

eman la zabal zazu



Universidad del País Vasco Euskal Herriko Unibertsitatea

BILBOKO INGENIARITZA ESKOLA ESCUELA DE INGENIERÍA DE BILBAO

INDUSTRIA INGENIARITZA TEKNIKOKO ATALA

SECCIÓN INGENIERÍA TÉCNICA INDUSTRIAL

--

FDO.: FECHA:	FDO.: FECHA:
-----------------	-----------------

2. DOCUMENTO: MEMORIA

2.2 ALCANCE DEL PROYECTO	4
2.3 NORMATIVA Y REFERENCIAS	5
2.3.1 Normativa en el diseño de transmisión:	5
2.3.2 Normativa de la documentación:	5
2.3.3 Leyes de seguridad:.....	6
2.3.4 Bibliografía	6
2.4 DEFINICIONES Y ABREVIATURAS	8
2.4.1 Definiciones	8
2.4.2 Abreviaturas.....	9
2.5 CONDICIONES DE DISEÑO	12
2.6 ESTUDIO DE LAS ALTERNATIVAS.....	13
2.6.1 Tipos de configuración de transmisión.....	13
2.6.2 Embrague	16
2.6.2.1 Tipos de embrague	17
2.6.2.2 Embrague hidráulico	17
2.6.2.3 Embrague electromagnético	19
2.6.2.4 Embrague de fricción	20
2.6.3 Caja de cambios	21
2.6.3.1 Caja de cambios manual.....	21
2.6.3.2 Caja de cambios automática	22
2.6.3.3 Diferencias entre caja de cambios manual y automática	23
2.6.4 Diferencial.....	24
2.6.4.1 Diferencial común.....	24
2.6.4.2 Diferencial autoblocante mecánico.....	25
2.6.4.3 Diferencial torsen	27
2.6.4.4 Diferencial viscoso	28
2.7 SOLUCIÓN ADOPTADA.....	29
2.7.1 Disposición de la transmisión	29
2.7.2 Embrague	29
2.7.3 Caja de cambios	32
2.7.3.1 Resistencia al avance	32
2.7.3.2 Engranajes	33
2.7.3.3 Ejes	38
2.7.4 Elementos comerciales.....	43

2.7.4.1 Rodamientos	43
2.7.4.2 Chavetas	47
2.7.5 Sincronizadores	49
2.7.6 Diferencial	51
2.8 PLANIFICACION	57
2.9 COSTE DEL PROYECTO	59

2.1 OBJETO DEL PROYECTO

El objeto de este proyecto es calcular y diseñar la transmisión de un BMW serie 1 120i de tracción trasera como se aprecia en la figura 2.1.

Se conoce como transmisión el conjunto de elementos mecánicos que se encargan de transmitir el movimiento desde el motor hasta las ruedas a través del par motor. Este conjunto de elementos mecánicos está formado por el embrague, la caja de cambios, el diferencial y los árboles de transmisión.

La transmisión está compuesta principalmente por el *embrague* que permite conectar y desconectar el eje del motor con el eje principal de la caja de cambios para que cuando se requiera cambiar una marcha se pueda hacer sin brusquedad.

Posteriormente se encuentra la *caja de cambios* que está compuesta por una serie de ejes que transmiten la potencia y el par a través de pares de engranajes que dan lugar a las diferentes marchas del automóvil.

Por último, se encuentra el *diferencial* que es el mecanismo que permite girar a las ruedas del coche sin causar deslizamiento en una de ellas, es decir, al hacer un giro la rueda exterior gira más rápido que la interior puesto que tiene que recorrer una distancia mayor.



Figura 2.1: BMW 120i

2.2 ALCANCE DEL PROYECTO

Este documento técnico es de tipo mecánico por lo que solamente se van a diseñar los elementos mecánicos que componen la transmisión del vehículo.

Antes de calcular los diferentes mecanismos que componen la transmisión de un vehículo es necesario conocer el valor de las fuerzas que se oponen a su movimiento. Por lo que se tomarán en cuenta la resistencia a rodadura, resistencia del aire, resistencia por pendiente y resistencia por inercia.

Una vez se demuestra que el vehículo será capaz de superar esas fuerzas se comienza calculando las dimensiones del embrague y el T_{roz} que necesitará para transmitir la totalidad del par tursor del motor.

A continuación, se comenzara con el diseño de la caja de cambios como se ve en la figura 2.2, para la que se calcularan primera las dimensiones y fuerzas de los engranajes de cada marcha y posteriormente los ejes en los que van montados.

Siendo conocidas las fuerzas que ejercen los engranajes de las marchas se calculara y dimensionaran todos los engranajes del diferencial así como el eje donde va montado.

Por último, se comprobará que todos los elementos comerciales son capaces de soportar las fuerzas que se les va a transmitir y se elegirán de un catálogo comercial.

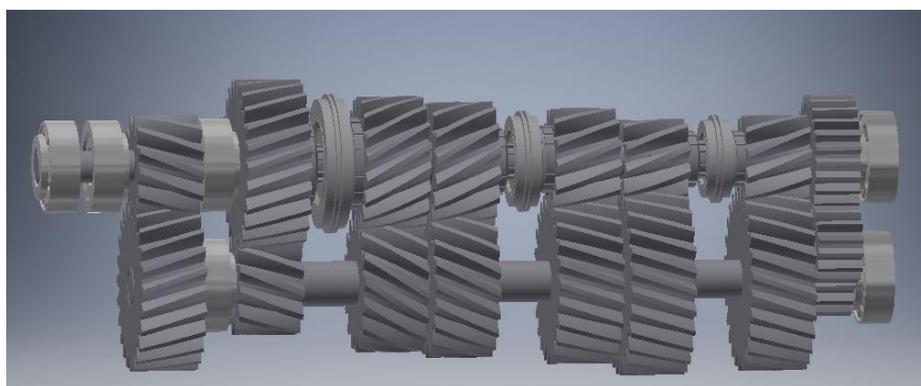


Figura 2.2: caja de cambios

2.3 NORMATIVA Y REFERENCIAS

2.3.1 Normativa en el diseño de transmisión

Características de materiales	DIN 2391
Dientes normalizados para los engranajes	UNE 18016
Aceros normalizados	UNE 36010
Método de cálculo de los rodamientos	UNE 18113-1983
Eje ranurado	ISO 4156
Chavetas paralelas	DIN 6885
Rodamientos de rodillos cilíndricos	DIN 5412
Rodamientos de aguja	DIN 5405
Chavetas paralelas	DIN 6880
Cálculo de los ejes	ASME

2.3.2 Normativa de la 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

2.3.3 Leyes 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

2.3.4 Bibliografía

Libros:

- MANUEL CASCAJOSA. "Ingeniería de vehículo. Sistemas y cálculos ". Editorial Tebar. Madrid
- MIKEL ABASOLO BILBAO, SANTIAGO NAVALPOTRO CUENCA, EDURNE IRIONDO PLAZA. "Diseño de máquinas". Euiti Bilbao; Universidad del País Vasco.
- FRANCISCO MUÑOZ GRACIA. "Cálculo teórico-práctico de los elementos y grupos del vehículo industrial y automóvil I". Editorial Dossat. España.
- FRANCISCO MUÑOZ GRACIA. "Cálculo teórico-práctico de los elementos y grupos del vehículo industrial y automóvil II". Editorial Dossat. España.

Catálogos:

- SFK
- SACHS

Direcciones electrónicas:

- www.wikipedia.com
- www.skf.com
- www.sachs.com
- www.cochesyconcesionarios.com

2.3.5 Programas:

- Autodesk Inventor Profesional 2016
- Microsoft Office Word 2017
- Microsoft Office Excel
- Microsoft Office PowerPoint
- Project libre

2.4 DEFINICIONES Y ABREVIATURAS

2.4.1 Definiciones

- **Longitud (m):** Dimensión mayor de una figura plana o de un cuerpo de tres dimensiones.

- **Fuerza:** Capacidad física para realizar un trabajo o un movimiento.

- **Área (m²):** concepto métrico que permite asignar una medida a la extensión de una superficie.

- **Diámetro (m):** Línea recta que une dos puntos de una circunferencia, de una curva cerrada o de la superficie de una esfera pasando por su centro.

- **Masa(Kg):** magnitud que expresa la cantidad de materia de un cuerpo, medida por la inercia de este, que determina la aceleración producida por una fuerza que actúa sobre él.

- **Presión:** Fuerza que ejerce un gas, un líquido o un sólido sobre una superficie.

- **Tensión:** fuerza interna aplicada, que actúa por unidad de superficie sobre la que se aplica.

- **Módulo elástico:** propiedad de los materiales. Cuanto más grande sea esta magnitud menor deformación tendrá ante una misma fuerza. En el caso del acero $E = 2100000 \text{ kg/cm}^2$.

- **Potencia:** Capacidad para producir trabajo, se mide por la cantidad de trabajo realizado por una fuerza en una unidad de tiempo.

- **Rendimiento:** relación entre la energía obtenida (energía útil) y la energía suministrada o consumida en el proceso.

- **Par:** momento de fuerza que ejerce un motor sobre el eje de transmisión de potencia.

- **Velocidad:** distancia recorrida por un objeto por unidad de tiempo.

- **Aceleración:** variación de velocidad por unidad de tiempo.

2.4.2 Abreviaturas

P= peso del vehículo [Kg]

P_{Mc}= peso de la carga [Kg]

μ_c= coeficiente de rodadura (asfalto)

x= pendiente

m= masa [Kg]

j= aceleración [m/seg²]

V_f= velocidad final [m/seg]

V₀= velocidad inicial [m/seg]

T= tiempo [seg]

R_i= fuerza de inercia [Kg]

δ= peso específico del aire (1,2 kg/m³)

C= constante (coeficiente de resistencia aerodinámica)

S= superficie frontal (en contacto con el viento) [m²]

V= velocidad máxima del vehículo considerada en aceleración repentina [m/seg]

g= 9,81 m/seg²

R_a= fuerza de la resistencia del aire [kg]

r= radio eficaz [mm]

S= superficie total de rozamiento [mm²]

R_{ext}/R_{int}= radios del disco [mm]

N= par máximo del motor [Nm]

μ= coeficiente de rozamiento

F_a= fuerza axial [N]

P_{max}= presión máxima soportable por el embrague [kg/cm²]

R_{ext}/R_{int}= radios del disco [mm]

T_{roz} = par de rozamiento que soporta el disco del embrague[Nm]

μ = coeficiente de rozamiento

n= número de caras de rozamiento

L= longitud del estriado [mm]

k= factor de soporte

F= fuerza que soporta el eje [N]

h= altura portante de los nervios [mm]

z= número de dientes

p= presión que soporta la chaveta [$100\text{N}/\text{mm}^2$]

T= torsor que soporta el eje [Nm]

r= radio del eje [m]

r_d = relación del diferencial

$n_{\text{max. pot}}$ = revoluciones máximas a máxima potencia [rpm]

n_r = revoluciones del diferencial [rpm]

r_s = relación en 6ª

V_{max} = velocidad maxima [km/h]

$\varnothing_{\text{rueda}}$ = diametro de la rueda [m]

R_{avan} = fuerza total de resistencia en la rueda motriz

T_r = par resistente en la rueda motriz

i=relación de transmisión

z=número de dientes

k_{adm} =resistencia [kg/cm^2]

Ψ =factor de guiado

β =ángulo de hélice

d=diámetro del eje

CS= coeficiente de seguridad

σ_s = tensión de fluencia del material (34CR4 con $\sigma_s=981\text{N}/\text{mm}^2$)

C_m = coeficiente de fatiga e impacto para el momento flector (cargas constantes

$C_m=1.5$)

M= momento flector

C_t = coeficiente de fatiga e impacto para el momento torsor (cargas constantes $C_t=1$)

F= fuerza tangencial en el eje [N]

T= par torsor [Nmm]

r= radio del eje [mm]

L= longitud del nervado [mm]
k= factor de soporte (1,15 para centrado flaco)
h= altura portante de los nervios [mm]
z= número de nervios
p= presión en los flancos de los nervios (100 N/mm^2)
d= diámetro del eje [mm]
 T_{roz} = capacidad de rozamiento de los sincronizadores [Nmm]
 p_{max} =presión máxima [85 N/mm^2]
 μ_0 = coeficiente de lubricación= 0,4
 r_e, r_i = diámetros de contacto [mm]
 α = ángulo de conicidad= 12°
F= fuerza que actúa sobre la chaveta [N]
a= área de aplastamiento ($t \cdot L$)
t=profundidad en el eje [mm]
L= longitud de la chaveta
 σ =tensión de fluencia [N/mm^2]
F= fuerza que actúa sobre la chaveta [N]
a= área de aplastamiento ($t \cdot L$)
b= ancho de la chaveta [mm]
L= longitud de la chaveta
 σ =tensión de fluencia [N/mm^2]
r= radio primitivo
ha=altura de la cabeza
hf=altura del pie
l= longitud de la generatriz
ra= radio de circunferencia de cabeza
rf=radio de circunferencia de pie
b=ancho del diente
 δ_a =ángulo cono cabeza
 δ_f =ángulo cono pie
 γ_a = ángulo de cabeza
 γ_f = ángulo de pie

2.5 CONDICIONES DE DISEÑO

El motor del vehículo que se va a estudiar para dimensionar la transmisión consta de una potencia de 184 CV girando a una velocidad de 4600rpm y es capaz de transmitir un par torsor de 280,9 Nm.

El motor es de 4 cilindros y está posicionado en la parte delantera y las ruedas motrices se encuentran en la parte trasera por lo que se trata de un vehículo de tracción trasera.

Por otra parte, la caja de cambios cuenta con 6 marchas por lo que será capaz de llegar a los 230 km/h con la última marcha. Además, será capaz de acelerar de 0 a 100km/h en 7,1seg.

Por último, el peso del vehículo es de 1445 kg y la capacidad de peso máximo de carga que puede albergar es de 360kg.

En cuanto a las relaciones de transmisión de cada conjunto de engranajes, se han obtenido del fabricante y son las siguientes:

RELACIONES DE TRANSMISIÓN	
1ª marcha	4,002
2ª marcha	2,13
3ª marcha	1,396
4ª marcha	1
5ª marcha	0,781
6ª marcha	0,668
Marcha atrás	3,647

Tabla 2.1: Relaciones de transmisión

2.6 ESTUDIO DE LAS ALTERNATIVAS

La potencia del motor se transmite del cigüeñal al eje principal de la caja de cambios a través del embrague. Su misión es acoplar (embragar) y desacoplar (desembragar) los dos ejes para que en el momento de cambiar de marcha se haga sin brusquedad.

Una vez la caja de cambios recibe la potencia del motor esta se transmitirá del eje principal al eje intermedio y de este al secundario, dependiendo de la marcha seleccionada. Mediante la selección de las distintas marchas se consigue que el eje secundario gire a distintas velocidades permitiendo que el vehículo también lo haga.

Al tratarse de un vehículo de tracción trasera las ruedas motrices se encuentran en la parte posterior del coche y por lo tanto la potencia debe ser transmitida hasta ellas. Es por eso que después de la caja de cambios se encuentra el eje de transmisión que permite transmitir el par del eje secundario al diferencial que se encuentra justo antes que los palieres.

El diferencial es el mecanismo que divide la potencia del motor entre las dos ruedas motrices haciendo que al tomar una curva la rueda que se encuentra en el exterior gire más rápido para salvar la distancia de la curva.

2.6.1 Tipos de configuración de transmisión

La configuración de la transmisión varía dependiendo de la posición del motor y de los ejes que transmiten la potencia del motor a las ruedas.

Cuando el eje es delantero, es decir las ruedas delanteras reciben la potencia del automóvil, se dice que es un vehículo de tracción delantera pero cuando por el contrario son las ruedas traseras las que reciben la potencia y por tanto el eje es trasero se domina tracción trasera. También se puede dar el caso en el que los dos ejes reciben potencia, a este caso se le llama tracción total o 4x4.

Motor delantero y tracción delantera

Tal y como se muestra en la figura 2.3, es la configuración más utilizada en vehículos comerciales de mediana cilindrada. Con esta configuración el árbol de transmisión no es necesario puesto que la caja de cambios y el diferencial están unidos. Además, permite montar el motor en posición transversal o longitudinal.

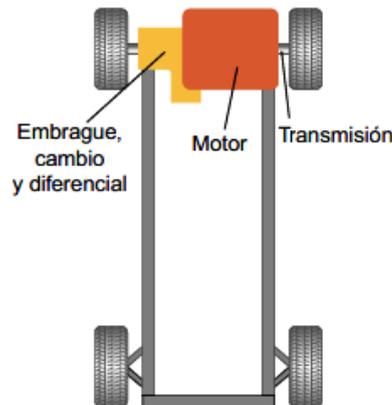


Figura 2.3: motor delantero y tracción delantera

Motor delantero y propulsión trasera

La configuración que se aprecia en la figura 2.4 ha sido la configuración más utilizada durante mucho tiempo y hoy en día se utiliza con más frecuencia en automóviles con una cilindrada mayor que en los de tracción delantera. La transmisión de la potencia empieza desde el cigüeñal del motor hasta la caja de cambios y de ahí pasa al diferencial a través del árbol de transmisión. Por último se transmite la potencia del diferencial a las ruedas motrices a través de los palieres.

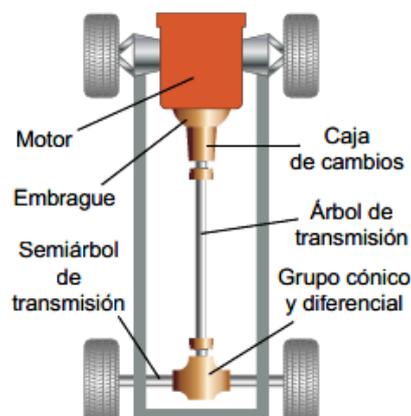


Figura 2.4: motor delantero y tracción trasera

Motor trasero y propulsión trasera

La configuración de la figura 2.5 no es muy frecuente pero se puede ver en automóviles de gran cilindrada. La posición del motor puede ser tanto longitudinal como transversal y el posicionamiento de los mecanismos de transmisión es muy parecida a las de los coches con motor delantero y tracción delantera, es decir, la potencia pasa del motor a un conjunto compuesto por embrague, caja de cambios y diferencial sucesivamente y de ahí se transmite a las ruedas a través de los palieres.

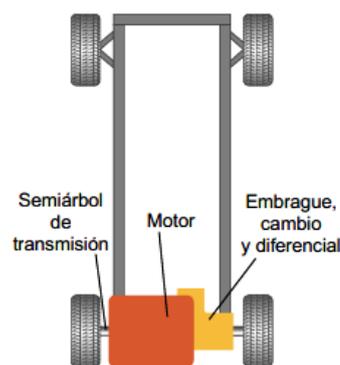


Figura 2.5: motor trasero y tracción trasera

Tracción a las cuatro ruedas

En la configuración de la figura 2.6 el par de giro se transmite a las cuatro ruedas por lo tanto se consideran las cuatro ruedas motrices. El motor puede ir situado tanto en la parte delantera como en la trasera indiscriminadamente permitiendo solventar el problema que tienen las demás configuraciones al poder transmitir por igual o en diferentes proporciones el porcentaje de transmisión entre ejes. Esta configuración se utiliza especialmente para circular por terrenos complicados.

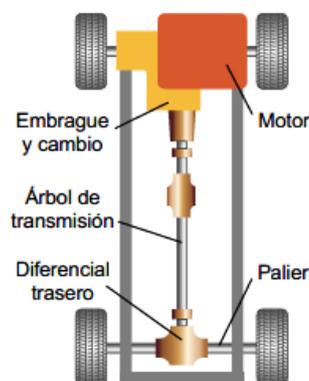


Figura 2.6: tracción total

Diferencia entre tracción delantera y propulsión trasera

La diferencia principal en cuanto a la distribución de las ruedas motrices se encuentra en que mientras que en la tracción delantera tanto el motor como las ruedas motrices se encuentran en la parte delantera en la tracción trasera el motor se encuentra delante y las ruedas son las traseras. Esto hace que para la propulsión trasera sea necesario un árbol de transmisión, ocupando un mayor espacio. Además, a consecuencia de no tener que poner el árbol de transmisión el vehículo pesará menos por lo que el gasto de combustible también será menor y se ahorrara espacio en el habitáculo.

En cambio, el tener propulsión trasera permite repartir mejor el peso del automóvil entre los dos ejes y además separa el efecto de la tracción del de la dirección, puesto que en la tracción delantera las ruedas delanteras acumulan mucho trabajo al tener que encargarse de transmitir la fuerza del motor al suelo, de la dirección del vehículo y también de soportar la mayor parte del esfuerzo en las frenadas.

2.6.2 Embrague

Como se comprueba en la figura 2.7, el embrague es el encargado de transmitir el par motor desde el motor a la caja de cambios y de ahí a las ruedas motrices. Su misión es desconectar el motor de la caja de cambios para que al arrancar o hacer un cambio de marcha se haga sin brusquedad y no se produzcan roturas o desgastes en los pares de engranajes de la caja de cambios.

Es necesario tener el embrague entre el cigüeñal del motor y la caja de cambios porque al arrancar el coche hay que transmitir el par motor a bajo régimen de una forma progresiva hasta conseguir un acoplamiento rígido entre el eje motor y el eje principal de la caja de cambios.

En el caso de cambio de velocidades mecánicos también es necesario su uso para desconectar el movimiento del motor del de las ruedas siempre que se quiera hacer un cambio de marcha o se quiera parar el vehículo sin detener el motor.

Entre sus funciones se encuentra la de tener la suficiente fuerza para que no patine cuando el motor funciona a pleno rendimiento. Debe también amortiguar las vibraciones del motor antes de llegar a la caja de cambios y disipar la energía que genera el motor.



Figura 2.7: esquema transmisión

2.6.2.1 Tipos de embrague

Los embragues se diferencian principalmente entre la forma que tienen de accionarse que puede ser hidráulica, automática... o la forma en la que trabajan que podrían ser de fricción, arrastre...

Pero teniendo en cuenta que son embragues para automóviles se diferencian en tres grandes grupos: hidráulicos, electromagnéticos y de fricción, siendo estos últimos los más utilizados.

2.6.2.2 Embrague hidráulico

Un embrague hidráulico como el de la figura 2.8 funciona como embrague automático ya que permite la transmisión de par a partir de cierta velocidad.

Su funcionamiento se basa en la transmisión de energía de una bomba, la cual está conectada con una turbina por medio de un líquido que suele ser aceite mineral.

Estos embragues se caracterizan por tener dos coronas giratorias con una cierta cantidad de alabes. Uno de los cuales está conectado al cigüeñal del motor mediante tornillos y hace la función de bomba centrífuga. La otra corona en cambio está conectada al eje principal de la caja de cambios y hace la función de turbina. Las dos coronas se encuentran ubicadas dentro de una carcasa estanca llena de aceite y separadas por espacio muy pequeño.

Al comenzar a girar el motor, la corona que hace las funciones de bomba centrífuga gira al mismo tiempo y se crea un remolino en el aceite. La energía cinética que crea el aceite golpea los alabes de la corona que trabaja como turbina y de esta forma se transmite el par del motor a la caja de cambios.

En el caso de que el motor gire al ralentí, la energía cinética será muy pequeña y no será capaz de superar el par necesario para mover los alabes de la turbina, pero a medida que la velocidad del motor aumente el remolino producido en el aceite a causa de la bomba aumentara y por lo tanto será capaz de superar el par resistente de la turbina, por lo que el coche empezara a andar.

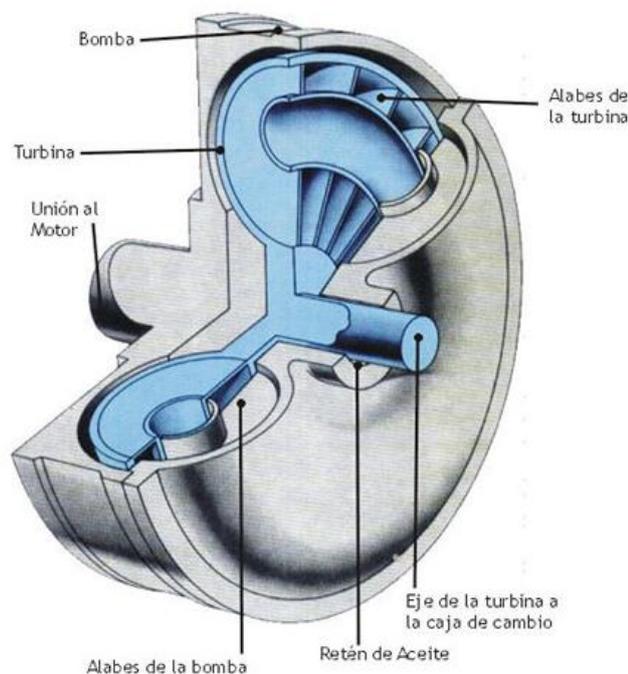


Figura 2.8: embrague hidráulico

Este tipo de embrague se utiliza mucho cuando la caja de cambios es automática pero tienen ciertas desventajas. Una de las más importantes es que debido a la fricción entre el aceite y los alabes aumenta considerablemente el consumo de combustible, además de tener un coste de fabricación elevado.

Pero no todo son desventajas, también tiene ventajas utilizar embragues hidráulicos como que no hay desgaste por lo que el mantenimiento es sencillo.

2.6.2.3 Embrague electromagnético

Los embragues electromagnéticos como el de la figura 2.9 están formados por una corona de acero montada sobre el cigüeñal del motor. En el interior de la corona hay un cable por el cual al pasar una corriente eléctrica se crea un campo magnético alrededor del plato del embrague.



Figura 2.9: embrague electromagnético

El espacio sobrante dentro de la corona se rellena mediante planchas de acero y polvo magnético. Debido al campo magnético, el polvo se une al disco del embrague transmitiendo de esta forma el par torsor del motor a la caja de cambios.

Por lo tanto, el principio de funcionamiento es que pase la corriente a través del cable, ya que si no hay corriente las partículas magnéticas no se pegarán al disco del embrague y por tanto la corona girará sin que lo haga el plato. Al pasar la corriente a través del cable, el polvo magnético se unirá al disco poco a poco por lo que se consigue un embrague progresivo.

Estos tipos de embragues tienen un coste muy elevado por lo que solo se utilizan en aplicaciones industriales específicas.

2.6.2.4 Embrague de fricción

Este tipo de embragues se basan en el par torsor transmitido entre dos superficies que contactan entre sí y las superficies pueden ser tanto cónicas como lisas.

Generalmente los más utilizados son los de superficie lisa. El disco está forrado con material especial que permite la fricción entre superficies. Normalmente en la automoción se utilizan embragues de fricción de un solo disco por lo que para este proyecto se utilizará uno de ellos.

En cuanto a las partes de las que se compone este tipo de embrague son las siguientes como se puede apreciar en la figura 2.10:

- *Conjunto de presión*: es el conjunto de piezas capaces de realizar presión sobre el disco. Los componentes más importantes son la carcasa, el diafragma y el plato de presión. La carcasa está conectada al cigüeñal del motor por medio de una unión roscada. y el diafragma es el elemento que aplica la fuerza sobre el plato de presión.

- *Disco*: el disco está conectado al eje principal de la caja de cambios y es el encargado de transmitir el par del volante de inercia. Como se ha dicho previamente está forrado por material específico que permite una mejor fricción entre superficies.

- *Cojinete del embrague*: este elemento es el encargado de empujar el embrague.

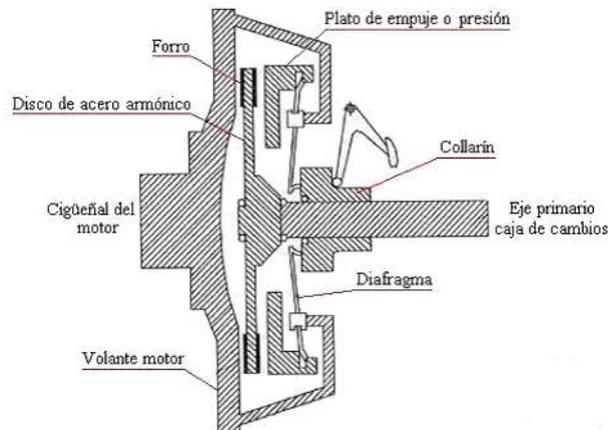


Figura 2.10: embrague de fricción

2.6.3 Caja de cambios

Se podría decir que la caja de cambios es el mecanismo más importante de la transmisión de un vehículo. El motor ofrece un par y una velocidad que mediante la utilización de las marchas se puede modificar para incrementarla o disminuirla.

De esta forma dependiendo de las circunstancias en las que se encuentra el vehículo se puede modificar la velocidad y fuerza que se debe transmitir a las ruedas, como sería el caso de una cuesta o por el contrario circular por la autopista.

Las cajas de cambios se dividen en dos tipos principalmente, manuales y automáticas.

2.6.3.1 Caja de cambios manual

En las cajas de cambios manuales como el de la figura 2.11 la elección de la velocidad se hace mediante un actuador mecánico aunque en algunos casos pueda estar automatizado.

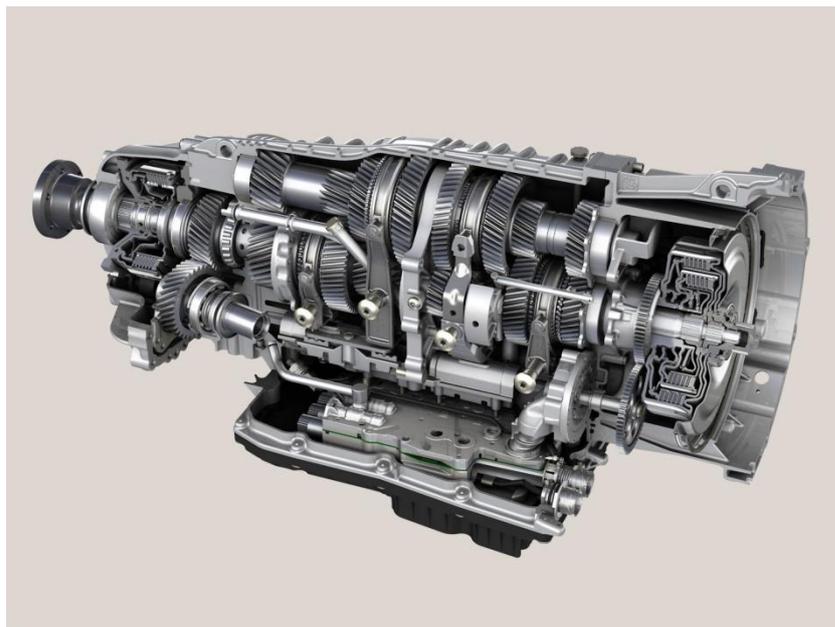


Figura 2.11: caja de cambios manual

Los elementos de los que se componen esta tipo de caja de cambios y que sufren fricción son bañados con aceite en el carter.

Todas las velocidades de la caja de cambios están sincronizadas, es decir, se valen de mecanismos de sincronización que hacen que los ejes giren a la misma velocidad y por lo tanto permitiendo que los cambios de marcha sean suaves.

2.6.3.2 Caja de cambios automática

Las cajas de cambios automáticas se componen de un mecanismo bastante complejo como se aprecia en la figura 2.12, en el cual se hacen los cambios de marcha de forma autónoma.

Es un mecanismo electro-hidráulico en el que los cambios de marcha se producen a causa de las condiciones de contorno en las que se encuentra el vehículo, es decir, la potencia del motor, velocidad del vehículo...

Mientras que las cajas de cambios manuales están compuestas de engranajes rectos, las cajas de cambios automáticas están compuestas por un tren epicicoidal

montado en serie o en paralelo. De esta forma permite que se formen relaciones de transmisión diferentes.

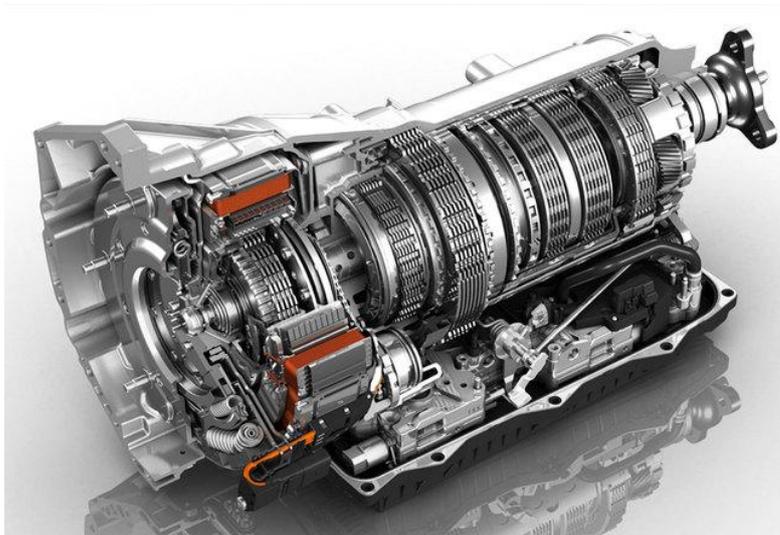


Figura 2.12: caja de cambios automática

2.6.3.3 Diferencias entre caja de cambios manual y automática

En cuanto a las diferencias entre una caja de cambios y la otra son varias, estas se clasificaran en la siguiente tabla:

TIPO	VENTAJAS	DESVENTAJAS
MANUAL	rendimiento mecánico alto	Bruscas en cambio de marcha rápido
	Cambio de marcha rápido	
	Larga durabilidad	
AUTOMÁTICA	Comodidad	Rendimiento mecánico bajo
	Fácil mantenimiento	Gran peso
	Gran poder de tracción	

Tabla 2.2: diferencias tipo caja de cambios

Teniendo en cuenta la comparación se ha decidido utilizar una caja de cambios manual ya que ofrece un rendimiento mecánico más alto, los cambios de marcha son rápidos y la durabilidad es bastante elevada.

En un diferencial común como el que se ve en la figura 2.14 los palieres que van unidos a las ruedas motrices están también unidos a unos engranajes cónicos llamados planetarios. Estos dos engranajes a su vez engranan con otros dos engranajes cónicos llamados satélites.

Al hacer girar los satélites, estos arrastran a los planetarios transmitiendo la potencia a las ruedas y debido a la resistencia al giro que generan las ruedas, se logra que una rueda gire a una mayor velocidad que la otra.

Por lo tanto se deduce que de la potencia total que se transmite al diferencial una de las ruedas se llevara una potencia mayor y la otra el resto, es decir, del par que transmite el motor la rueda exterior se llevara un par menor que la rueda interior pero la suma de los dos pares será igual que el del motor.

Al circular el coche en línea recta las dos ruedas ofrecen la misma resistencia por lo que las dos girarán a la misma velocidad y por tanto transmitirán la mitad de la potencia. Pero al entrar en una curva la rueda interior ofrecerá una resistencia mayor haciendo que la rueda exterior gire a una velocidad mayor.

Por el otro lado la rueda que ofrece una resistencia menor al giro recibirá una potencia mayor. Esto puede llegar a ser un problema ya que si una de las ruedas desliza sobre la superficie la resistencia que ofrecerá será muy baja y se llevará toda la potencia del motor haciendo que pierda tracción.

2.6.4.2 Diferencial autoblocante mecánico

Este tipo de diferencial tiene el mismo funcionamiento que un diferencial convencional tal y como se aprecia en la figura 2.15 pero con la ventaja de que en caso de que una de las ruedas deslice no recibirá toda la potencia del motor.

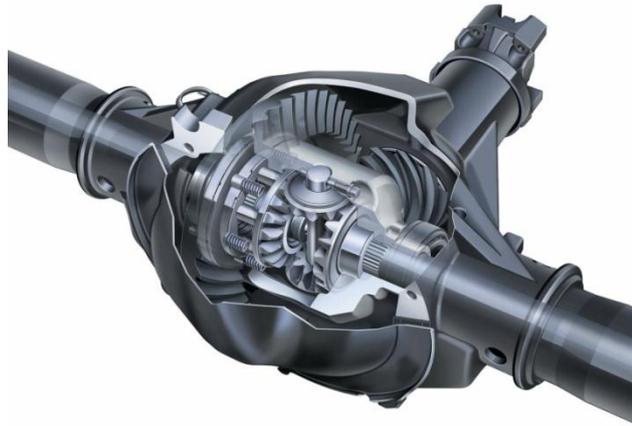


Figura 2.15: diferencial autoblocante

La principal función del autoblocante es reducir la velocidad de la rueda que gira más rápido debido a la diferencia de par torsor entre ellas. Esto es debido a que la rueda que ofrece una mayor resistencia al giro es capaz de transmitir mayor potencia por lo que se mejora la tracción.

Hay muchos tipos de diferenciales mecánicos pero los más utilizados son los de disco de fricción. En este tipo de diferenciales los ejes que conectan con los satélites son independientes entre sí y tienen permitido un rango de movimiento limitado por la caja del diferencial.

Debido al espacio limitado que tienen estos ejes para moverse, se hace un hueco en forma de "V" en la carcasa del diferencial. Las fuerzas que se crean por el contacto entre satélites y planetarios hacen que los ejes se muevan en esos huecos. Este movimiento solo se da cuando uno de los palieres recibe un par torsor mayor, ya que en línea recta los dos palieres se repartirán las fuerzas. En cambio, cuando el coche circula por una curva el planetario que más par recibe ahora una fuerza mayor en el satélite y por tanto el eje del satélite se moverá en el hueco en forma de "V".

Debido a esto se moverán tanto los satélites como los planetarios y por tanto los discos de fricción que están montados sobre los palieres. El disco de fricción causará el efecto deseado de mover los palieres solidarios a la caja del diferencial y en consecuencia las dos ruedas girarán a la vez eliminando la función del diferencial.

Este tipo de diferenciales se utilizan en vehículos de gran potencia y tracción trasera puesto que al acelerar es usual que una de las ruedas deslice sobre la superficie de contacto. Por tanto la función de este tipo de diferencial es eliminar ese deslizamiento bloqueando y mejorando la tracción del vehículo.

A pesar de todo hoy en día ya no son muy utilizados gracias a la utilización de la electrónica que permite montar diferenciales convencionales. Mediante la electrónica del coche se detecta cuando una rueda está transmitiendo mucha potencia e inmediatamente se frena esa rueda y se transmite más potencia a la otra rueda.

2.6.4.3 Diferencial torsen

La principal característica de este diferencial que se aprecia en la figura 2.16 es que es capaz de transmitir la potencia a las ruedas sin importar la velocidad a la que circulan, además, transmite una potencia mayor a la rueda que se opone mas al giro.

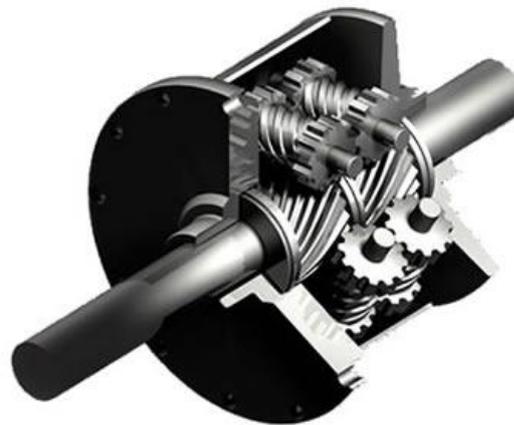


Figura 2.16: diferencial torsen

El funcionamiento se basa en el mismo que un conjunto de engranaje helicoidal y tornillo sin fin, ya que se crean diferentes pares de fricción dentro del diferencial que se dividen de forma asimétrica.

En el Torsen los satélites convencionales son sustituidos por tres pares de engranajes helicoidales, engranados dos a dos por piñones de dientes rectos en sus

extremos. Los planetarios son tornillos sin fin, con los que engrana cada uno de los engranajes helicoidales.

A diferencia de los demás diferenciales, en los diferenciales torsen el reparto de fuerza se hace dependiendo de la resistencia de las ruedas al giro.

2.6.4.4 Diferencial viscoso

En este tipo de diferenciales los palieres no están unidos mecánicamente si no que se unen mediante un fluido viscoso, tal y como se observa en la figura 2.17. El fluido se encuentra dentro de un cilindro en que hay dos juegos de discos colocados de forma intercalada, estando cada uno de ellos montado sobre uno de los semiejes.

Si la velocidad relativa entre los juegos discos no es muy grande, se mueven independientemente entre sí. Pero en el caso de que la velocidad aumente, los discos que giran más rápido arrastrarán al otro juego de discos debido al rozamiento que crea el fluido.

Este sistema puede estar unido a un diferencial convencional para hacer las funciones de autoblocante. En cuanto a sus desventajas, estos diferenciales dependen mucho de la temperatura del fluido ya que al aumentar esta, pierde viscosidad.

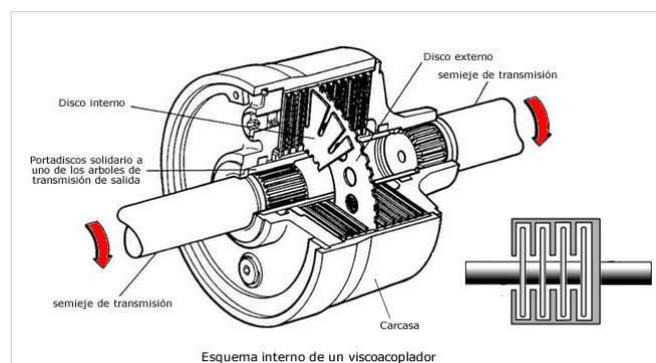


Figura 2.17: diferencial viscoso

2.7 SOLUCIÓN ADOPTADA

Después de describir todos los elementos posibles que pueden configurar la transmisión del vehículo se elegirán los más óptimos para el proyecto a tratar.

2.7.1 Disposición de la transmisión

Al tratarse de un vehículo de potencia considerable y con un tamaño pequeño se decide optar por una tracción trasera con el motor montado en la parte delantera con una configuración en línea.

2.7.2 Embrague

En cuanto al embrague se utilizara uno de disco de fricción ya que debido a su versatilidad son los más utilizados.

Estos elementos sirven para acoplar o desacoplar dos ejes que están conectados entre sí, por lo tanto permiten transmitir la potencia del motor a la caja de cambios o por el contrario cesar su transmisión.

El método de accionamiento en este caso es sencillo, cuando el conductor pisa el pedal del embrague los ejes se desacoplan y al ir soltando el pedal poco a poco se irán juntando los discos de rozamiento del embrague permitiendo un acoplamiento suave y progresivo.

Para el dimensionamiento del embrague se utilizarán las siguientes expresiones:

$$R_{ext} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot N}{\pi \cdot 1,7 \cdot 0,51 \cdot P_{max} \cdot \mu}}$$

Fórmula 2.1

$$R_{int} = 0,7 \cdot R_{ext} \quad \text{Fórmula 2.2}$$

$$S = 2 \cdot \pi \cdot (R_{ext}^2 - R_{int}^2) = 2 \cdot \pi \cdot 0,51 \cdot R_{ext}^2 \quad \text{Fórmula 2.3}$$

S= superficie total de rozamiento [mm²]

R_{ext}=radio exterior del disco

R_{int}= radio interior del disco [mm]

Una vez conocidas las dimensiones del embrague se procede a calcular la capacidad de par de rozamiento que debe tener para poder transmitir el total del par tursor del motor. Para este cálculo se hace uso de la hipótesis de desgaste uniforme ya que es más conservadora.

$$F_a = 2 \cdot \pi \cdot P_{max} \cdot R_{int} \cdot (R_{ext} - R_{int}) \quad \text{Fórmula 2.4}$$

$$T_{roz} = n \cdot \mu \cdot F_a \cdot \frac{(R_{ext} + R_{int})}{2} \quad \text{Fórmula 2.5}$$

F_a= fuerza axial [N]

T_{roz}= par de rozamiento que soporta el disco del embrague[Nm]

El par de rozamiento del embrague debe ser mayor que el par tursor del motor pero para poder transmitir estas fuerzas es necesario que el embrague este montado mediante un estriado en el eje.

Para conocer el número de dientes que debe tener el estriado se hace uso de la norma DIN 5480, la cual arroja un numero de dientes z=11 sabiendo que el eje tiene un diámetro Ø=25mm y un módulo m=2.

Una vez conocidos el número de dientes del estriado se calcula la longitud que deberá tener para que aguante las fuerzas:

$$L = k \cdot \frac{F}{h \cdot z \cdot p}$$

Fórmula 2.6

Por tanto los datos que arrojan los cálculos son los siguientes:

Diámetro Exterior	25,96 cm
Diámetro Interior	18,18 cm
Presión	2,4 kg/cm ²
Fuerza Axial	5238,78 N
Par de Rozamiento	426,609 Nm
Longitud del estriado	10,21 mm

Tabla 2.3: dimensiones embrague

Debido a los datos conseguidos mediante las formulas antes mencionadas se elige un embrague comercial de catálogo en el que las medidas se aprecian en la figura 2.18:

BMW					
1 (E81) 09.04 - 09.12					
120 d, 130 kW	09.06-09.12	N47D20A, N47D20C	3000 950 942		240
			2294 501 192		240
			6283 600 515	Bohrung-Ø [mm] / Bore Ø [mm]:22.2 Material: Kunststoff / Material: Plastic	(28) (83)
			6284 600 102		
123 d	03.07-09.12	N47D20D, N47D20B	3000 951 913		240 26
			6283 600 515	Bohrung-Ø [mm] / Bore Ø [mm]:22.2 Material: Kunststoff / Material: Plastic	(28) (83)
			6284 600 102		
1 (E87) 11.03 - 09.12					
116 i, 85 kW	11.03-09.12	N43B16A,	3000 951 901		230 22
116 i, 90 kW	11.03-09.12	N46B20CD,			
118 i, 95 kW	07.04-09.12	N45B16A,			
118 i, 105 kW	07.04-09.12	N46B20B,			
120 i, 110 kW	11.03-09.12	N43B20A,			
120 i, 115 kW	11.03-09.12	N46B20CC,			
120 i, 120 kW	11.03-09.12	N46B20BD,			
120 i, 125 kW	11.03-09.12	N46B20C,			
	11.03-09.12	N46B20A			
130 i, 190 kW	03.05-09.12	N52B30A,	3000 951 906	nur mit Alu-Schrauben BMW-OE 23 00 0 392 607 / only with aluminium screw BMW-OE 23 00 0 392 607	(244) 240 22
130 i, 195 kW	03.05-09.12	N52B30AF, N52B30BF, N52B30B			
116 d	12.08-09.12	N47D20A	3000 950 741		240
			2294 501 192		240
118 d, 90 kW	11.03-09.12	M47*	3000 951 933		240 22
118 d, 100 kW	11.03-09.12		2294 001 364	enthält Schwungradbefestigungsschrauben / includes bolt for flywheel mounting	(155) 240
118 d, 105 kW	11.03-09.12	N47*	3000 950 741		240

Figura 2.18: catálogo de embrague

Para más detalles consultar apartado 3.3 del documento 3: cálculos.

2.7.3 Caja de cambios

La caja de cambios será de tipo manual con 6 velocidades. Los engranajes serán de tipo helicoidal ya que son menos ruidosos y se desgastan menos.

Esta caja de cambios consta de 3 ejes por lo que el par de engranajes que conecta el eje principal con el eje intermedio será la toma constante que permitirá utilizar unas relaciones de transmisión más pequeñas y por lo tanto derivará en una caja de cambios más pequeña.

Las cajas de cambios tienen la función de aumentar o disminuir el par torsor que llega a las ruedas motoras. Mediante la utilización de las diferentes marchas, el conductor es capaz de adecuarse a la situación en la que se encuentra dependiendo de que necesite una velocidad alto como puede ser en una autopista o mucha fuerza de empuje como en cuesta.

2.7.3.1 Resistencia al avance

El vehículo debe superar una serie de resistencias para poder circular de forma segura. Estas resistencias y las ecuaciones para calcularlas son las siguientes:

$$\text{resistencia por rodadura} \rightarrow R_r = (P + P_{Mc}) \cdot \mu_c \quad \begin{array}{l} \text{Fórmula} \\ 2.7 \end{array}$$

$$\text{resistencia por pendiente} \rightarrow R_p = (P + P_{Mc}) \cdot \frac{x}{100} \quad \begin{array}{l} \text{Fórmula} \\ 2.8 \end{array}$$

$$\text{resistencia por inercia} \rightarrow R_i = m \cdot j \quad \begin{array}{l} \text{Fórmula} \\ 2.9 \end{array}$$

$$\text{resistencia del aire} \rightarrow R_a = \frac{\delta \cdot C \cdot S \cdot V^2}{2 \cdot g} \quad \begin{array}{l} \text{Fórmula} \\ 2.10 \end{array}$$

Tipo de resistencia	Valor
Resistencia por rodadura	43,5375 kg
Resistencia por pendiente	483,75 kg
Resistencia por inercia	771,43 kg
Resistencia del aire	165,57 kg

Tabla 2.4: Resumen resistencias

Para comprobar que el vehículo es capaz de superar estas resistencias se comprueba que las pueda soportar al circular en 1ª y 6ª marchas ya que serán las más críticas:

En 1ª *marcha* deberá superar la suma de todas las resistencias sin incluir la del viento ya que esta solo se tiene en cuenta a partir de 80km/h.

$$R_{avan.} = R_r + R_p + R_i \quad \text{Fórmula 2.11}$$

En cambio en 6ª *marcha* solo hay que tener en cuenta la resistencia por rodadura y la resistencia del aire.

$$R_{avan.} = R_r + R_a \quad \text{Fórmula 2.12}$$

R_{avan} = fuerza total de resistencia en la rueda motriz

2.7.3.2 Engranajes

La caja de cambios se compone de 6 marchas más el par de engranajes de la toma constante además del de marcha atrás.

2.7.3.2.1 Dimensiones de los engranajes

Para conocer el número de dientes que debe tener cada engranaje es necesario conocer la relación de transmisión de cada par de engranajes. Todas las

relaciones de transmisión son ofrecidas por el fabricante y se encuentran en la siguiente página web:

<http://www.cochesyconcesionarios.com/fichas/Bmw/Serie-1/8253680019-prestaciones-dimensiones.html>

Las relaciones de transmisión son las siguientes:

RELACIONES DE TRANSMISIÓN	
1ª marcha	4,002
2ª marcha	2,13
3ª marcha	1,396
4ª marcha	1
5ª marcha	0,781
6ª marcha	0,668
Marcha atrás	3,647

Tabla 2.5: Relaciones de transmisión

Una vez conocidas las relaciones de transmisión se procede a hacer un cálculo aproximado del número de dientes que debe tener cada engranaje y por tanto la nueva relación de transmisión:

Relación de transmisión	Número de dientes	Relación obtenida
$i_{tc}=1:2$	$Z_{01}= 12$ dientes	$i_{tc}= 1:2$
	$Z_{02}= 24$ dientes	
$i_1= 1:2,001$	$Z_{11}= 12$ dientes	$i_1= 1:2$
	$Z_{12}= 24$ dientes	
$i_2= 1:1,065$	$Z_{21}= 16$ dientes	$i_2= 1:1,0625$
	$Z_{22}= 17$ dientes	
$i_3= 1:0,698$	$Z_{31}= 20$ dientes	$i_3= 1:0,7$
	$Z_{32}= 14$ dientes	
$i_4= 1:0,5$	$Z_{41}= 24$ dientes	$i_4= 1:0,5$
	$Z_{42}= 12$ dientes	
$i_5= 1:0,3905$	$Z_{51}= 26$ dientes	$i_5= 1:0,384$
	$Z_{52}= 10$ dientes	

$i_6= 1:0,334$	$Z_{61}= 27$ dientes	$i_6= 1:0,333$
	$Z_{62}= 9$ dientes	

Tabla 2.6: número de dientes de los engranajes

Al ser engranajes helicoidales es necesario calcular también el ángulo de la hélice que deberá tener cada engranaje para poder engranar entre sí. Para ello se utiliza la siguiente fórmula:

$$Z_n = \frac{Z}{\cos^3(\beta)} \geq 14 \quad \text{Fórmula 2.13}$$

MARCHA	ANGULO DE LA HELICE
Toma constante	18,21°
1ª marcha	18,21°
2ª marcha	29,45°
3ª marcha	26,215°
4ª marcha	18,21°
5ª marcha	18,21°
6ª marcha	18,21°

Tabla 2.7: ángulo de la hélice

Conociendo todos los datos previos de los engranajes se procede a calcular el modulo que deberán tener todos los engranajes para que queden a la misma altura una vez montados en sus respectivos ejes, además, dos engranajes deben tener el mismo modulo para que puedan engranar correctamente.

La siguiente formula está tomada del libro "Diseño de Maquinas" de la Escuela de Ingeniería de Bilbao y sirve como base de la norma ISO:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_1 \cdot \cos^4(\beta_a) \cdot (i \pm 1)}{k_{adm} \cdot \Psi \cdot z_1^2 \cdot i \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}} \quad \text{Fórmula 2.14}$$

Para conocer el valor del módulo es necesario escoger el material del que estarán hechas las ruedas que será un acero aleado, cementado y templado con una k_{adm} de 80 kg/cm².

Para el cálculo de la duración que estará funcionando cada marcha se utiliza un valor aproximado de km que recorrerá el vehículo de 270.000 km, por lo que cada marcha será utilizada por un tiempo aproximado de:

Marcha 1ª: 320 horas

Marcha 2ª: 1.200 horas

Marcha 3ª: 960 horas

Marcha 4ª: 840 horas

Marcha 5ª: 400 horas

Marcha 6ª: 200 horas

Marcha Atrás: 80 horas

El módulo siempre ha de ser calculado utilizando los datos de la rueda más pequeña ya que es la que más va a trabajar puesto que sus dientes entraran en contacto en más ocasiones que los de la rueda grande.

Después de calcular los valores de los módulos de todos los engranajes se comprueba que el mayor valor es de la 4ª marcha= 4,64mm por lo que utilizando la tabla de valores normalizados para el módulo se escoge el valor normalizado 5.

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	
8	9	
10	11	
12	14	
16	18	
20	22	
25	28	
32	26	
40	45	
50		

Tabla 2.8: serie de los engranajes

Una vez es conocido el módulo que tendrán los engranajes es posible calcular las dimensiones de los engranajes de marcha atrás, ya que se puede calcular la distancia entre ejes con la siguiente fórmula:

$$d = R + R' = \frac{m}{2} \cdot \frac{z + z'}{\cos(\beta)} \quad \text{Fórmula 2.15}$$

La marcha atrás consta de tres engranajes puesto que tiene en medio de los dos engranajes que están montados sobre el eje intermedio y el eje secundario un piñón loco que posibilita que las ruedas del coche giren en sentido contrario al que lo harán las demás marchas.

Por último, para terminar con las dimensiones de los engranajes se calcula tanto los radios primitivos como el ancho de cada rueda utilizando las siguientes formulas:

$$\text{radio de los engranajes} \rightarrow R = \frac{m \cdot z}{2 \cdot \cos(\beta)} \quad \text{Fórmula 2.16}$$

$$\text{radio de los engranajes rectos de marcha atrás} \rightarrow R_{ma} = \frac{m \cdot z}{2} \quad \text{Fórmula 2.17}$$

$$\text{ancho de los engranajes} \rightarrow b = \Psi \cdot m$$

Fórmula 2.18

2.7.3.2 Cálculo de las fuerzas sobre las ruedas

Una vez obtenidas todas las dimensiones de los engranajes se procede a calcular las fuerzas que generan los engranajes entre sí. Estas fuerzas influirán en las dimensiones de los engranajes y por tanto en los rodamientos en los que van apoyados los ejes.

Las fuerzas que generan los engranajes helicoidales son tres, en primer lugar está la *fuerza tangencial* que es la encargada de transmitir la potencia de un eje a otro, en segundo lugar está la *fuerza radial* que tiene el efecto indeseado de separar los ejes entre sí.

Por último, está la *fuerza axial* que es una desventaja respecto de los engranajes rectos ya que es una fuerza más que tienen que soportar tanto los ejes como los rodamientos.

$$U = T/R \quad \text{Fórmula 2.19}$$

$$F_r = U \cdot \tan(\alpha_a) \quad \text{Fórmula 2.20}$$

$$F_a = U \cdot \tan(\beta_a) \quad \text{Fórmula 2.21}$$

2.7.3.3 Ejes

Los ejes son elementos giratorios que transmiten una potencia y están apoyados sobre rodamientos. Los ejes transmiten la potencia mediante los pares de engranajes que están montados sobre ellos y tienen que ser capaces de aguantar las fuerzas que estos les transmiten.

A la hora de calcular y dimensionar un eje hay que tener en cuenta diferentes aspectos como el material del que está fabricado o el coeficiente de seguridad que se requiere para su utilización.

Para empezar con el cálculo lo más importante es conocer las fuerzas que actúan sobre dichos ejes como se ha mencionado previamente y dimensionar las secciones más críticas que en este caso serán en las que estén montados los engranajes.

Debido al montaje de varios engranajes sobre cada eje, cada eje constara de varias secciones que tendrán diferentes diámetros por lo que los ejes estarán escalonados.

Para un buen dimensionamiento de los ejes hay que tener en cuenta varios aspectos como:

- es recomendable que los ejes sean biapoyados
- es preferible utilizar longitudes de eje cortas
- las concentraciones de tensiones deben ser las mínimas en los cambios de sección
- hay que tratar de evitar las fuerzas en voladizo

Para el cálculo de los diámetros de las diferentes secciones se va a utilizar el código ASME ya que permite hacer los cálculos de forma sencilla y además es un método conservador.

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot CS}{\pi \cdot \sigma_s} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2}} \quad \text{Fórmula 2.22}$$

Al utilizar este código se asume que las concentraciones de tensiones tales como los cambios de secciones o las chaveteras ya han sido tenidas en cuenta, puesto que se utilizan los coeficientes modificativos C_m y C_t .

En cuanto al material del que estarán fabricados los ejes será un acero 34CR4 con una tensión de fluencia $\sigma_{yp}=100\text{kg/mm}^2$.

2.7.3.3.1 Eje primario

El eje primario que se aprecia en la figura 2.19 conecta directamente con el embrague y tienen montado sobre sí un solo engranaje que pertenece al par de engranajes de la toma constante. La toma constante permite reducir el tamaño de todos los engranajes de cada marcha y por tanto del tamaño de la caja de cambios. El engranaje de la toma constante engrana con un engranaje que está montado sobre el eje intermedio.

A pesar de indicar previamente que no se deben poner fuerzas en voladizo sobre los ejes para el eje principal se ha hecho de este modo ya que el eje es relativamente pequeño y los apoyos están muy cerca entre sí por lo que los momentos que deben soportar serán pequeños.

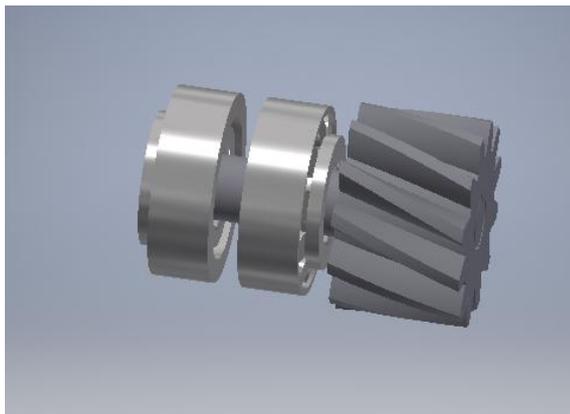


Figura 2.19: eje primario

Este eje consta de dos secciones, la sección más crítica esta en los apoyos por lo que mediante el código ASME se calcula un diámetro mínimo de 21,16mm pero que al utilizar un diámetro normalizado para ejes, se fabricará de 30mm de diámetro.

La otra sección del eje que es en la que está montado el engranaje tiene un diámetro mínimo de 16,84mm pero el diámetro mínimo normalizado inmediato será 20mm.

2.7.3.3.2 Eje intermedio

Sobre este eje están montados tanto la corona de la toma constante como los engranajes de cada una de las marchas, incluyendo la de marcha atrás tal y como se observa en la figura 2.20. Estos engranajes están montados mediante chavetas.

Al igual que con el eje primario las fuerzas que transmiten al eje secundario deben ser soportadas por el eje. El eje tendrá diferentes secciones escalonadas entre sí dependiendo del diámetro mínimo que deba tener cada una para poder soportar las fuerzas.

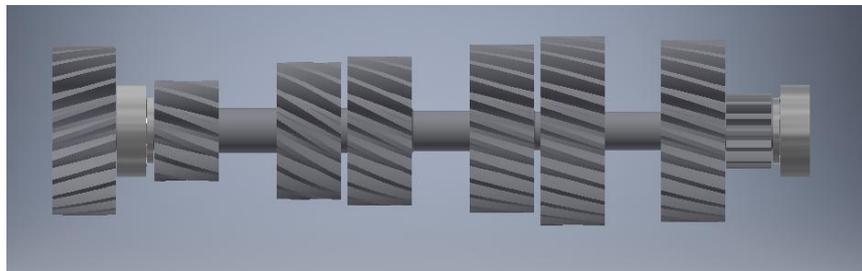


Figura 2.20: eje intermedio

Los diámetros mínimos que tendrá cada sección son:

Marcha	Diámetro según ASME	Diámetro normalizado
1ª	28,495 mm	30 mm
2ª	32,53mm	35 mm
3ª	32,21mm	35 mm
4ª	31,12mm	32 mm
5ª	25,55mm	32 mm
6ª	29,2mm	32 mm
MA	25,78 mm	32 mm

Tabla 2.9: diámetros de las secciones del eje

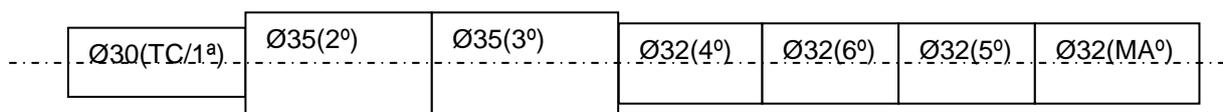


Figura 2.21: diámetros en el eje

2.7.3.3 Eje secundario

El eje secundario tiene montados sobre sí las ruedas que engranan con las del eje intermedio como se observa en la figura 2.22. Estos engranajes deben girar locos ya que no pueden transmitir par hasta que mediante el uso de sincronizadores son movidos junto al eje. Para el montaje de estos engranajes se utilizan rodamientos de aguja.

Este eje también estará escalonado mediante diferentes diámetros porque las fuerzas que llegan a cada engranaje varían.

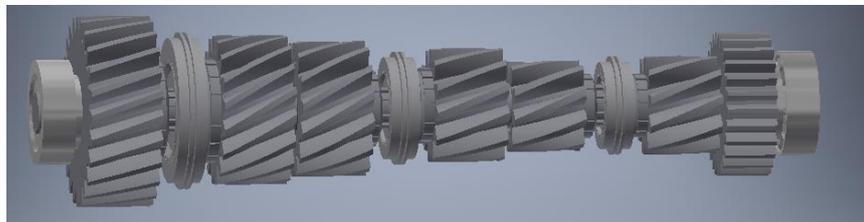


figura 2.22: eje secundario

Los diámetros mínimos que tendrá cada sección son:

Marcha	Diámetro según ASME	Diámetro normalizado
1 ^a	29,37 mm	32 mm
2 ^a	31,45mm	32 mm
3 ^a	30,53mm	32 mm
4 ^a	29,46mm	32 mm
5 ^a	23,04mm	32 mm
6 ^a	27,28mm	32 mm
MA	27,87mm	32 mm

Tabla 2.10: diámetros de las secciones del eje

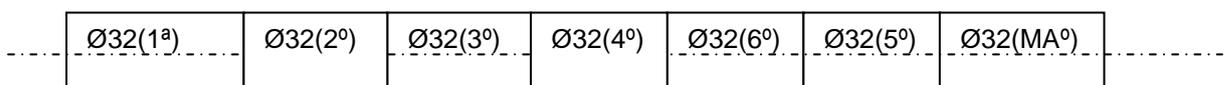


Figura 2.23: diámetros en el eje

2.7.4 Elementos comerciales

Los elementos comerciales son elementos de los que se hace un cálculo previo para comprobar si soporta las fuerzas que va a recibir y que se elige de un catalogo comercial.

2.7.4.1 Rodamientos

Los rodamientos sirven de soporte a los ejes y por tanto las cargas que llegan de los ejes a los rodamientos son transmitidas a la estructura que los soporta.

Como regla general, se puede determinar cuándo usar un tipo u otro de rodamiento:

- Rodamientos de bolas: Se usan en aplicaciones de grandes velocidades de giro del eje.
- Rodamientos de rodillos: Se usan en aplicaciones donde el rodamiento debe soportar grandes cargas.

A la hora de seleccionar un rodamiento, los requisitos que debe cumplir éste son que debe encajar en un espacio determinado y que además debe ser capaz de soportar las cargas a las que está sometido.

Los elementos rodantes de los que están compuestos los rodamientos introducen cargas variables en ellos por lo que deben ser calculados a fatiga.

La vida de un rodamiento se cuantifica como el número de revoluciones completadas por el anillo interior hasta que aparecen los primeros síntomas de fatiga.

En cuanto a los rodamientos que se han utilizado para soportar los ejes de la caja de cambios han sido todos rodamientos de rodillos cónicos. Estos rodamientos son capaces de soportar tanto fuerzas radiales como fuerzas axiales.

El motivo de elegir rodillos cónicos es que son capaces de soportar cargas mayores que los rodamientos de rodillos y además son capaces de soportar fuerzas axiales.

La única desventaja que poseen es que solo pueden soportar la carga axial en uno de las direcciones y es por eso que se montan en parejas. Debido a esta desventaja se pueden montar con *montaje directo* o con *montaje indirecto*.

En las figuras 2.24 y 2.25 se muestran los dos tipos de montaje y los casos que hay dependiendo de las direcciones y magnitudes de las fuerzas:

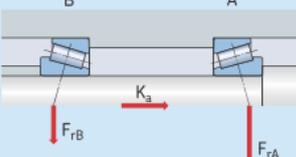
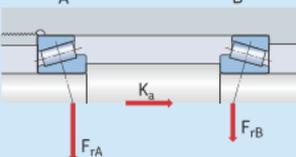
Disposición de rodamientos	Caso de carga	Cargas axiales
<p>Espalda con espalda</p> 	<p>Caso 1a</p> $\frac{F_{rA}}{Y_A} \geq \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0$	$F_{aA} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_A}$ $F_{aB} = F_{aA} + K_a$
	<p>Caso 1b</p> $\frac{F_{rA}}{Y_A} < \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0,5 \left(\frac{F_{rB}}{Y_B} - \frac{F_{rA}}{Y_A} \right)$	$F_{aA} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_A}$ $F_{aB} = F_{aA} + K_a$
<p>Cara a cara</p> 	<p>Caso 1c</p> $\frac{F_{rA}}{Y_A} < \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a < 0,5 \left(\frac{F_{rB}}{Y_B} - \frac{F_{rA}}{Y_A} \right)$	$F_{aA} = F_{aB} - K_a$ $F_{aB} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_B}$

Figura 2.24: tipos de montaje

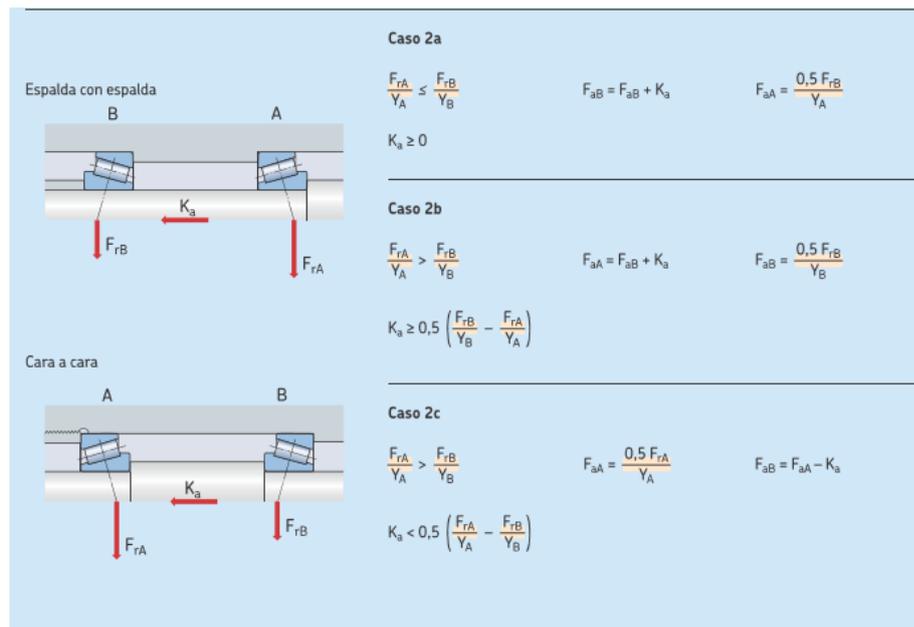


Figura 2.25: tipos de montaje

Para la elección de los rodamientos hay que calcular las fuerzas que actúan sobre cada rodamiento en cada una de las marchas y después hay que calcular cual será la vida nominal del rodamiento mediante la siguiente fórmula:

$$L_{10} = \frac{L}{4,48 \cdot \left[\ln \left(\frac{1}{0,95} \right) \right]^{1/1,5}} \quad \text{Fórmula 2.23}$$

Una vez conocida la fuerza equivalente y la vida nominal de cada rodamiento se calcula la capacidad dinámica de carga que es el valor junto con el diámetro interior con el que se elige el rodamiento del catálogo.

$$C = F_e \cdot (L_{10})^{1/a} \quad \text{Fórmula 2.24}$$

Como se ha mencionado previamente todos los rodamientos serán de rodillos cónicos y han sido seleccionados del catálogo de SKF.

En el caso de los rodamientos del eje principal se ha utilizado un montaje indirecto ya que permite soportar fuerzas mayores. En cambio para los ejes intermedio y secundario el montaje ha sido directo.

Debido a la mayor facilidad y por tanto reducción de coste de pedir un gran número de rodamientos de la misma serie se ha optado por elegir el siguiente tipo de rodamiento para todos los ejes:

32306 J2/Q	
d	30mm
D	72mm
T	28,75mm
C	76,5KN
Y	1,9

Tabla 2.11: dimensiones rodamiento comercial

El eje secundario también tienen montados unos rodamientos de aguja que tienen las dimensiones que se observan en la figura 2.26, estos permiten que los engranajes giren locos. Estos rodamientos solo deben soportar las fuerzas radiales y tangenciales que son transmitidas entre los pares de engranajes por lo que el cálculo es bastante sencillo.

Al igual que con los rodamientos de rodillos cónicos, una vez que se conoce el valor de las fuerzas, hay que calcular el valor de la vida nominal L_{10} y de la capacidad dinámica de carga. La capacidad dinámica de carga y el diámetro del eje son los valores con los que se elige el rodamiento del catálogo SKF.

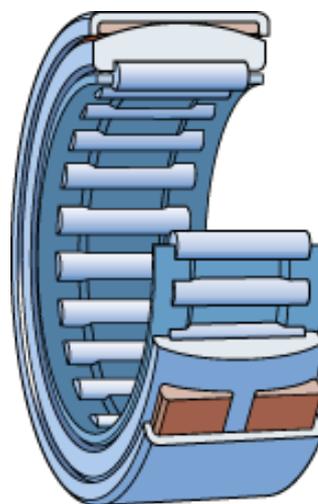


Figura 2.26: rodamiento aguja SKF

Marcha	Rodamiento
1ª marcha	2 rodamientos K32x40x25
2ª marcha	2 rodamientos K32x40x25
3ªmarcha	2 rodamientos K32x40x25
4ª marcha	2 rodamientos K32x40x25
5ª marcha	rodamiento K32x37x27/ rodamiento K32x37x17
6ª marcha	2 rodamientos K32x37x17

Tabla 2.12: dimensiones rodamiento aguja comercial

2.7.4.2 Chavetas

Las chavetas son los elementos que sirven para unir los engranajes a los ejes. Su función es transmitir el par torsor de los ejes a los engranajes. Para el montaje tanto en el eje principal como en el eje intermedio se ha optado por unas chavetas DIN 6885 de sección rectangular.

En las chavetas el ancho y el alto están normalizados y mediante la utilización de las formulas siguientes se calcula la longitud que debe tener la chaveta para aguantar las fuerzas.

Para el cálculo de la longitud de la chaveta por aplastamiento:

$$\sigma = \frac{F}{a} = \frac{F}{t \cdot L} \quad \text{Fórmula 2.25}$$

Para el cálculo de la longitud de la chaveta a cortante:

$$\tau = \frac{F}{a} = \frac{F}{b \cdot L} \quad \text{Fórmula 2.26}$$

La longitud de la chaveta debe respetar ciertos parámetros, es decir, la longitud no debe ser mayor que:

- la longitud del elemento
- no debe superar en 1,5 veces el diámetro del eje

En el caso de que alguno de los parámetros previos sea superado se deber poner dos chavetas de longitud $L/2$ a 90° o 180° entre sí.

Las chavetas trabajan como fusible mecánico por lo que el coeficiente de seguridad debe ser bajo para que en caso de sobreesfuerzo se rompan y no puedan transmitir par torsor.

El material del que estarán fabricadas será el siguiente:

Acero mejorado sin alear CK60	
Resistencia a tracción, σ_t	75-90 kg/mm ²
Límite de fluencia, σ_{yp}	45 kg/mm ²
Resistencia a fatiga, σ_e	± 35 kg/mm ²
Dureza Brinell, HB	217-265 kg/mm ²

Tabla 2.13: material chavetas

Por lo tanto las medidas de las chavetas serán las siguientes:

<i>medidas en mm</i>	Diámetro (\emptyset)	Ancho (b)	Alto (h)	Profundidad (t)	Longitud (L)
Eje primario	20	6	6	3,5	21,21
eje intermedio	30	8	7	4	21,21
	32	10	8	5	15,9
	35	10	8	5	14,54
Eje secundario	32	10	8	5	20,81

Tabla 2.14: dimensiones chavetas

En el caso del eje secundario solo la chaveta de marcha atrás estará montada con chaveta ya que los demás engranajes giran locos sobre rodamientos de aguja.

2.7.5 Sincronizadores

El sincronizador, tal y como se aprecia en la figura 2.27 es el elemento que permite que los engranajes que giran locos giren junto al eje. Están montados en el eje secundario y engranan con cada dos marchas ya que tienen unos dientes exteriores en cada lado.

Mediante una serie de dientes exteriores engranan con los engranajes y por tanto se mueven solidarios al eje secundario. Además del dentado exterior poseen un dentado interior que les posibilita moverse a través del estriado del eje secundario.

Están compuestos de dos elementos, por una parte esta la corona del sincronizador que es la que permite que el conductor la elija mediante la palanca de cambios debido a unas muescas que tiene. Por otra parte, está la cuba del sincronizador que es la que se mueve en el eje a través del estriado.

En esta caja de cambios habrá tres sincronizadores, el primero engrana con la 1ª y 2ª marchas, el segundo engrana con la 3ª y 4ª marchas y el tercero engrana con la 5ª y 6ª marchas.



Figura 2.27: despiece de un sincronizador

Para el cálculo de los sincronizadores se utilizara la norma DIN 5480 para estriados.

Conociendo el valor del módulo y el diámetro del eje se entra en la tabla para elegir el número de dientes.

Los tres sincronizadores tendrán un módulo $m=2$ y los diámetros de las secciones en los que estarán montados tienen diámetros de 32mm por lo que todos los sincronizadores y secciones del eje tendrán 14 dientes.

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
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		
33	64	54	42	40	32	25	20	17						
34	66	55	44	41	32	26	21	18						

Tabla 2.15: número de dientes del estriado

Para calcular la longitud de los nervados se utilizan las siguientes fórmulas:

$$F = \frac{T}{r} \quad \text{Fórmula 2.27}$$

$$L = K \cdot \frac{F}{h \cdot z \cdot p} \quad \text{Fórmula 2.28}$$

$$h = 0,5 \cdot (d_1 - d_2) \quad \text{Fórmula 2.29}$$

$$d_2 = d_1 - 2 \cdot m \quad \text{Fórmula 2.30}$$

L= longitud del nervado [mm]

h= altura portante de los nervios [mm]

d= diámetro del eje [mm]

Por lo tanto las longitudes de los tres sincronizadores será:

Sincronizador	Longitud
Sincronizador 1ª y 2ª marcha	28,84mm
Sincronizador 3ª y 4ª marcha	10,1mm
Sincronizador 5ª y 6ª marcha	4,82mm

Tabla 2.16: longitud del estriado de los sincronizadores

Los sincronizadores tienen un funcionamiento similar al de los embragues cónicos por lo que para calcular la capacidad de rozamiento que tienen se utilizaran las mismas formulas que para esos embragues:

$$T_{roz} = \frac{\mu_0 \cdot F_a \cdot (r_e + r_i)}{2 \cdot \sin \alpha} \quad \text{Fórmula 2.31}$$

$$F_a = 2 \cdot \pi \cdot P_{max} \cdot r_i \cdot (r_e - r_i) \quad \text{Fórmula 2.32}$$

T_{roz} = capacidad de rozamiento de los sincronizadores [Nmm]

F_a = fuerza axial [N]

El par de rozamiento de los sincronizadores debe ser mayor que el que transmiten los engranajes por lo que los datos de la siguiente tabla lo demuestra:

Sincronizador	T_{roz}
Sincronizador 1ª y 2ª marcha	6103322,52Nmm
Sincronizador 3ª y 4ª marcha	2360991,7Nmm
Sincronizador 5ª y 6ª marcha	1479593,33Nmm

Tabla 2.17: par de rozamiento de los sincronizadores

2.7.6 Diferencial

El diferencial está compuesto por una serie de engranajes llamados planetarios y satélites que permiten que al tomar el vehículo una curva la rueda exterior gire más rápido ya que tiene que recorrer una distancia mayor.

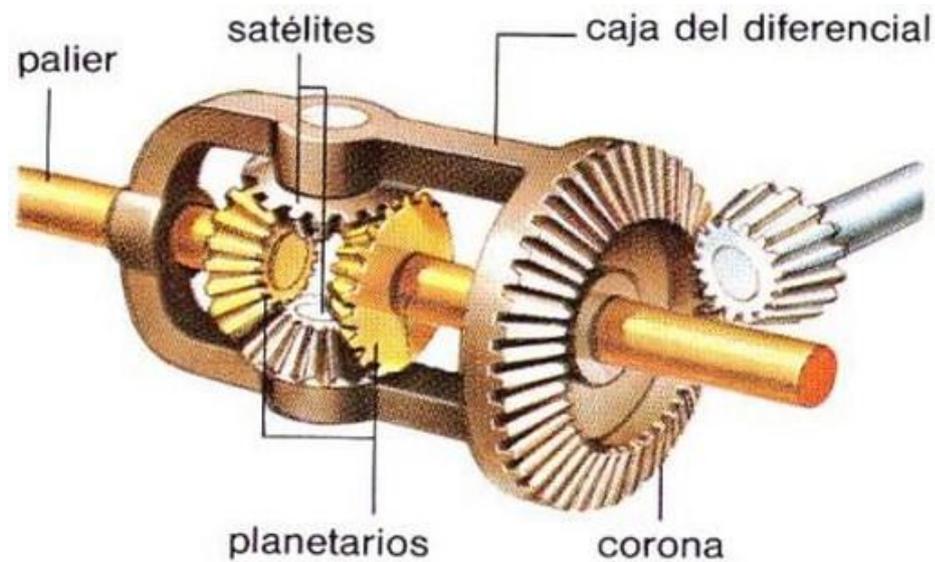


Figura 2.28: diferencial

Se ha decidido utilizar un diferencial convencional ya que es el tipo más utilizado en la automoción gracias a la ayuda de la electrónica que existe hoy en día.

Mediante un conjunto de piñón-corona se consigue transmitir las fuerzas y par tursor al diferencial y por tanto a las ruedas.

El material del que se componen los engranajes es el mismo material que el de los engranajes de la caja de cambios, es decir, un acero aleado, cementado y templado.

Para empezar hay que conocer las fuerzas que transmitirá el conjunto cónico piñón-corona debido a fuerzas que genera cada marcha. Para ello se utilizan las siguientes formulas:

$$\frac{i}{i_{cc}} = \frac{T_{motor}}{T_{dif}} \quad \text{Fórmula 2.33}$$

$$U = \frac{T_{dif}}{r_{piñon}} \quad \text{Fórmula 2.34}$$

$$F_r = U \cdot \tan \alpha_a \cdot \cos d_1 \quad \text{Fórmula 2.35}$$

$$F_a = U \cdot \tan \alpha_a \cdot \sin d_1 \quad \text{Fórmula 2.36}$$

Mediante estas formulas se calcula las fuerzas que genera cada marcha pero es necesario saber las principales dimensiones del piñón-corona por lo que conociendo la relación de transmisión $i=3,387$ se obtiene que el piñón tendrá 15 dientes y la corona 51.

Además, cada uno de los engranajes tendrá un ángulo que sumándolos será de 90° que se calcula mediante las siguientes formulas:

$$d_1 + d_2 = 90^\circ \quad \text{Fórmula 2.37}$$

$$i = \frac{\sin d_1}{\sin d_2} \quad \text{Fórmula 2.38}$$

$$\tan d_2 = \frac{\sin d}{i + \cos d} \quad \text{Fórmula 2.39}$$

Una vez conocidas todas las fuerzas que se transmitirán al diferencial se calculan y dimensionan tanto el conjunto piñón-corona como los satélites y los planetarios utilizando las siguientes formulas:

$$\text{radio primitivo} \rightarrow r = \frac{m \cdot z}{2} \quad \text{Fórmula 2.40}$$

$$\text{altura de la cabeza} \rightarrow ha = m \quad \text{Fórmula 2.41}$$

$$\text{altura de pie} \rightarrow hf = 1,2 \cdot m \quad \text{Fórmula 2.42}$$

$$\text{longitud de la generatriz} \rightarrow l = \frac{r}{\sin d_1} \quad \text{Fórmula 2.43}$$

$$\text{radio de circunferencia de cabeza} \rightarrow r_a = r + ha \cdot \cos d_1 \quad \text{Fórmula 2.44}$$

$$\text{radio de circunferencia de pie} \rightarrow r_f = r - hf \cdot \cos d_1 \quad \text{Fórmula 2.45}$$

$$\text{ángulo cono cabeza} \rightarrow \delta_a = d_1 + \gamma_a \quad \text{Fórmula 2.46}$$

$$\text{ángulo cono pie} \rightarrow \delta_f = d_1 - \gamma_f \quad \text{Fórmula 2.47}$$

$$\text{ancho del diente} \rightarrow b = \frac{l}{4} \quad \text{Fórmula 2.48}$$

$$\text{ángulo de cabeza} \rightarrow \tan \gamma_a = \frac{ha}{l} \quad \text{Fórmula 2.49}$$

$$\text{ángulo de pie} \rightarrow \tan \gamma_f = \frac{hf}{l} \quad \text{Fórmula 2.50}$$

Los satélites y los planetarios tendrán 15 y 17 dientes respectivamente por lo que la relación de transmisión será de $i=0,882$.

Por último, se calcula el eje de transmisión que conecta mediante chaveta con el piñón por lo que se utilizando el código ASME previamente mencionado en el apartado 2.7.2 Ejes.

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot CS}{\pi \cdot \sigma_s} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2}} \quad \text{Fórmula 2.51}$$

En este caso el eje también tiene fuerzas en voladizo al igual que el eje principal por lo que la sección mas critica será la de los apoyos con un diámetro de mínimo de 32,19mm que se dimensionara con un diámetro de 35mm puesto que es el diámetro inmediatamente superior normalizado.

Para el caso de la sección donde va montado el engranaje el diámetro mínimo se calcula de 26,06mm por lo que se dimensionará con un diámetro de 30mm.

Los rodamientos del eje del diferencial también tendrán montaje indirecto ya que aguantan mejor as fuerzas debido a que las fuerzas en este eje también están en voladizo.

32307 J2/Q	
d	35mm
D	80mm
T	32,75mm
C	95,2KN
Y	1,9

Tabla 2.18: dimensiones rodamientos comerciales

Se ha escogido el mismo tipo de rodamiento ya que al pedir una gran cantidad de rodamientos del mismo tipo se ahorran costes.

En cuanto a la chaveta con la que está montado el engranaje en el eje del diferencial tendrá el mismo material que las demás chavetas y seguirá la norma DIN 6885.

Acero mejorado sin alear CK60	
Resistencia a tracción, σ_t	75-90 kg/mm ²
Limite de fluencia, σ_{yp}	45 kg/mm ²
Resistencia a fatiga, σ_e	± 35 kg/mm ²
Dureza Brinell, HB	217-265 kg/mm ²

Tabla 2.19: material chaveta

La sección del eje donde va colocada la chaveta tiene un diámetro de 30mm por lo que el ancho de la chaveta será de $b=8$ mm, la chaveta tendrá una altura de $h=7$ mm y la profundidad en el eje será de $t=4$ mm.

Por tanto la longitud de la chaveta será de 42,42mm pero al ser tan larga se opta por utilizar dos chavetas de la mitad de longitud colocadas a 180° una respecto de la otra.

De esta manera, el diferencial del vehículo tendrá las dimensiones que se observan en la figura 2.29.

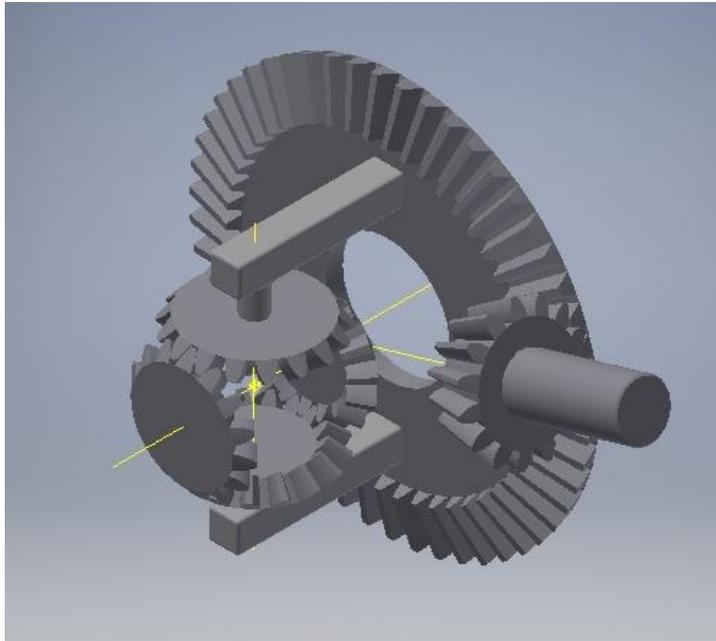


Figura 2.29: diferencial convencional diseñado

2.8 PLANIFICACION

Para calcular el tiempo de duración aproximado del proyecto se utiliza un diagrama Gantt.

	①	Nombre	Duracion	Inicio	Terminado	Predecesores
1		INICIO	0 days?	17/07/17 8:00	17/07/17 8:00	
2		ANALISIS DEL PRODUCTO	3 days	17/07/17 8:00	19/07/17 17:00	1
3		BUSQUEDA DE DATOS	4 days	20/07/17 8:00	25/07/17 17:00	2
4		PLANIFICACION DEL DISEÑO	2 days	26/07/17 8:00	27/07/17 17:00	3
5		DIMENSIONAR EL EMBRAGUE	2 days	28/07/17 8:00	31/07/17 17:00	4
6		DIMENSIONAMIENTO DE LOS ENGRANAJES	5 days	1/08/17 8:00	7/08/17 17:00	5
7		DIMENSIONAMIENTO DE LOS EJES	6 days	8/08/17 8:00	15/08/17 17:00	6
8		ELECCION DE RODAMIENTOS	3 days	16/08/17 8:00	18/08/17 17:00	7
9		ELECCION DE CHAVETAS	2 days	21/08/17 8:00	22/08/17 17:00	8
10		DIMENSIONAMIENTO SINCRONIZADORES	2 days	23/08/17 8:00	24/08/17 17:00	9
11		DIMENSIONAMIENTO DEL DIFERENCIAL	4 days	25/08/17 8:00	30/08/17 17:00	10
12		FABRICACION DE LOS ENGRANAJES	8 days	31/08/17 8:00	11/09/17 17:00	11
13		FABRICACION DE LOS EJES	4 days	31/08/17 8:00	5/09/17 17:00	11
14		FABRICACION DE LOS SINCRONIZADORES	2 days	31/08/17 8:00	1/09/17 17:00	11
15		FABRICACION DEL DIFERENCIAL	6 days	31/08/17 8:00	7/09/17 17:00	11
16		ENSAYOS	2 days	12/09/17 8:00	13/09/17 17:00	12; 13; 14; 15
17		MONTAJE	3 days	14/09/17 8:00	18/09/17 17:00	16
18		CONTROL DE CALIDAD	2 days	19/09/17 8:00	20/09/17 17:00	17
19		TRASLADO	3 days	21/09/17 8:00	25/09/17 17:00	18
20		FINAL	1 day?	26/09/17 8:00	26/09/17 17:00	19

Figura 2.30: planificación

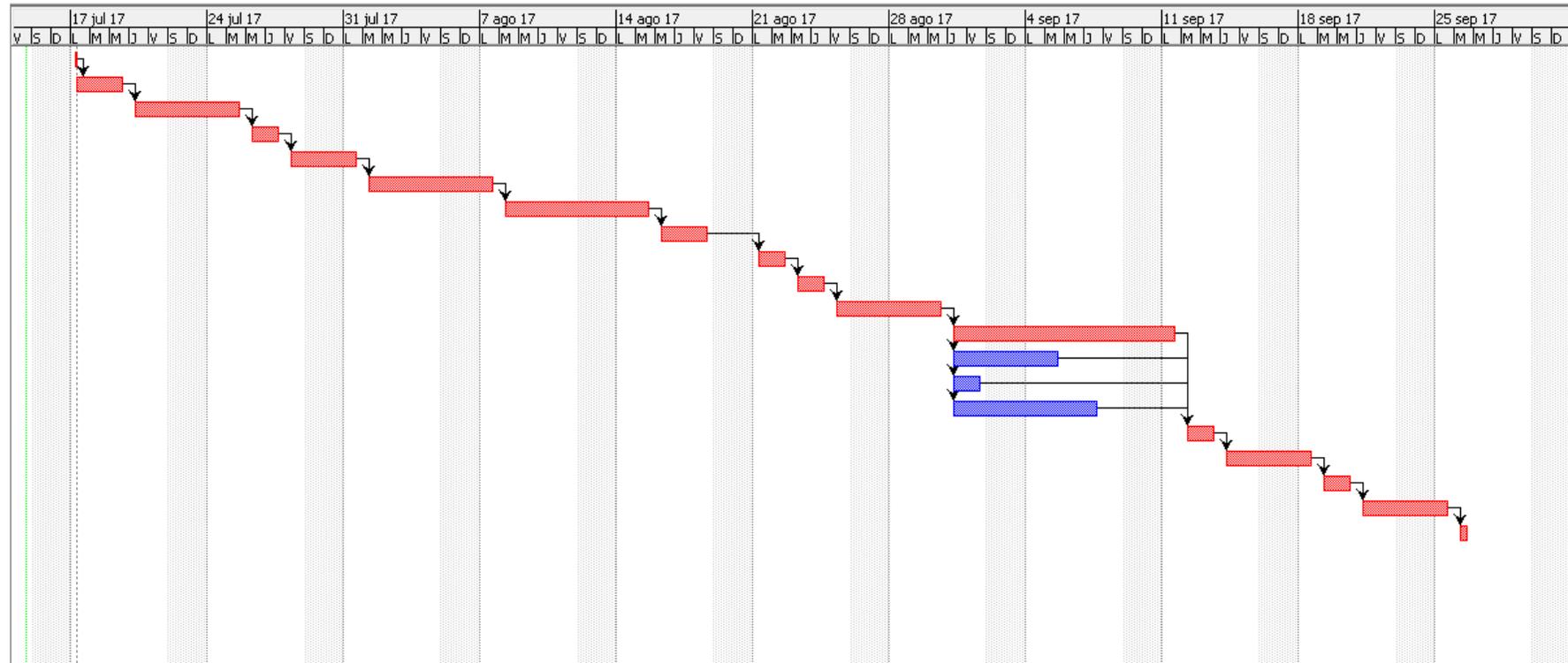


Figura 2.31: diagrama Gantt

2.9 COSTE DEL PROYECTO

Teniendo en cuenta el presupuesto (6. documento), el precio total del proyecto será:

PRESUPUESTO TOTAL: 10.892,82€

Coste del presupuesto total:

Diez mil ochocientos noventa y dos euros con ochenta y dos céntimos.