mismo rodamiento de bolas rígidas que forma parte del conjunto de rodamientos de bolas y rodillos del apoyo E puesto que la capacidad de carga calculada es inferior a la de este rodamiento

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Capacidades de carga de fatiga	Velocidades nominales		Designación	Designaciones
d	D	B	C	C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite	Bearing	Anillo elástico
mm			kN		kN	r/min			
↕	↕	↕	↕	↕	↕	↕	↕	↕	↕
35	100	25	55.3	31	1.29	16000	10000	6407 N	
35	100	25	55.3	31	1.29	16000	10000	6407	
35	100	25	55.3	31	1.29	16000	10000	6407 NR	SP 100
35	80	31	50.7	38	1.63	14000	7500	4307 ATN9	

imagen 30. Rodamiento de bolas elegido del catálogo SKF

Rodamiento de bolas rígidas SKF 6407 N → $\begin{cases} C = 55,3 \text{ KN} \\ C_0 = 31 \text{ KN} \end{cases}$

$$48608,15 \text{ N} < 55000 \text{ N} \quad \text{OK}$$

Ruedas locas del eje secundario

Los engranajes que se encuentran sobre el eje secundario están girando locos sobre este mismo eje, por tanto, estos deberán ir apoyados sobre un rodamiento que les permita dicho giro. Para esta labor los rodamientos de agujas son considerados como una de las opciones más adecuadas, ya que tienen una buena capacidad de carga y un pequeño espacio radial. Sin embargo, estos son incapaces de soportar cargas axiales.



imagen 31. rodamiento de agujas

N.º marcha	Fuerza Radial (F_r)	Fuerza Tangencial (U)
1ª	3988,75 N	10577,47 N
2ª	2849,01 N	7555,64 N
3ª	2393,72 N	6248,94 N
5ª	2023,31 N	5281,94 N
MA	4275,205 N	11746,03 N

Tabla 17. cargas sobre los engranajes del eje secundario

Los cálculos relacionados con la elección del rodamiento comercial se encuentran en el 3: Anexo de cálculos apartado 4.12 Cálculo de rodamientos 4.13.3 Eje secundario.

Para los engranajes de las marchas 1ª y 2ª y marcha tras se utilizará el siguiente rodamiento:

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Designación
F _w	E _w	U	dinámica	estática	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite	
mm			kN		kN	r/min		
35	45	30	50.1	80	10	11000	12000	K 35x45x30
35	42	30	37.4	68	8.5	11000	13000	K 35x42x30
35	45	20	35.2	50	6.2	11000	12000	K 35x45x20
35	42	20	29.2	50	6	11000	13000	K 35x42x20
35	40	25	28.1	60	7.35	12000	13000	K 35x40x25
35	42	18	26.4	44	5.3	11000	13000	K 35x42x18
35	40	27	23.8	49	6	12000	13000	K 35x40x27 TN
35	42	16	23.3	37.5	4.5	11000	13000	K 35x42x16
35	40	17	19.8	39	4.65	12000	13000	K 35x40x17
35	40	13	15.4	28	3.25	12000	13000	K 35x40x13

imagen 32. Rodamiento de agujas elegido del catálogo SKF

$$\text{Rodamiento de agujas SKF Kx35x40x25} \rightarrow \begin{cases} C = 28,1 \text{ KN} \\ C_0 = 60 \text{ KN} \end{cases}$$

Para los engranajes de las marchas 3ª y 5ª se utilizará el siguiente rodamiento:

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Designación
F _w	E _w	U	dinámica	estática	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite	
mm			kN		kN	r/min		
35	45	30	50.1	80	10	11000	12000	K 35x45x30
35	42	30	37.4	68	8.5	11000	13000	K 35x42x30
35	45	20	35.2	50	6.2	11000	12000	K 35x45x20
35	42	20	29.2	50	6	11000	13000	K 35x42x20
35	40	25	28.1	60	7.35	12000	13000	K 35x40x25
35	42	18	26.4	44	5.3	11000	13000	K 35x42x18
35	40	27	23.8	49	6	12000	13000	K 35x40x27 TN
35	42	16	23.3	37.5	4.5	11000	13000	K 35x42x16
35	40	17	19.8	39	4.65	12000	13000	K 35x40x17
35	40	13	15.4	28	3.25	12000	13000	K 35x40x13

imagen 33. Rodamiento de agujas elegido del catálogo SKF

$$\text{Rodamiento de agujas SKF Kx35x42x30} \rightarrow \begin{cases} C = 37,4 \text{ KN} \\ C_0 = 68 \text{ KN} \end{cases}$$

Eje del piñón loco de la marcha atrás

Sobre este eje solo se encontrará el engranaje loco para el cambio de sentido de la marcha atrás. Como se ha mencionado anteriormente este engranaje tendrá dientes rectos, por tanto, este no generará fuerzas axiales. En los dos apoyos de este eje se utilizarán rodamientos de rodillos cónicos debido puesto que no habrá las mencionadas cargas axiales.

Apoyo H	Apoyo I
Rodamiento de rodillos	Rodamiento de rodillos
Carga radial	Carga radial
11746,03 N	11746,03 N

Tabla 18. cargas sobre el eje del piñón loco de la marcha atrás

Los cálculos relacionados con la elección del rodamiento comercial se encuentran en el 3: Anexo de cálculos apartado 4.12 Cálculo de rodamientos
4.12.5 Eje del piñón loco de la marcha atrás

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Designación
d	D	B	dinámica	estática	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite	
mm			kN		kN	r/min		
20	52	21	47.5	38	4.8	15000	18000	▶ NU 2304 ECP
20	52	21	47.5	38	4.8	15000	18000	▶ NJ 2304 ECP
20	52	21	47.5	38	4.8	15000	18000	▶ NUP 2304 ECP
20	52	15	35.5	26	3.25	15000	18000	▶ N 304 ECP
20	52	15	35.5	26	3.25	15000	18000	▶ NUP 304 ECP
20	52	15	35.5	26	3.25	15000	18000	▶ NU 304 ECP
20	52	15	35.5	26	3.25	15000	18000	▶ NJ 304 ECP
20	47	18	34.5	27.5	3.45	17000	19000	▶ NU 2204 ECP
20	47	18	34.5	27.5	3.45	17000	19000	▶ NJ 2204 ECP
20	47	14	28.5	22	2.75	17000	24000	NUP 204 ECPHA

Tabla 19. Rodamiento de rodillos elegido del catálogo SKF

Rodamiento de rodillos cilíndricos SKF NJ 2204 ECP $\rightarrow \begin{cases} C = 34,5 \text{ KN} \\ C_0 = 27,5 \text{ KN} \end{cases}$

7 PLANIFICACION

GANTT project			
Nombre	Fecha de inicio	Fecha de fin	
• Inicio	7/01/19	14/01/19	
• Recopilacion de informacion	14/01/19	25/01/19	
• planificacion diseño	25/01/19	28/01/19	
• dimensionamiento engranajes de caja cambios	28/01/19	4/02/19	
• calculo de ejes	4/02/19	11/02/19	
• calculo de los rodamientos	11/02/19	22/02/19	
• calculo de resto elementos caja de cambios	22/02/19	1/03/19	
• calculo embrague	1/03/19	5/03/19	
• fabricacion ejes	5/03/19	11/03/19	
• fabricacion engranajes	11/03/19	20/03/19	
• Obtencion de elementos comerciales	20/03/19	22/03/19	
• fabricacion resto elementos	22/03/19	29/03/19	
• fabricacion embrague	29/03/19	8/04/19	
• montaje	8/04/19	12/04/19	
• control de calidad	12/04/19	18/04/19	
• traslado	18/04/19	23/04/19	
• prueba de funcionamiento	23/04/19	26/04/19	
• fin	26/04/19	1/05/19	

Tabla 20. planificación del proyecto

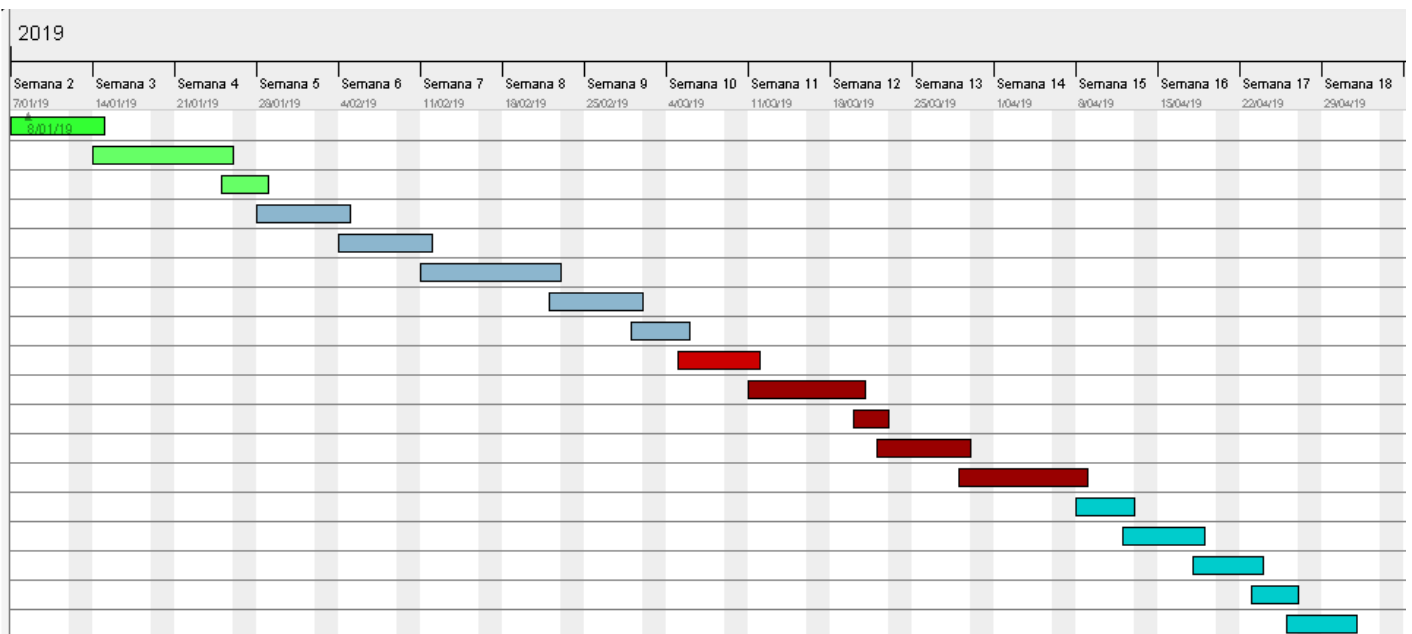


imagen 34. diagrama de Gantt

8 COSTE DEL PROYECTO

Tal y como se determina en el Documento 6: Presupuesto, el coste del diseño de esta transmisión es el siguiente:

Presupuesto total: 6268,15 €

El coste del presupuesto total es: seis mil doscientos sesenta y ocho euros con quince céntimos.

9 ESTUDIOS DE SEGURIDAD

Todas las acciones, requisitos y pasos necesarios de realizar a su vez que las normas existentes para que se realice un uso de la transmisión sea seguro se presentan en el Documento 7: Estudios de seguridad.