



GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO FIN DE GRADO

2015 / 2016

*PROYECTO: CÁLCULO Y DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN DE UN
COCHE*

2. MEMORIA

DATOS DE LA ALUMNA O DEL ALUMNO

NOMBRE: JAVIER

APELLIDOS: SALAZAR VILCHES

FDO.:

FECHA:

DATOS DEL DIRECTOR O DE LA DIRECTORA

NOMBRE: MIKEL

APELLIDOS: ABASOLO BILBAO

DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA

FDO.:

FECHA:

INDICE

1. Objeto del Proyecto	4
2. Alcance del Proyecto	6
3. Estudio de las Alternativas	8
3.1. Tipos de Configuración de la Transmisión	9
3.2. Embrague	11
3.2.1. Funciones del Embrague	12
3.2.2. Tipos de Embragues	12
3.2.3. Requisitos que Deben Cumplir los Materiales del Embrague	17
3.3. Caja de Cambios	18
3.3.1. Constitución de la Caja de Cambios	19
3.3.2. Tipos de Cajas de Cambios	23
3.3.2.1. Cajas de Cambios Manuales	23
3.3.2.2. Cajas de Cambios Automáticas	31
3.4. Diferencial	36
4. Solución Adoptada	46
5. Resultados Finales	48
5.1. Disposición de la Transmisión	48
5.2. Embrague	48
5.3. Caja de Cambios	50

5.4. Elementos Comerciales	60
5.5. Sincronizadores	75
6. Normas y Referencias	77
6.1. Normas	77
6.2. Referencias	77

1. - OBJETO DEL PROYECTO

El objeto de este proyecto es calcular y diseñar la transmisión de un Audi A3 Advanced Edition 1.4 TFSI 125 CV 6 vel.) (Figura 1). Esta transmisión será indispensable para poder transmitir la potencia y el par del motor hacia las ruedas mediante todo un sistema de mecanismos (incluyendo engranajes, ejes, chavetas o sincronizadores).

Esta caja de cambios consistirá en tres ejes, siendo los ejes secundarios dobles para que la longitud total de la misma sea menor. La caja de cambios será manual y tendrá siete marchas: seis hacia adelante y una marcha atrás. La misma estará situada en una posición longitudinal respecto al eje central del vehículo. La tracción será delantera.

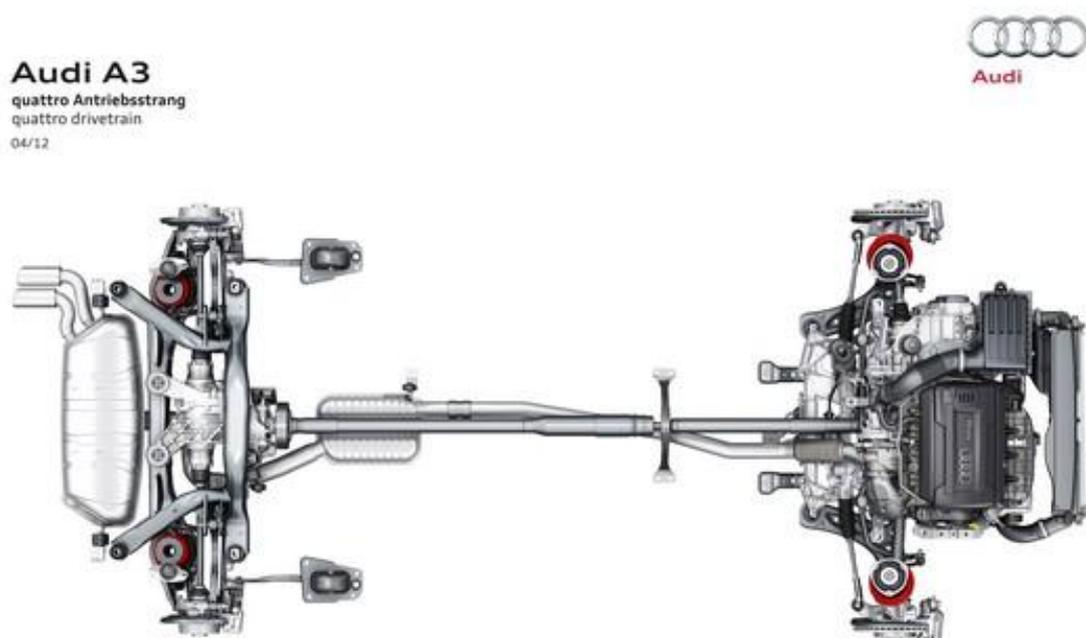


Figura 1: Esquema de la situación del motor, caja de cambios y diferencial en un Audi A3

Primeramente se calculará la dinámica del vehículo para comprobar que éste es capaz de superar las diferentes resistencias a las que se verá sometido el vehículo. En segundo lugar se diseñará el embrague, calculando las dimensiones del mismo, y que será el

encargado de unir o separar, mediante el pedal de embrague, el eje del motor con el eje primario de la caja de velocidades.

Seguidamente se hará el cálculo de los diferentes desarrollos de cada velocidad de la caja de cambios y el número de dientes (y su módulo) que tendrá cada una de las ruedas dentadas correspondientes a cada marcha. Se calcularán los diámetros de los ejes de la caja de cambios partiendo de las fuerzas ejercidas por cada uno de los engranajes de cada marcha, así como los rodamientos que, situados en los apoyos, permitirán al conjunto girar. Finalmente, se calcularán las chavetas que unirán los diferentes elementos. También se calcularán los sincronizadores y las dimensiones del diferencial.

El motor y la caja de cambios están situados en la parte delantera del vehículo. La tracción será delantera.

Los datos de partida para nuestro cálculos, obtenidos del propio fabricante, serán los siguientes:

Audi A3 Advanced Edition 1.4 TFSI 125 CV 6 vel.	
Potencia Máxima/kW/rpm	125 CV/90 kW/6.000 rpm
Par Máximo Nm/rpm	200 Nm/4.000 rpm
Situación del Motor	Delantero
Tracción	Delantera
Peso (kg)	1.250 kg
Aceleración de 0-100	9,2 s
Nº de Cilindros/Cilindrada (cm³)	4/1.396 cm ³
Caja de Cambios	Cambio Manual con 6 marchas
Consumo	5,3 l/100 km (Combinado carretera y ciudad)

2. - ALCANCE DEL PROYECTO

Primeramente se van a calcular los diferentes factores externos que van a afectar al vehículo estudiado, oponiéndose al movimiento de éste. La resistencia por rodadura, de la pendiente, de la inercia o del aire son factores que el vehículo debe ser capaz de superar y que serán necesarios para el cálculo de los desarrollos de las velocidades.

En segundo lugar se procederá a calcular el embrague, dado que al salir del cigüeñal es el primer elemento que aparece, y que es quien se encarga de unir o separar al motor de la caja de cambios. Se calcularán sus dimensiones, así como la presión ejercida por el cojinete, que es el responsable de empujar el plato de presión hacia el volante de inercia.

A partir de las fuerzas que se oponen al movimiento del vehículo, se procederá a calcular las diferentes relaciones de cada una de las marchas de la caja de cambios. Estos cálculos considerarán los datos ofrecidos por el fabricante, como pueden ser la potencia máxima, el par máximo o la velocidad máxima. Cuando se conozcan los valores de las relaciones de cada marcha, se continuará con el cálculo del número de dientes de cada rueda, así como el módulo de éstas. Por razones prácticas, se usará un único módulo para todas las ruedas, usando en este caso el de mayor valor. Durante este proceso, se hará incidencia en que la separación entre ejes se mantenga constante en todo momento.

Conociendo las características de las ruedas, se procederá al cálculo de las fuerzas que aparecen en sus dientes para así calcular las dimensiones que deberán tener los ejes de la caja de cambios para poder soportarlas. Es importante que estos ejes sean resistentes y con una vida útil larga. Con las reacciones en los apoyos y los momentos máximos que aparecen en estos y mediante el uso del código ASME se obtendrá un diámetro mínimo para los ejes. Dado que cada marcha ofrecerá un diámetro diferente, se optará en todo caso por el de mayor valor y se aproximará, por arriba, al diámetro comercial más cercano.

Con las fuerzas actuantes de los dientes se calcularán, así mismo, los rodamientos necesarios. Se utilizará la resultante de las reacciones axiales y radiales aparecidas en

cada uno de los apoyos por cada marcha. En el eje intermediario se colocará un rodamiento de cilindros en el apoyo izquierdo y uno de bolas en el derecho. Por su parte, en los ejes secundarios se optará por un rodamiento de cilindros en el apoyo izquierdo y en el derecho se usarán conjuntamente un rodamiento de cilindros junto a un rodamiento de bolas, debido a la necesidad de soportar mayores cargas. En el caso de las ruedas que deben girar locas y situadas en los ejes secundarios, se ha optado por rodamientos de agujas, dado que estos no tienen que soportar cargas axiales y son de un cálculo sencillo.

Se procederá en último lugar a calcular los sincronizadores que harán que las ruedas que giran locas en los ejes secundarios giren solidarias a estos para transmitir las fuerzas desde el eje intermediario. Así mismo, se dimensionará el diferencial que transmitirá el giro hacia las ruedas y que estas giren de igual forma en las rectas y de forma diferentes en las curvas. Este diferencial constará de engranajes cónicos y piñón-corona. Finalmente se calcularán las chavetas que unirán los diferentes elementos entre sí.

3. - ESTUDIO DE LAS ALTERNATIVAS

La potencia del motor es transmitida hacia las ruedas mediante una serie de elementos, entre los cuales, el embrague será el primero en aparecer. Éste transmite el giro del cigüeñal hacia la caja de cambios. El embrague separará ambos elementos interrumpiendo la transmisión del par cuando se desee. Así, cuando el conductor desee que se produzca la transmisión del par entre el motor y la caja de cambios, a través del embrague, simplemente deberá dejar de pisar el pedal del embrague, de forma que el plato de presión del mismo con el forro de fricción del disco.



Figura 2: Embrague

El movimiento es transmitido al eje intermediario a través del eje primario para salir por el eje secundario, el cual girará a una velocidad diferente en función de la marcha seleccionada. Del eje secundario, el par es transmitido al diferencial que está situado en la propia caja de cambios (dado que en el caso que ocupa a este proyecto, el motor se encuentra en la parte delantera del vehículo y la tracción es delantera).

La misión del diferencial será dividir la potencia a las ruedas motrices para impedir que una gire más que la otra y así evitar desgastes prematuros en una de ellas cuando el vehículo tome curvas. El movimiento a las ruedas será transmitido desde la salida del diferencial por los palieres.



Figura 3: Caja de Cambios

3.1- TIPOS DE CONFIGURACIÓN DE LA TRANSMISIÓN

Dependiendo de factores varios, como la posición del motor o el eje o ejes que reciban la transmisión motriz, un vehículo podrá tener un tipo de transmisión u otro.

Así, si el eje delantero es quien recibe la transmisión del movimiento, se estará hablando de una transmisión delantera. Por contra, si es el eje trasero el que recibe dicho movimiento, será una propulsión o tracción trasera. En el caso de ambos ejes sean motrices opcionales (o fijos), el vehículo tendrá una propulsión o tracción total, también conocida como 4x4. El tipo de transmisión será configurado por la combinación entre motor y ejes motrices. Los elementos de la transmisión para las diferentes configuraciones utilizan los mismos principios de funcionamiento aunque difieran en su construcción.

a) Motor Delantero y Tracción

Las ruedas delanteras en esta configuración serán motrices y directrices y no poseen árbol de transmisión. Este sistema es común en turismos de pequeña y mediana potencia

por su manejabilidad. Presenta las ventajas de no tener una longitud de motor restringida, buen aislamiento del ruido y un desgaste uniforme en cada una de las cuatro ruedas. Tiene, sin embargo, un mal reparto de pesos, dado que éstos se sitúan mayoritariamente en el eje delantero.

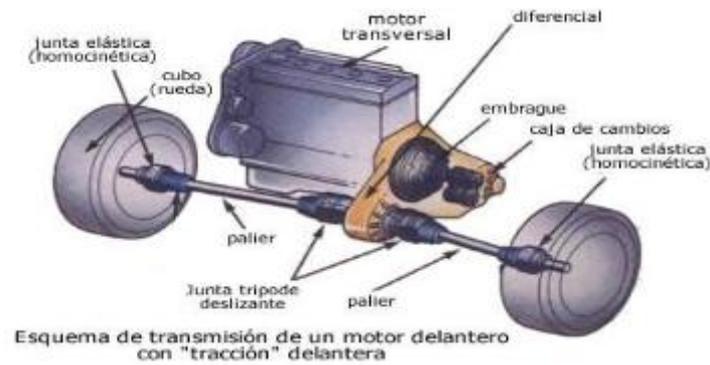


Figura 4: Motor Delantero y Tracción

b) Motor Delantero y Propulsión

En el caso de esta configuración, las ruedas traseras serán las motrices y se dispone de un árbol de transmisión para transmitir el movimiento desde el motor hasta el eje trasero donde está el diferencial. Su disposición es más compleja que en el caso anterior, usándose principalmente en camiones o turismos de gran potencia. Su reparto de pesos es mejor que en la configuración anterior, pero tiende a sobrevirar en las curvas, haciendo que el eje trasero tienda a desplazarse hacia el exterior de éstas.

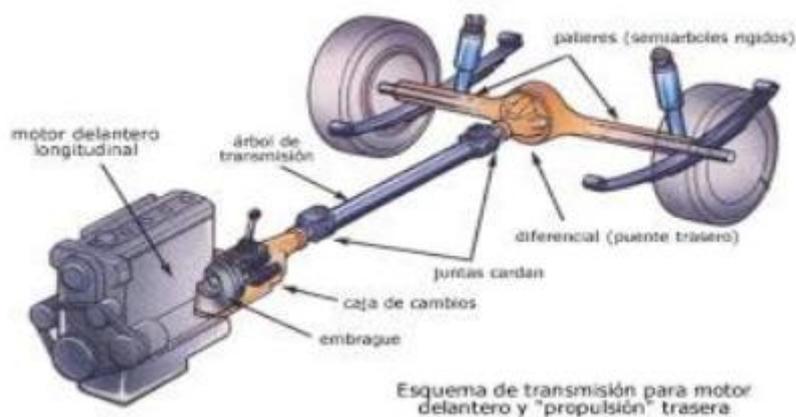


Figura 5: Motor Delantero y Propulsión

c) Transmisión Total

Ambos ejes del vehículo son motrices en esta configuración. Los dos puentes o ejes motrices poseen un diferencial, permitiendo al conductor enviar movimiento a ambos ejes o únicamente al trasero. Esta configuración es común en todoterrenos y en camiones de gran tonelaje de construcción.

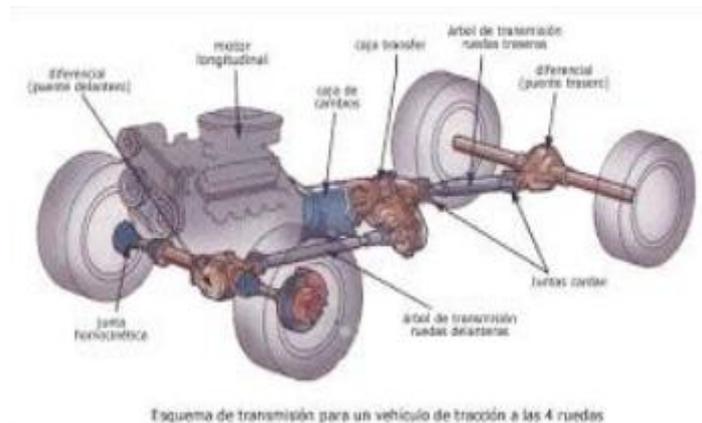


Figura 6: Transmisión Total

Diferencias entre la Tracción Delantera y la Propulsión Trasera

En el caso de la Tracción Delantera, el conjunto motor-transmisión forman un bloque compacto que deja libre la parte inferior de la carrocería, permitiendo rebajarse hasta el nivel de los estribos. Estos pueden ser eliminados y hacer que el piso inferior sea plano, sin necesidad de tabiques centrales en los puentes (que son habituales en ciertos vehículos de propulsión trasera), para dejar paso al árbol de transmisión. El vehículo resulta, así, más bajo, haciendo descender su centro de gravedad y haciéndolo, por tanto, más estable.

3.2- EMBRAGUE

Es quien se encarga de transmitir el par proporcionado por el motor a la caja de cambios. Su misión consiste en desacoplar o acoplar, según la necesidad, el giro del motor de la caja de cambios en el momento de arrancar o de cambiar de marcha. Es

necesario el desacople al arrancar para poder transmitir el par de forma progresiva hasta la caja de cambios a través del cigüeñal. Este movimiento debe ser transmitido de forma progresiva y suavemente, sin producir tirones que puedan provocar roturas en alguno de los elementos de la transmisión. El embrague está situado entre el volante de inercia (volante del motor) y la caja de velocidades.

3.2.1- FUNCIONES DEL EMBRAGUE

Entre las funciones del eje se encuentran:

- Transmitir el par motor en cualquiera de las marchas.
- Acoplar o desacoplar la caja de cambios del motor a voluntad de quien conduce el vehículo. Se conoce como embragar o desembragar a esta maniobra.
- Amortiguar las vibraciones producidas por el motor antes de su entrada en la caja de marchas.
- Hacer progresiva la arrancada, suavizándola.
- Al arrancar el vehículo o cambiar de marcha, disipar la energía liberada.

3.2.2- TIPOS DE EMBRAGUES

Existen múltiples criterios para clasificar a los diferentes tipos de embragues que existen, aunque todos pueden ser agrupados en tres grandes conjuntos: embragues hidráulicos, electromagnéticos o de fricción.

Se procederá a realizar una descripción breve de cada uno de ellos para entender porqué los embragues de fricción son los más comunes en los turismos.

a) Embrague de Fricción

Es el tipo de embrague más común. Está compuesto por dos partes bien diferenciadas: el plato de presión y el disco de embrague. La misión de estos es presionar al disco de embrague contra el volante de inercia en el primer caso y transmitir el par del motor a la caja de cambios en el segundo. El collarín de embrague empuja al diafragma, y éste

hace cesar la fuerza de presión sobre el disco de embrague, pudiendo embragar y desembragar para cambiar de marcha.

Características:

- El mecanismo va encerrado en un cárter unido al bloque del motor.
- La progresividad es obtenido mediante el diafragma del disco conducido.
- El amortiguamiento es dado por resortes en el disco de embrague.

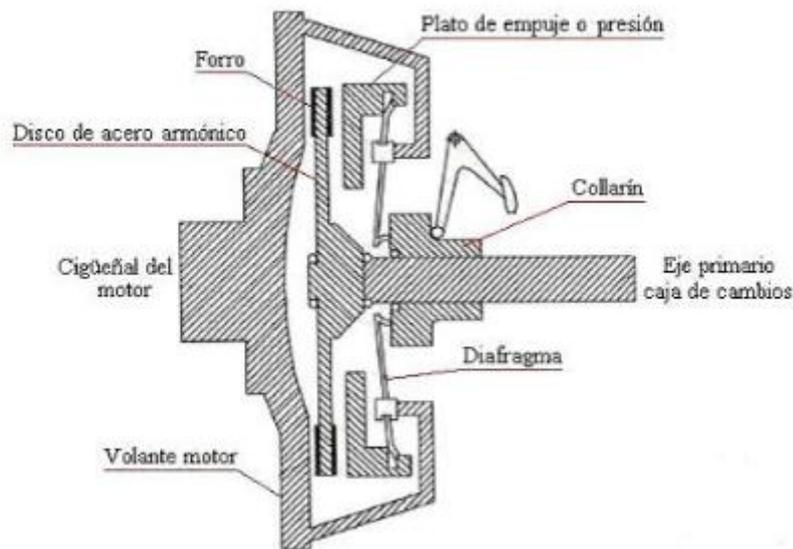


Figura 7: Embrague de Fricción

Elementos que lo forman:

- **Disco de Embrague:** Está compuesto por un disco de acero al que se le han remachado forros de material de fricción. Está situado bajo el volante de inercia y la maza de embrague. En la parte central del mismo existe un estriado que acopla con el primario de la caja de cambios. Entre la superficie de contacto y el estriado se hayan unos muelles cuya función es la de hacer que el acoplamiento sea progresivo. El dimensionamiento del disco de embrague se hace considerando el par a transmitir y el peso del vehículo.



Figura 8: Disco de Embrague

- Maza de Embrague:** Se encuentra atornillada al volante de inercia y consta de un plato de presión que es quien está en contacto con el disco y lo presiona contra el volante de inercia y el sistema de presión. El diafragma está constituido por un disco de acero, en el cual se producen unos cortes radiales en forma de ranuras, y cuya elasticidad causa la presión que se necesita para mantener el plato de presión contra el disco de embrague. En posición de reposo, el diafragma es forzado colocándose en su posición plana, para que al tratar de recuperar su forma cónica empuje al disco de embrague mediante el plato de presión. La acción sobre el diafragma es ejercida en el centro del mismo mediante un cojinete de embrague. Al realizar el desembragado, se invierte la conicidad del diafragma y éste deja de ejercer presión sobre el plato de presión. De esta manera, el disco de embrague queda desacoplado del volante de inercia.



Figura 9: Maza

- **Collarín:** Se encarga de presionar al diafragma del embrague cuando el pedal de embragado es pisado. Al ser un accionamiento hidráulico, cuando se pisa el pedal, el bombín de embrague transmite fuerza al fluido que, a su vez, actúa sobre el collarín del embrague que presiona al diafragma.



Figura 10: Collarín

Sistema de Accionamiento:

Es el encargado de desplazar el collarín para que éste presiona a la maza de embrague.

- **Por Cable:** Al pisar el pedal de embrague, éste tira del cable y mueve la horquilla desplazando el collarín contra la maza.
- **Hidráulico:** Al pisar el pedal de embrague, éste desplaza el piñón de la bomba creando una presión en el fluido hidráulico capaz de mover el bombín de mando que a su vez desplaza la horquilla del collarín.

b) Embrague Hidráulico

Es usado en vehículos automáticos o semiautomáticos. El funcionamiento se basa en transmitir la energía que una bomba centrífuga comunica a una turbina mediante un líquido (normalmente aceite mineral). Al girar el motor, el aceite es impulsado por la bomba, proyectándose por su periferia en dirección a la turbina, en cuyos álabes incide de forma paralela al eje. Este aceite es arrastrado por la propia rotación de la bomba motriz o corona, formándose un torbellino. La energía cinética del aceite, que está chocando contra los álabes de la turbina, es la que produce un par que la hace girar.

Cuando el motor gira a ralentí, la energía cinética del aceite y el par de la turbina no son suficientes para vencer al par resistente.

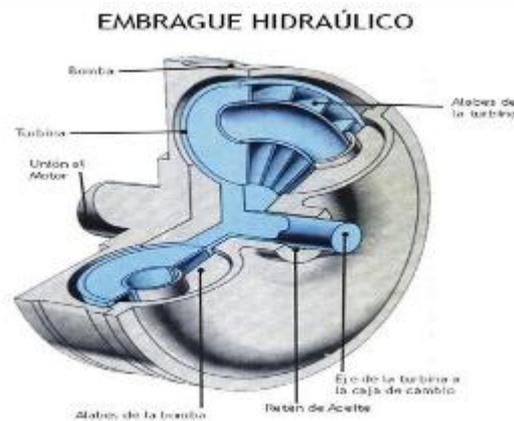


Figura 11: Embrague Hidráulico

Características:

- Tiene algunas desventajas como la inevitable pérdida de energía por el deslizamiento del aceite, el mayor consumo de combustible y mayor coste económico. Es necesario, además, el acoplamiento de una caja de cambios automática.
- Tiene las ventajas de que no existe desgaste, que tiene una gran durabilidad, que es muy elástico y progresivo. Además, su mantenimiento es barato.
- Pese a que siempre hay un cierto resbalamiento entre las partes conductoras y conducidas, se transmite todo el par motor.
- Por debajo de las 500 revoluciones el rotor no es capaz de girar, por lo que el motor se encontrará al ralentí aunque haya una marcha metida. Por lo tanto, con sólo pisar más el pedal del acelerador se consigue que el vehículo se mueva.

c) Embrague Centrífugo

Está provisto de unos contrapesos que, al alcanzar el motor un cierto régimen de giro, la fuerza centrífuga empuja hacia la periferia. Cuando esto ocurre, las palancas unidas a estos, basculan y hacen fuerza sobre la maza de embrague. El embragado se produce de

esta manera. Cuando el motor gira a ralentí, los pesos vuelven a su estado de reposo gracias a unos muelles.



Figura 12: Embrague Centrifugo

3.2.3- REQUISITOS QUE DEBEN CUMPLIR LOS MATERIALES DEL EMBRAGUE

Las cualidades que posea el material de fricción del disco de embrague son las que controlan en gran medida el proceso de transmisión de par en los embragues de fricción.

Las principales características de estos materiales han de ser:

- Los materiales en contacto deben tener un alto coeficiente de fricción. A mayor valor de este coeficiente, menor será la presión necesaria para producir la transmisión del par.
- Estos materiales deben ser capaces de resistir los efectos de ablandamiento, desgaste y formación de micro-soldaduras.
- El valor del coeficiente de fricción debe mantenerse lo más constante posible en un amplio rango de temperaturas y presiones.
- Los materiales del embrague deben ser resistentes a las condiciones atmosféricas y ambientales, tales como humedad, presión, contaminación, etc.

- Los materiales deben poseer buenas propiedades térmicas, como pueden ser una alta conductividad térmica, baja inercia térmica o resistencia a altas temperaturas.
- Deben ser capaces de soportar elevadas presiones de contacto, así como una buena resistencia a los esfuerzos cortantes transmitidos por la fricción de los elementos.
- Los materiales de fabricación deben ser respetuosos con el medio ambiente y ser seguros de manipular.
- Su vida útil debe ser elevada.

Por todo ello, un embrague debe ser capaz de transmitir grandes pares en condiciones adversas, cumpliendo requisitos exigentes. El material del disco será de tipo orgánico, formado por fibras metálicas entre tejido compacto de aramida o fibra de vidrio y aglutinado con resinas poliméricas. Tendrá un accionamiento progresivo y suave, con elevada vida útil y pudiendo trabajar a alta temperatura, con un desgaste inicial casi nulo. Estas razones lo hacen el material más común en los turismos.

3.3- CAJA DE CAMBIOS

Toda la potencia del motor puede acabar consumida por la presencia de resistencias para la marcha si desde el cigüeñal se transmite directamente toda el movimiento a las ruedas motrices. Sin embargo, gracias a la caja de cambios, la rotación del cigüeñal se transmite a las ruedas propulsoras de tal manera que, cuando el vehículo va despacio porque la fuerza del motor se agota al subir una cuesta y éste podría calarse, se pueda alterar la transmisión y hacer que aún en los casos en los que el vehículo vaya despacio el motor gire deprisa, dando toda su potencia, sin posibilidad de pararse o que pueda subir una cuesta aún cuando circule a menor velocidad que en llano. Con cada nueva velocidad se debe pisar el pedal de embrague, por tanto el motor no transmite movimiento a la caja de cambios. Para que el vehículo pueda circular marcha atrás, se insertará un piñón intermedio entre los ejes que modificará el sentido de giro de los engranajes de tal marcha. Esta velocidad no tiene un sincronizador por lo que habrá que introducir esta marcha con el vehículo parado.

La resistencia a la que se enfrenta un vehículo al intentar moverse es la suma de:

- **Resistencia por Rodadura:** Es la resistencia que aparece cuando una rueda intenta rodar sobre el suelo y cuyo valor es igual al peso que descansa sobre ella, multiplicado por un coeficiente de rodadura. Esta resistencia varía en función de la naturaleza del suelo y la presión de inflado del propio neumático.
- **Resistencia debida a la Pendiente:** Depende del peso del vehículo y del ángulo de la pendiente. A mayor pendiente, mayor será la resistencia que aparece.
- **Resistencia al Aire:** Es la resistencia que aparece cuando el vehículo empieza a coger velocidad. Depende de la superficie expuesta del vehículo y de la velocidad del mismo.
- **Resistencia a la Inercia:** Se manifiesta cuando hay variaciones de la velocidad (como los acelerones bruscos).

3.3.1- CONSTITUCIÓN DE LA CAJA DE CAMBIOS

CLASIFICACIÓN SEGÚN LOS ENGRANAJES

a) De Dientes Rectos: Son muy robustos y permiten cambiar de marcha sin necesidad de embrague. Son cajas muy ruidosas al carecer de mecanismo de sincronizado y los cambios son muy bruscos. Son usadas en competición.

b) De Dientes Helicoidales: Los engranajes tienen el dentado inclinado. Son menos ruidosas y su accionamiento es realizado mediante sincronizadores. Estos discos evitan que haya dos dientes enfrentados a la hora de acoplarlos.

c) De Trenes Epicicloidales: Las distintas relaciones de cambio se consiguen variando las velocidades de rotación relativas en un juego de piñones epicicloidales. Son las más empleadas en los cambios automáticos tradicionales con convertidor de par. Para frenar uno u otro elemento del tren epicicloidal se aplica presión hidráulica a unos discos, mediante frenos de disco, que los bloqueen o bien se utilizan embragues electromagnéticos.

CLASIFICACIÓN SEGÚN LOS EJES

a) De 2 Ejes: La caja de cambios es unida con el grupo diferencial, haciendo al conjunto más simple. Este sistema es común cuando es motor y tracción delantera o motor y tracción trasera. El eje secundario termina con el piñón del diferencial, lo cual da movimiento al grupo diferencial. En estas cajas de dos ejes se elimina el eje intermediario. El par llega mediante el cigüeñal pasando por el embrague al árbol primario. Cuando se selecciona una marcha, se mueve el sincronizador hacia una de las ruedas del eje secundario y la hace solidaria a éste transmitiendo el par de dicho engranaje a las ruedas motrices.

b) De 3 Ejes: El giro del cigüeñal llega desde el embrague hasta la caja de cambios por un árbol (el eje primario) que transmite el movimiento al eje intermediario mediante el engranaje de toma constante. Posteriormente, al engranar las distintas marchas, se transmite el movimiento al eje secundario que lo lleva a las ruedas motrices a través de un diferencial. Las distintas marchas son engranadas mediante sincronizadores que son los encargados de fijar la ruda correspondiente al eje secundario y transmitir de esa manera el par. Los engranajes de las ruedas son helicoidales porque permiten un mejor contacto y que éste sea lateral entre sus dientes, haciendo al conjunto más silencioso. El sistema de engranajes de doble reducción es el más común para este tipo de cajas por ser más compacto y por tener alineados los ejes de entrada y de salida.

SINCRONIZADORES

Las cajas de cambios utilizan desde hace años un sistema llamado sincronizador que permite seleccionar las diferentes marchas.

Los sincronizadores son anillos compuestos de bronce que son alojados en los extremos de cada engranaje de cada marcha y su presencia es necesaria dado que reducen las revoluciones por minuto de un engranaje engranado al desplazarse a las mismas revoluciones que el engranaje de la marcha seleccionada.

Su funcionamiento es muy sencillo: la pieza central gira solidaria al eje gracias a los ranurados exteriores. Debido a este ranurado exterior de la pieza, que encaja con el

poseído por la corona, ésta gira solidaria con el eje. Al colocar esta corona de manera que una parte de la misma haga contacto con la pieza central, a la vez que otra encaja con el dentado especial añadido en los engranajes, se obliga a que dicho engranaje gire solidario al eje de igual manera.

Los sincronizadores constan de cuatro elementos básicos:

- La pieza central, que está ranurada interior y exteriormente
- La corona dentada, que se desplaza longitudinalmente
- La horquilla, que es la encargada de desplazar la corona
- Los engranajes con un dentado especial, que son usados para poder acoplarse a la corona dentada

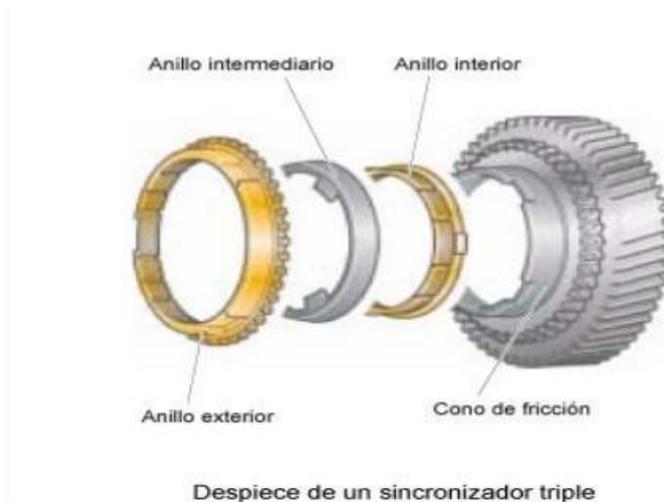


Figura 13: Sincronizador

Cuando se desea pasar de una marcha a la inmediatamente superior (o inferior), el engranaje de una de las marchas no estará girando a la velocidad de la otra. De intentar acoplar ambos engranajes cuando no giran a la misma velocidad, el cambio seguramente resulte forzado o simplemente no se producirá. Con los sincronizadores se evita esa situación y el engranaje se produce de forma suave y sin ruido.

En el caso de las cajas de cambio manuales, estos elementos quedan acoplados a la palanca de cambios a través de un mecanismo de barras articuladas. Cada uno de los sincronizadores puede deslizarse sobre su estriado hacia una rueda dentada o hacia otra,

de manera que al acoplar una marcha a través de la palanca, el sincronizador hace solidario el movimiento del engranaje del eje secundario con dicho eje. Es decir, se impone una relación entre la velocidad de giro de las ruedas del vehículo y el eje de salida de la caja de cambios (o eje secundario).

En primera instancia, el conductor del vehículo desplaza la palanca de cambios a la marcha deseada. Al moverla comienza a acercarse el sincronizador a uno de los engranajes. Según el sincronizador va acercándose, comienza una etapa de deslizamiento a través de unas superficies (habitualmente cónicas) que están presentes tanto en el engranaje de la caja de cambios como en el sincronizador. Estas superficies son de alta fricción y permiten igualar, por rozamiento, las velocidades de rotación del sincronizador (esto es, del eje secundario) con la rueda dentada que haya sido seleccionada para la marcha.

Se puede deducir así que, de manera lógica, las ruedas dentadas del árbol secundario estarán montadas en él sobre unos cojinetes que permitan el giro independiente de ambos.

Una vez producida la sincronización, ocurre el acoplamiento final de la rueda y el sincronizador, con lo que el deslizamiento finaliza y la marcha queda acoplada. Si este proceso es realizado correctamente (la palanca está correctamente posicionada), la marcha "no se sale".

El desgaste sufrido por estos elementos es mucho menor que el de otras partes rozantes del vehículo, como pueden ser embragues o frenos, por lo que requieren de un menor mantenimiento.

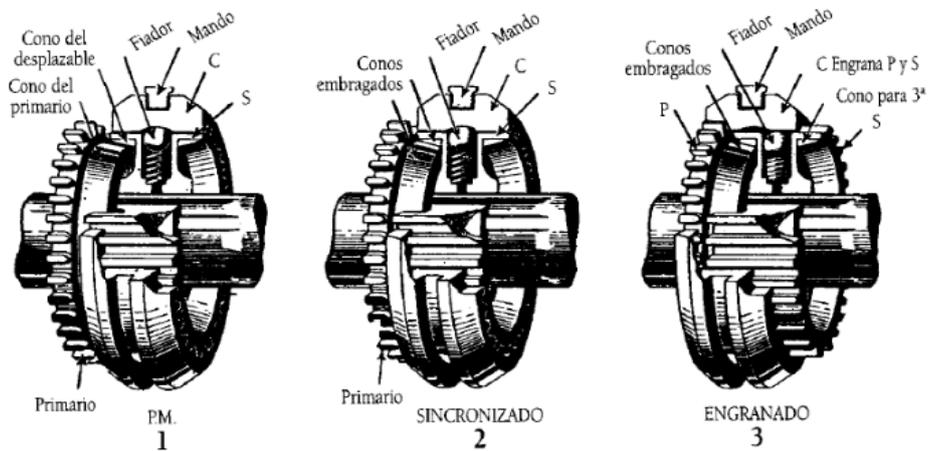


Figura 14: Funcionamiento de un Sincronizador

En la figura anterior se detalla su funcionamiento: Así, en la primera se observa que el desplazable está en punto muerto, con su cono separado del cono del secundario. En la segunda imagen, la horquilla ha movido el desplazable hasta que ambos conos están en contacto igualando sus velocidades de rotación. Al continuar moviendo la palanca de mando, en la tercera imagen, la horquilla vence el fiador de bola y desliza la corona (llamada C) sobre el cuerpo central (S), engranando con suavidad con P, dado que éstos ya han sido engranados con anterioridad y giran a la misma velocidad. P y S giran solidarios dado que C queda engranada entre ambos piñones.

3.3.2- TIPOS DE CAJAS DE CAMBIOS

El funcionamiento de las cajas de cambios es similar para todos los tipos, variando únicamente el dispositivo mecánico que acopla y desacopla el giro.

3.3.2.1- CAJAS DE CAMBIOS MANUALES

a) Cajas de Cambios de Toma Directa (2 Ejes)

Son las utilizadas en los vehículos de tracción delantera. Tienen una construcción sencilla y compacta, dado que deben compartir espacio con el motor en la zona delantera del vehículo además de alojar el grupo diferencial en su interior.

Este tipo de cajas poseen dos ejes, uno por el cual llega la transmisión del motor (llamado eje primario) y el eje secundario por el que, a través de los piñones seleccionados, transmite la fuerza al grupo cónico diferencial que, a su vez y mediante palieres, lo dirige hacia la transmisión mecánica de giro de ruedas.

El eje primario puede ser fijo o no, como lo puede ser el eje secundario. Hay cajas de cambios donde uno es fijo y no el otro, dependiendo de la arquitectura adoptada y del diseño que elija el fabricante. En cualquier caso, esto no afecta al rendimiento, dado que funcionan de igual manera.

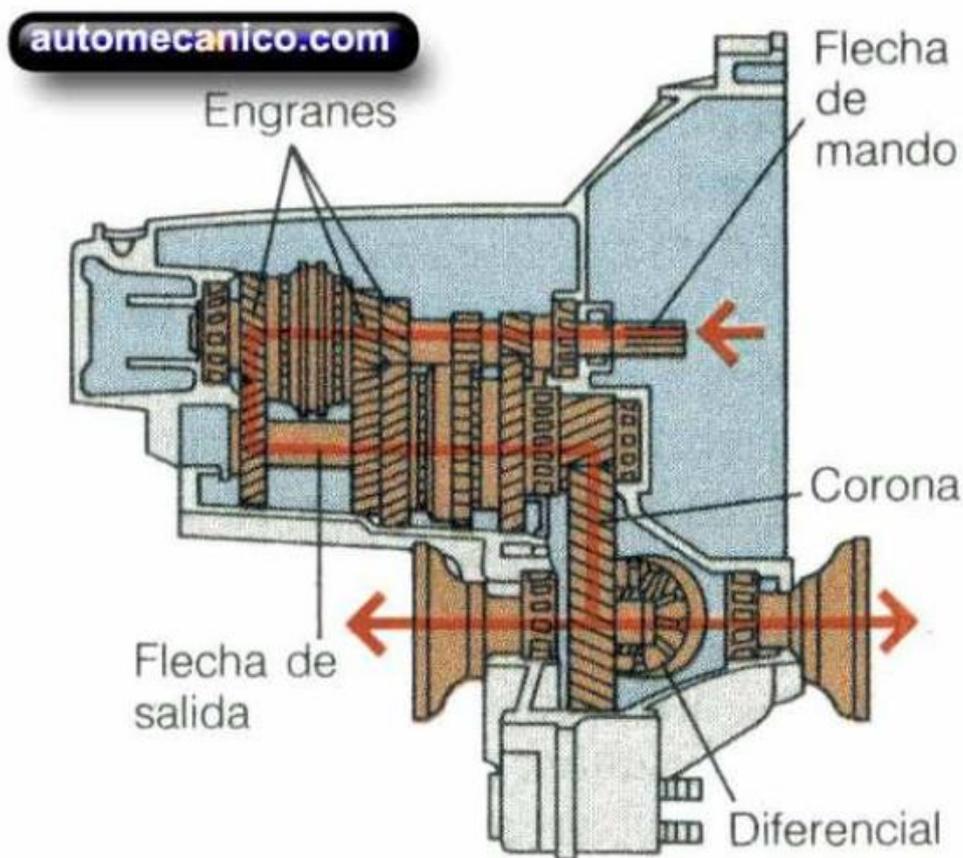


Figura 15: Caja de Dos Ejes

En la figura mostrada se puede observar cómo llega la transmisión del motor al eje primario, cómo se transmite al eje secundario mediante los piñones de la rueda engranada y cómo de éste va al diferencial para, finalmente, transmitir la fuerza mecánica del giro a las ruedas.

b) Cajas de Cambios de Toma Constante (3 Ejes)

Están diseñadas para vehículos de propulsión trasera y poseen tres ejes, aunque parezca que tienen solamente dos. Son fácilmente reconocibles por su voluminosidad y tamaño alargado, así como por estar situadas en la parte central del vehículo, sobre su eje longitudinal. El motor adopta, así, una configuración longitudinal.

Estas cajas de cambio son conocidas con el nombre de cajas de cambio de toma constante, dado que poseen dos piñones que siempre están engrandados y que transmiten la fuerza del eje intermediario (que suele ser fijo) a través de sincronizadores situados en el eje secundario para engranar la marcha. La fuerza mecánica resultante abandona la caja de cambios por su parte posterior hacia el grupo diferencial, situado en el eje trasero del vehículo.

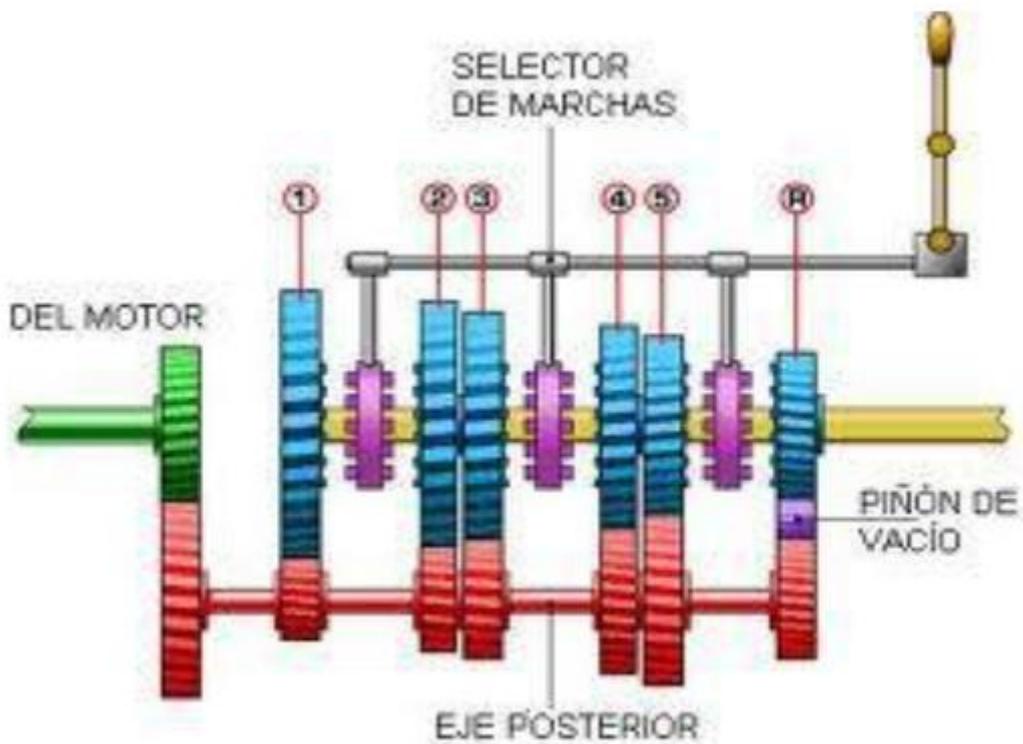


Figura 16: Caja de Tres Ejes

En la figura 14 se puede observar representada una caja de cambios de toma constante; donde el eje primario es mostrado en color verde y el eje intermediario al que está engranado en rojo. Los sincronizadores del eje secundario engranan el piñón correspondiente con el eje intermediario y a través de dicho eje secundario (situado sobre el Eje Posterior o Intermediario) transmiten el movimiento al grupo cónico diferencial.

La caja de cambios del ejemplo tiene seis velocidades. La 6ª velocidad engrana mediante un sincronizador (que no está representado) que une directamente el eje primario con el secundario, sin pasar por el intermediario) transmitiendo íntegramente las revoluciones del motor a dicho eje secundario y, por tanto, al grupo diferencial.

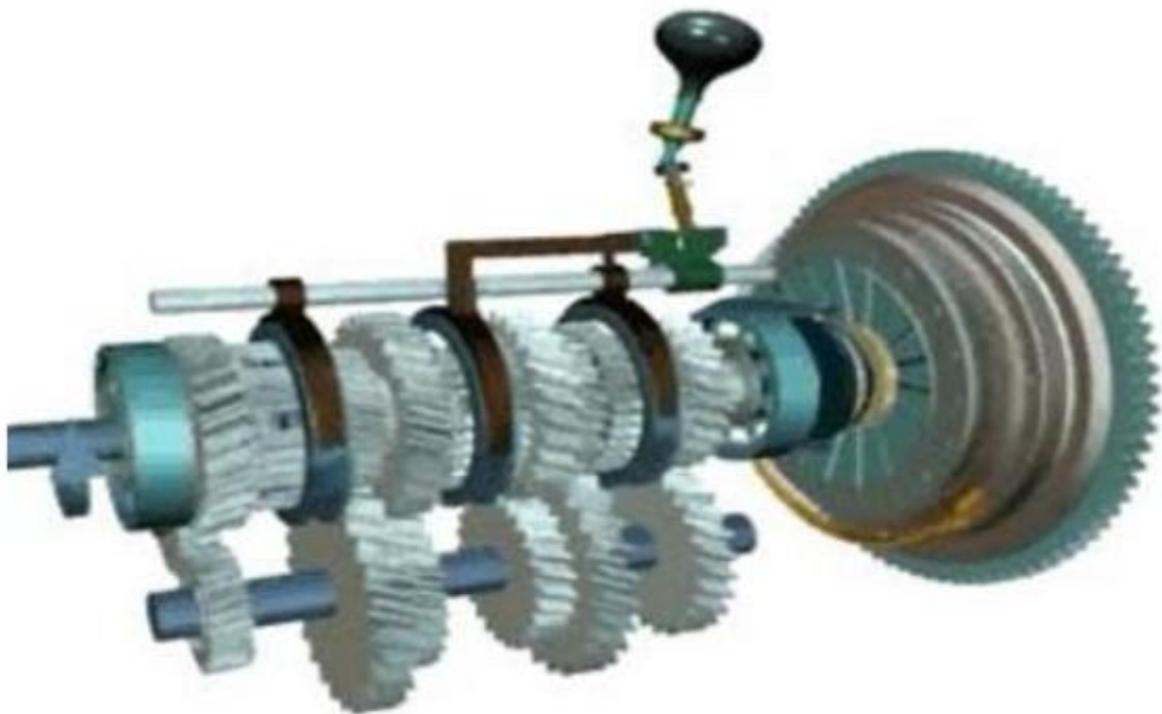


Figura 17: Caja de Toma Constante

En la representación gráfica anterior se observa una caja de cambios de toma constante de cuatro velocidades, cuya 4ª velocidad engrana mediante el sincronizador más cercano al embrague que unas las marchas 1ª y 3ª de forma directa.

c) Cajas de Cambios Manual Pilotada

Este tipo de cajas tienen la principal característica de incorporar un doble eje secundario para hacer un cambio de marcha más rápido y que éste se produzca de forma instantánea. Su diferencia principal es que pese a tener embrague, no tienen pedal de embragado, por lo que viene a ser un híbrido entre una caja manual y una automática. El sistema de embrague es interno y no tiene que ser accionado desde el exterior.

Aquellas que no poseen un doble eje secundario poseen un doble embrague que permite sincronizar el eje primario (que va dividido en su interior aunque aparente ser un único). En estos casos de doble embrague, el eje secundario es fijo. Por contra, cuando es el eje secundario es que es doble, es el eje primario el que es fijo.

En este tipo de cajas de cambio, se engranan dos marchas a la vez (una par y otra impar) aunque sólo una ha sido fijada al eje por el sincronizador, que es la que transmite el movimiento al grupo. Dado que el cambio puede hacerse de esta manera mucho más rápidamente, el cambio es inmediato y muy suave.

En función del tipo de conducción, el cambio puede sincronizar las marchas para una mayor aceleración (más velocidad) o una mayor deceleración (al reducir marchas).

1) Cambio PDK de Porsche

Es un tipo de caja de cambios especialmente llamativo por su construcción, dado que la caja parece tener tres ejes, cuando en realidad lo que tiene son dos ejes con doble embrague. Básicamente, consistiría en un eje con un embrague propio dentro de otro eje que tiene, a su vez, su propio embrague, cada uno controlando unas marchas. Este diseño responde a la distribución de la mayoría de vehículos con esta caja de cambios que tienen el motor y la caja de cambios en la parte posterior del mismo y la propulsión es trasera.

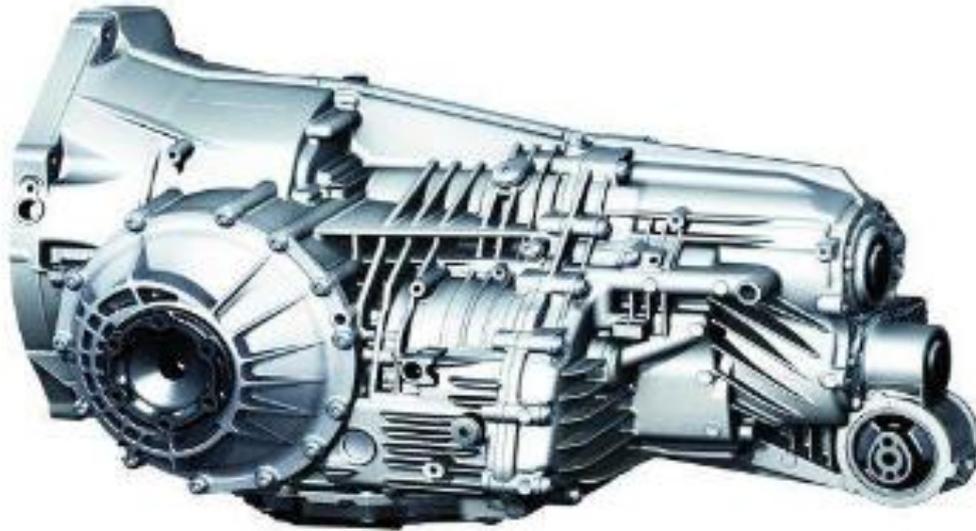


Figura 18: Cambio PDK



Figura 19: Interior del Cambio PDK

El eje primario está dividido en dos secciones que correspondiendo cada una a marchas pares e impares respectivamente. Esto significa, que una de las secciones tiene solidarias a ella las ruedas correspondientes a las marchas pares, mientras a la otra tiene las marchas impares. El eje primario está engranando dos marchas a la vez, una par y

otra impar (una engranada y la que será engranada después) intercambiando únicamente los embragues cuando se produce el cambio de marcha. El cambio se produce en centésimas de segundo con una gran suavidad y una continuidad asegurada.

2) Cambio DSG del Grupo VAG

Similar a la Powershift de Doble Embrague de Ford, esta caja de cambios posee un eje secundario con las marchas pares y otro con las marchas impares, cada una con su propio embrague. Los sincronizadores son comandados por válvulas electrohidráulicas situadas en los ejes secundarios. Ambos ejes secundarios poseen un piñón de ataque que va a parar a la corona. Se parece a una caja de cambio de dos ejes, pero doblando el número de componentes.

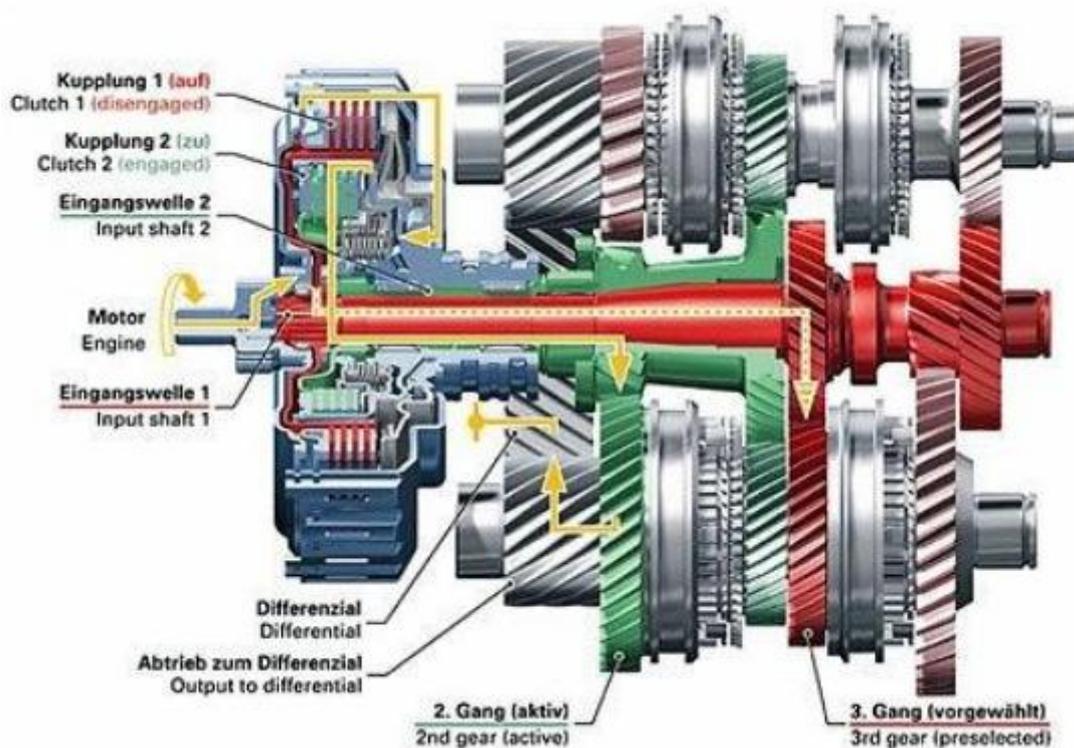


Figura 20: Cambio VAG

En la figura se pueden apreciar los dos ejes secundarios que quedan conectados a la corona, pero solamente mediante los embragues se deja actuar a uno y otro (ya sea una marcha par o impar), manteniendo ambas marchas engranadas aunque sólo una

transmita movimiento. Si el coche está acelerando, la marcha preseleccionada será la siguiente superior. Si por contra, está decelerando, la marcha preseleccionada será la inmediatamente inferior. Esta caja de cambios es un diseño compacto para vehículos con tracción delantera.

Entre las ventajas a destacar de este tipo de cajas de cambios están la rapidez de cambio entre marcha y marcha que es menor a los 40 milisegundos, por lo que aventaja a un cambio manual o un convertidor de par por mucho. Además, una unidad de control mecatrónica se encarga de realizar la tarea de decidir que marcha tener preseleccionada gracias a múltiples sensores, controlando de forma electrónica las necesidades de cambio que puedan darse. Así, mientras un embrague se abre, el otro se cierra, de manera que la interrupción de entrega de fuerza es nula y el cambio se produce con extrema suavidad. El poder realizar los cambios de una forma tan rápida, reduce el consumo ligeramente.

Entre las desventajas destaca la necesidad de un mantenimiento riguroso y que obliga a cambiar el aceite de la caja de cambios de forma más habitual (cada 60.000 km, aproximadamente). A veces, su fiabilidad también se ha puesto en duda, pues algunas unidades han dado problemas con la mecatrónica. Además, pese a que el cambio entre marchas es imperceptible, a bajas velocidades cuando se hacen maniobras, por ejemplo, el sistema puede ser algo brusco. Así, la función de soltar el freno y que el coche se mueva poco aún no se ha afinado lo suficiente. La unidad de gestión electrónica apura mucho las marchas, por lo que la respuesta queda algo muerta salvo que se pise el pedal con decisión y que así el cambio reaccione. Sin embargo, estas desventajas han ido haciéndose más raras con el paso del tiempo, dado que este sistema no para de evolucionar.

3) Cambio TCT del Grupo Fiat

Se trata de un tipo de cambio muy similar al PDK de Porsche, con doble embrague, pero más parecido en su diseño a la caja de cambios DSG. El eje primario queda dividido en dos, con los ejes secundarios no fijos. En este diseño, se incorpora un cambio de doble embrague para vehículos de tracción delantera, con un embrague a

cada lado del volante del motor. Es un sistema que ahorra espacio, dado que la caja de cambios es más corta que en otros casos.

3.3.1.2- CAJAS DE CAMBIOS AUTOMÁTICAS

Mientras que en las cajas manuales el cambio de marchas se produce mediante el engrane de juegos de piñones intercalados de forma manual, en las automáticas el cambio se produce con un juego de planetarios de forma automática.

Un engranaje planetario está compuesto de tres elementos principales:

- Un engranaje planeta en su interior
- Tres satélites que giran alrededor del planeta
- Una corona alrededor de los satélites.

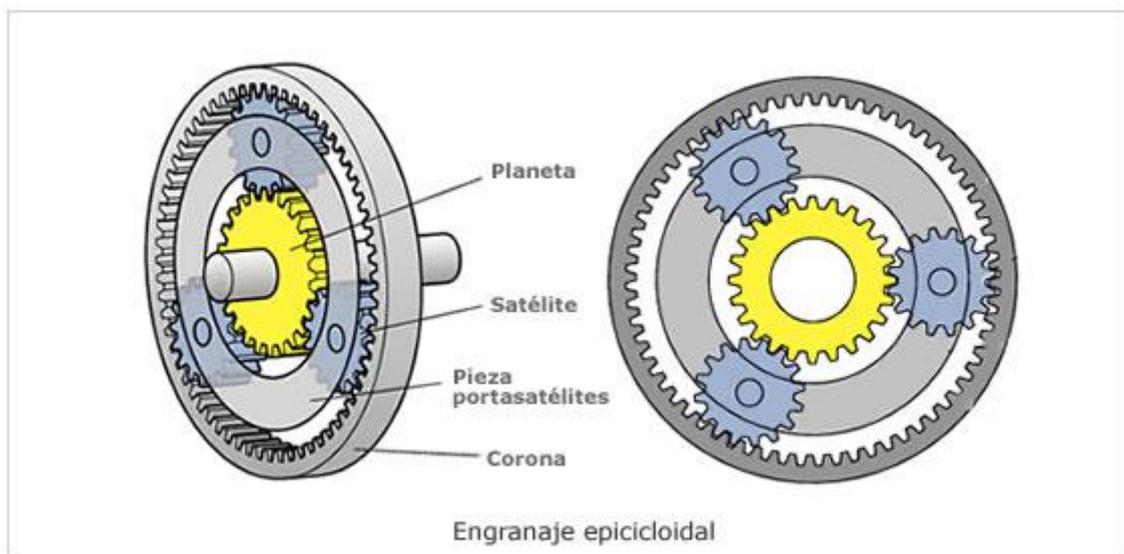


Figura 21: Engranaje Planetario

Con un juego de planetarios es posible lograr cuatro velocidades, tres hacia adelante y una hacia atrás.

En la relación más corta, la potencia del motor entra por el planeta y sale por los satélites. En la relación intermedia, por contra, el planeta no gira y el par es obtenido por la corona entrando la potencia a través del satélite. En la relación más larga la

potencia del motor entra por la corona y, a través de los satélites, la potencia sale por el planeta.

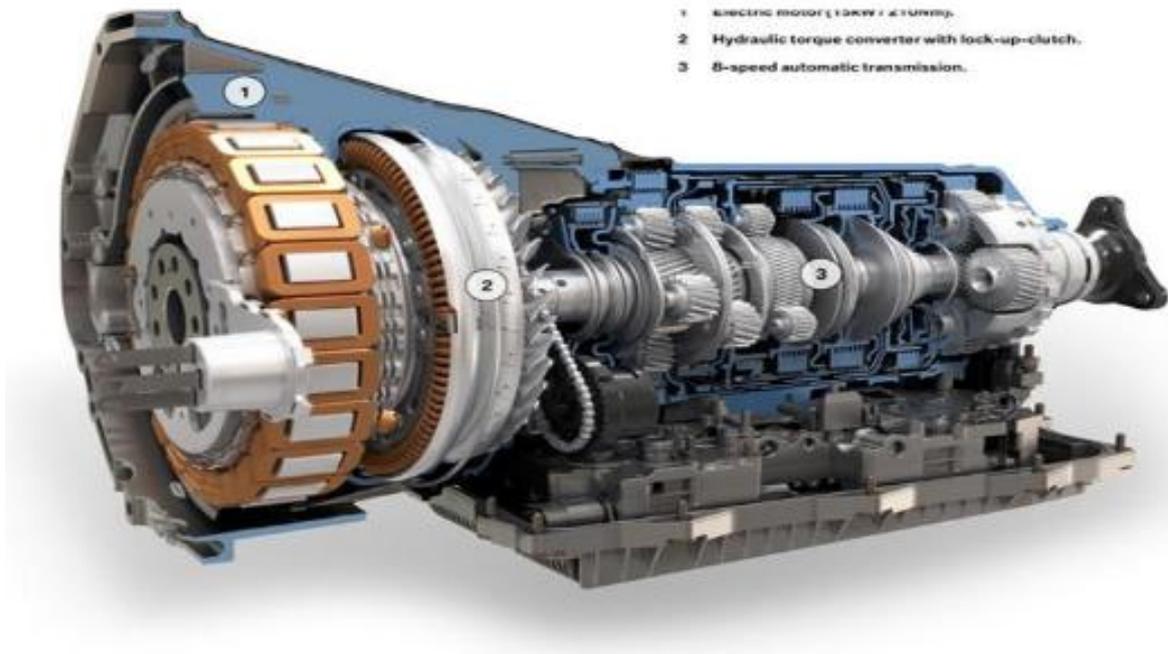


Figura 22: Caja de Cambios Automática

En la marcha atrás la potencia entra por el planeta, el porta-satélite se bloquea (aunque no los satélites que actúan como piñón intermedio) y la corona gira en sentido contrario, invirtiendo su giro.

Habitualmente las cajas de cambios de este tipo constan de más de un sólo juego de planetarios, dado que sólo se lograrían de otro modo tres marchas y con relaciones muy largas cuando la mayoría de turismos poseen cinco o seis velocidades. Las cajas de cambio automáticas poseen dos o tres (o incluso más en el caso de las más sofisticadas) juegos de planetarios, con diferentes relaciones entre ellos, que consiguen cambios de seis o más velocidades intercalándolos.

Este tipo de cajas de cambios fue de las primeras en ser montadas en turismos de propulsión trasera (antes que las cajas de doble embrague) y sigue siendo el tipo más habitual en las grandes berlinas y turismos de alta gama de propulsión trasera que están

enfocados hacia el confort. Las cajas de cambios de este tipo utilizadas a día de hoy pueden poseer hasta ocho velocidades.

Para conseguir que los diferentes conjuntos de planetarios se intercalen en este tipo de cajas de cambios, la caja posee en su interior una serie de frenos y embragues que ayudan a frenar u obligan a girar loco a los diferentes conjuntos según la relación que se desee.

Cajas de Cambios Continua Variable CVT

Este tipo de cajas de cambios son totalmente diferentes a las cajas de cambio automáticas mediante planetarios. Este tipo de cajas está enfocado para ser montado en vehículos automáticos que posean una tracción delantera y donde el espacio es muy reducido.

Son muy utilizadas en vehículos híbridos de tracción delantera, por ello han experimentado un gran auge y evolución unidos al de este tipo de vehículos.

El aspecto exterior de una caja de cambios CVT es muy similar al de una caja de cambios manual, dado que está ubicada en el mismo lugar, aunque las diferencias son notables.

En primer lugar, este tipo de cajas de cambios no llevan un convertidor de par; la potencia del motor pase directamente al eje primario que la transmite a un único planetario del que salen dos marchas: hacia adelante y hacia atrás. También posee dos embragues hidráulicos, uno para cada marcha.

El secundario del planetario y los embragues hacen mover una polea especial que porta una correa de acero que mueve, a su vez, otra polea. En función del número de revoluciones por minuto, los diámetros de las poleas van variando para conseguir casi infinitas relaciones de transmisión. Para la marcha atrás se utiliza una transmisión fija.

El convertidor de par es un mecanismo que es utilizado en los cambios de tipo automático en lugar del embrague y es quien realiza la conexión entre la caja de

cambios y el motor. En este sistema no existe una unión mecánica entre el cigüeñal y el eje primario de cambio, sino que la fuerza centrífuga que actúa sobre el fluido (aceite en este caso) situado en el interior del convertidor es aprovechada.

Este sistema consta de tres elementos que forman un anillo cerrado con la forma de un toroide en cuyo interior está el aceite. El impulsor o bomba es uno de estos elementos que, unido al motor y con forma de disco y acanaladuras interiores en forma de aspa, dirige el aceite. La turbina tiene una forma similar y va unida al cambio de marchas. En el interior está el estator o reactor que está también acoplado al cambio. Cuando el vehículo está parado, las dos mitades principales del convertidor giran de forma independiente. Sin embargo, cuando el vehículo acelera, la corriente de aceite se fortalece hasta el punto que el impulsor y la turbina (es decir, el motor y el cambio) giran conjuntamente arrastrados por la misma.

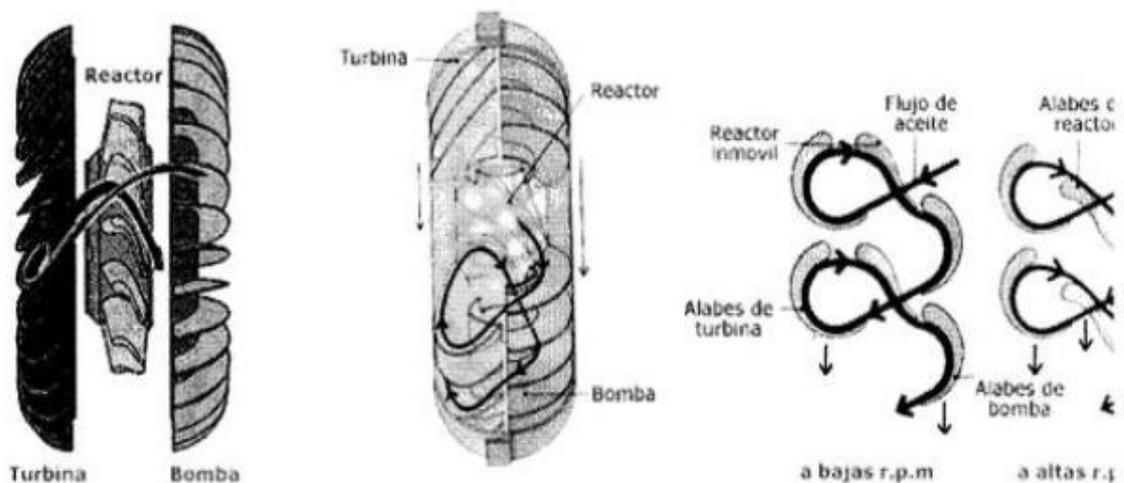


Figura 23: Funcionamiento de un Convertidor de Par

El funcionamiento del convertidor de par puede asemejarse al funcionamiento de dos ventiladores enfrentados entre sí. El primero está conectado y encendido, mientras que el otro no lo está. El movimiento y la fuerza del aire que golpea las aspas del ventilador apagado hacen que éste empiece a impulsarse e intentar mantener la velocidad, hasta el punto de igualar su velocidad a la del otro ventilador.

El convertidor es accionado al impulsar el aceite del cárter hacia el impulsor y desde éste, el aceite se dirige hacia las aspas interiores de la turbina (rodete conducido), girando en el sentido del impulsor.

Una vez el aceite sale del impulsor, ésta reacciona contra las aspas del estator aumentando la fuerza de giro (par motor). Esto ocurre cuando el aceite choca contra la parte frontal de dichas aspas, antes de que la velocidad se haya igualado a la del impulsor. Al igualarse la velocidad de la turbina con la del impulsor, la fuerza o par motor va disminuyendo, mientras el estator permanece fijo debido al cojinete de un único sentido que le impide girar en sentido contrario al de los rodetes.

Cuando las velocidades del impulsor y de la turbina son iguales, se termina la reacción sobre el estator y éste gira en el sentido de los rodetes; dado que el que aceite choca con la parte interna de las aspas, funcionando el conjunto como un embrague hidráulico y con una relación de velocidad y par de 1:1, es decir, el eje conducido unido a la turbina gira a la misma velocidad y con la misma fuerza que el eje del motor.

Entre las partes del sistema está el elemento conductor, conocido como impulsor o bomba, que es quien recibe el movimiento del motor, al que está unido, y que impulsa el aceite contra el conducido. El elemento conducido es una turbina y está acoplada a la caja de cambios.

El convertidor de par incluye un tercer elemento, denominado estator, que mejora las condiciones de funcionamiento en la circulación del aceite. Dentro del mismo, se encuentra un cojinete de un sólo sentido, que permite que éste gire únicamente en un sentido. Está montado sobre un mecanismo de rueda libre que le permite desplazarse libremente cuando los elementos del convertidor giran a un velocidad similar.



Figura 24: Convertidor de Par

3.4- DIFERENCIAL

Un diferencial es un elemento mecánico que permite que las ruedas puedan girar a revoluciones diferentes, lo que permite que al tomar las curvas, cada rueda pueda ir a una velocidad.

Cuando el vehículo toma una curva, una de las ruedas recorre un camino más corto que la otra, dado que ésta última se encuentra en la zona exterior de la curva.

Antiguamente, ambas ruedas estaban montadas fijas sobre los ejes. Esto suponía que una de las dos ruedas no girase bien, desestabilizando el vehículo. Mediante un diferencial, se permite a cada rueda girar correctamente en una curva, sin perder por ello fijación de ambas sobre el eje, de manera que la tracción del motor actúa con la misma fuerza sobre cada una de ambas ruedas.

En el caso del proyecto presentado, el piñón y la corona son ruedas cilíndricas de dientes helicoidales, dado que el diferencial está dentro de la caja de cambios.

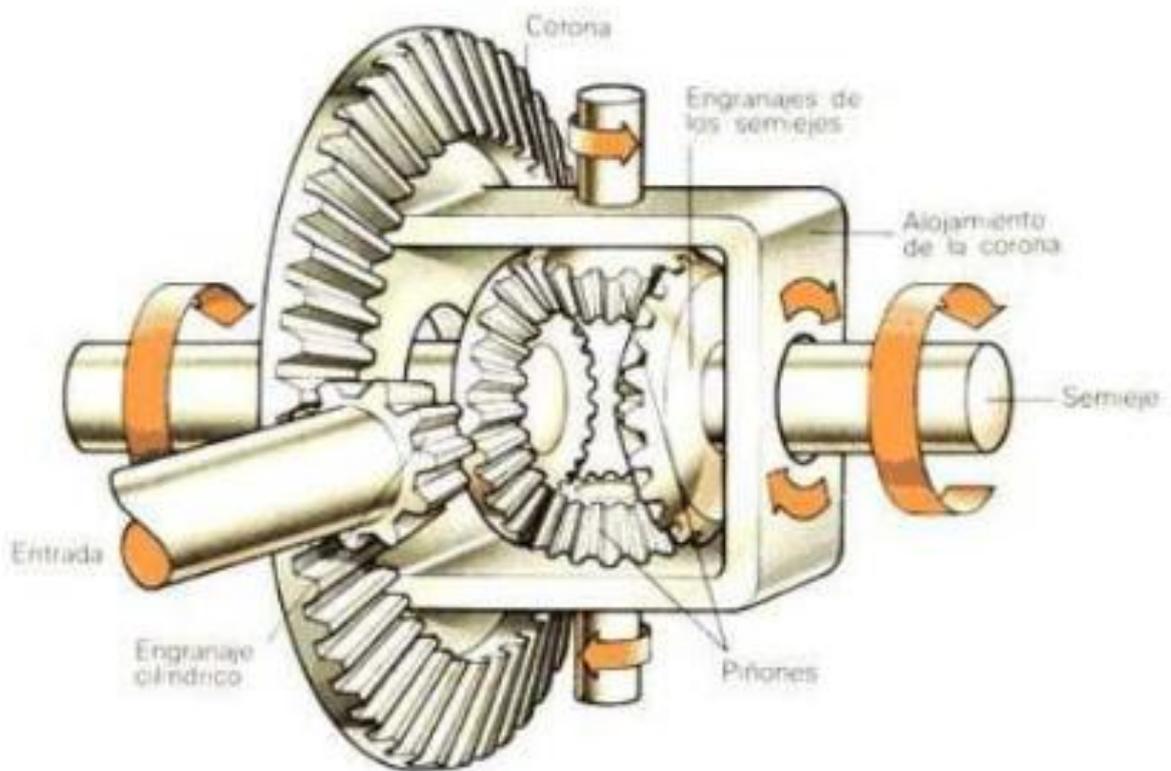


Figura 25: Diferencial

Tipos de Diferenciales y Funcionamiento

Se clasificarán los diferenciales en dos grandes grupos: Diferenciales convencionales y diferenciales autoblocantes.

Dentro de los diferenciales autoblocantes, que son básicamente diferenciales convencionales con un dispositivo de autobloqueo, se hará, además, la distinción entre los diferenciales de desplazamiento limitado (viscoso o Ferguson y autoblocantes mecánicos), los diferenciales Torsen y los diferenciales de deslizamiento controlado.

a) Diferenciales Convencionales

Están basados en el uso de engranajes cónicos. El par del motor es transmitido a la corona situada en la carcasa exterior. Sobre ejes montados en dicha carcasa giran varios engranajes de tipo cónico (piñones, satélites) que, al mismo tiempo, engranan con

sendos piñones cónicos (engranajes planetarios) que accionan las transmisiones que van a las ruedas.

Cuando el camino a recorrer de ambas ruedas es el mismo, los piñones satélites no giran respecto de su eje y transmiten a cada de salida un par que es función de la resistencia que ofrezca el mismo.

Por contra, cuando el camino a recorrer por cada rueda no es el mismo, la rotación de los piñones y satélites permite que las velocidades de salida de ambas transmisiones sean diferentes.

El diferencial reparte el esfuerzo de giro de la transmisión entre los semiejes de cada rueda, actuando como un mecanismo de balanza. Esto es, hacen repercutir sobre una de las ruedas el par. Esta característica de funcionamiento supone una solución para el adecuado reparto del par motor entre ambas ruedas motrices cuando el vehículo está tomando una curva, pero, al mismo tiempo, manifiesta un serio inconveniente cuando una de las dos ruedas pierde su adherencia al suelo de forma total o parcial.

En las circunstancias en las que se da ese caso, como cuando una de las dos ruedas del eje motriz rueda durante un momento sobre una superficie deslizante (hielo, barro, etc.), o bien se levanta en el aire (a consecuencia de un bache o durante el trazado de una curva a demasiada velocidad), la balanza del diferencial hace que el par motor se concentre en una ruda cuya adherencia se ha reducido. Esta rueda tiende a embalsarse, absorbiendo todo el par, mientras que la opuesta permanece inmóvil, lo que se traduce en una pérdida de tracción por parte del vehículo.

El diferencial autoblocante tiene como objetivo resolver este problema de pérdida de tracción.

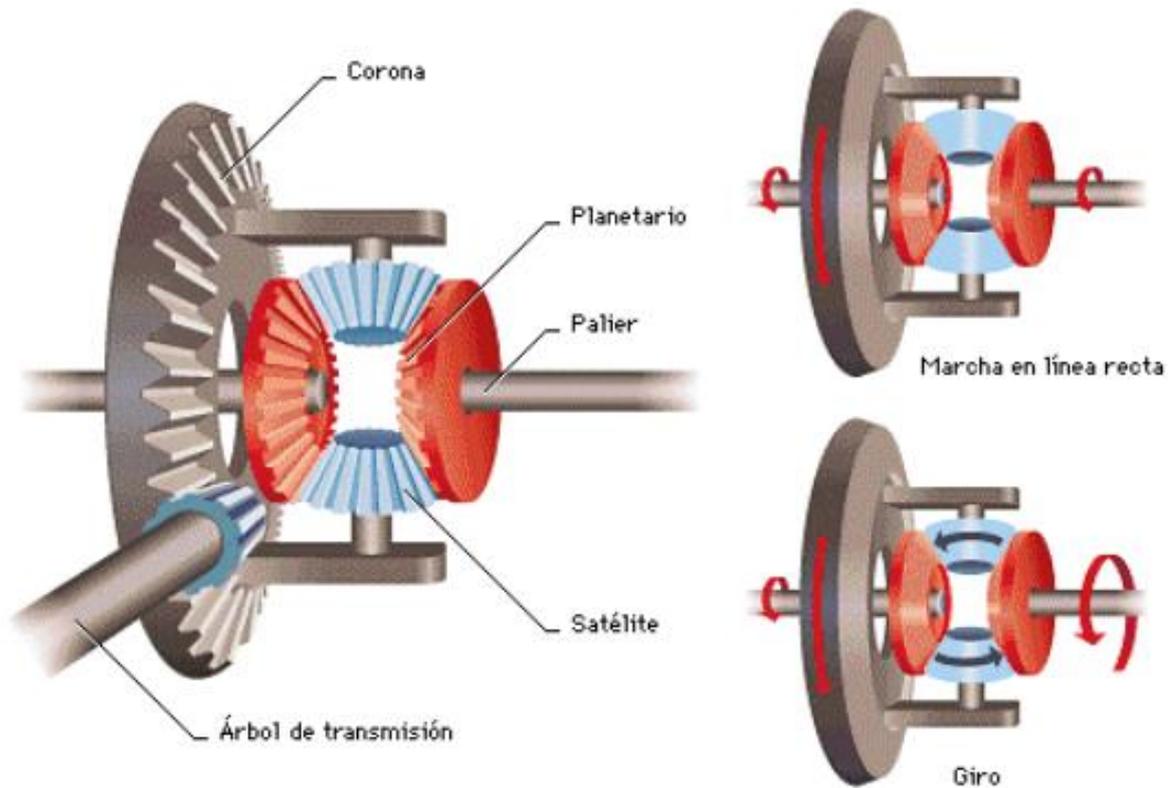


Figura 26: Diferencial Convencional

b) Diferenciales Autoblocantes

Actualmente este tipo de diferenciales han sido desplazados por los controles de tracción electrónicos, los cuales detectan con los captadores de ABS la rueda que patina, frenándola y mandando el exceso de par a la otra rueda, de igual manera que lo haría un diferencial autoblocante.

Los diferenciales de este tipo tienen claras ventajas frente a los diferenciales convencionales que no tienen sistema de autobloqueo.

En lo que a la estabilidad se refiere, con un diferencial autoblocante cuando una de las dos ruedas motrices pierde adherencia (se levanta en una curva o desliza sobre una placa de hielo), no se produce su embalamiento ni, por tanto, existe el riesgo de que la rueda, girando loca, haga desviarse bruscamente al vehículo al recuperar su adherencia normal.

Con este sistema, cuando estas circunstancias adversar se producen todo el par motor disponible se aplica sobre la rueda con mayor tracción. En la práctica, esta característica se traduce en una mayor seguridad, especialmente en las curvas.

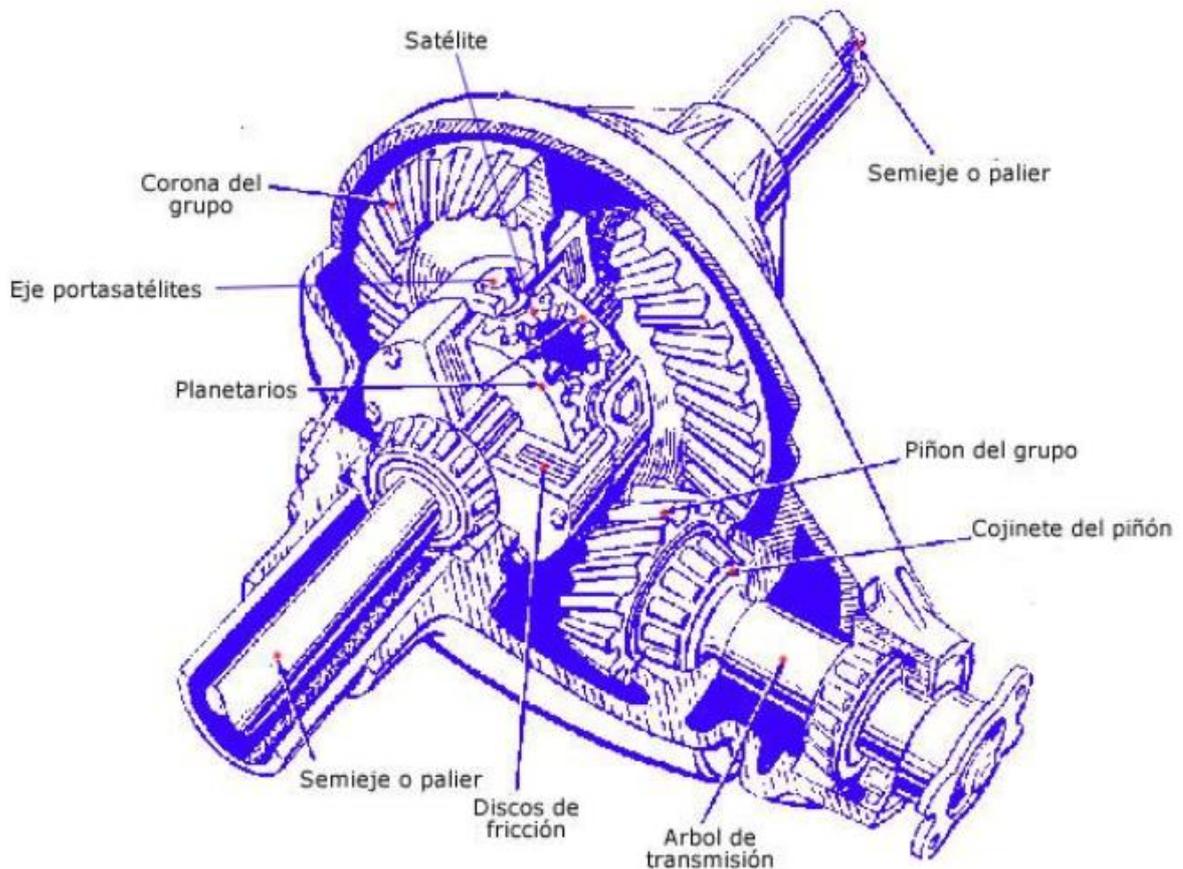


Figura 27: Diferencial Autoblocante

1) Diferenciales de Deslizamiento Limitado

Este tipo de diferenciales son montados, habitualmente, en vehículos de tracción trasera, con gran potencia y que son susceptibles de perder adherencia durante fuertes aceleraciones que se pueda dar en una de las ruedas, siendo necesario el enclavamiento de este determinado valor para evitar desplazamiento excesivos que derivarían en un sobreviraje.

Gracias a este tipo de diferenciales se puede mejorar la transmisión de esfuerzos, a la vez que se evita un patinaje continuo de la rueda con menor adherencia y las consecuencias que esto supone para la estabilidad.

El sistema más utilizado entre este tipo de diferenciales autoblocantes es el Thornton Power-Lock, también conocido como "de discos de fricción". En este tipo de diferenciales, los ejes portasatélites deslizantes se cruzan uno sobre otro, aunque constituyan piezas independientes, a diferencia de los diferenciales corrientes, donde forma una pieza única de cuatro brazos. Los extremos de ambos ejes en la zona de acoplamiento de la caja de satélites van tallados con dos planos formando una "V". Los alojamientos para cada eje en la caja del diferencial están sobredimensionados, de manera que el eje pueda entrar con gran holgura. Estos alojamientos presentan, además, dos rampas talladas también en forma de "V" de idéntico ángulo que las existentes en los ejes.

Los piñones y satélites planetarios son parecidos a los de un diferencial convencional. Cada piñón y planetario se acopla sobre sendos bujes estriados que, a su vez, encajan sobre cada una de las dos mitades de la caja diferencial. Entre cada mitad de la caja y el buje estriado correspondiente existe un embrague compuesto por discos de fricción y arandelas elásticas de acero, o bien pequeños muelles helicoidales alojados en las carcasas.

Cuando ambas ruedas gozan de similar adherencia, los ejes deslizantes de los satélites están sometidos a un esfuerzo que tiende a hacerlos subir por las rampas en "V". Sin embargo, como ambos cruzan uno por delante del otro, el efecto de cada uno se contrapone, permaneciendo ambos equilibrados en el fondo de la "V".

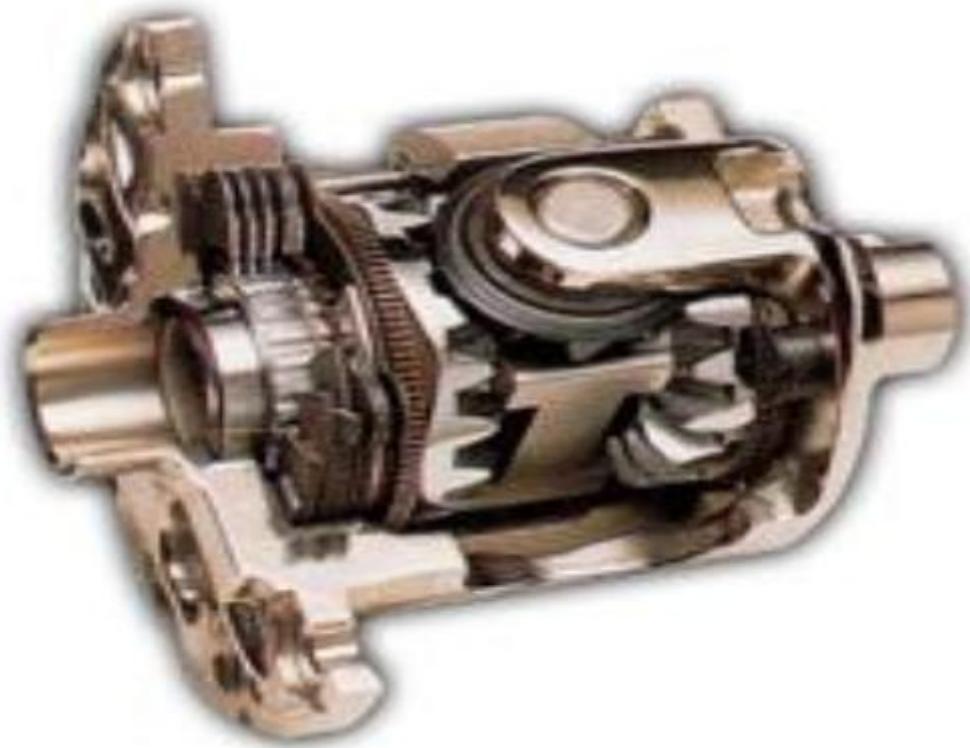


Figura 28: Diferencial de Deslizamiento Limitado

2) Diferenciales Viscosos

Son aquellos en los que no existe una unión mecánica entre los semiejes, sino que se da a través de un fluido de alta viscosidad. Este fluido baña un cilindro en el que hay dos juegos de discos intercalados, cada uno de ellos solidario con uno de los semiejes del diferencial.

Si la diferencia de giro entre ambos juegos de discos no es grande, se mueven casi independientes. Si bien, a medida que la diferencia de giro aumenta, aquellos que giran más rápidamente tienden a arrastrar a los otros. Si se trata de un diferencial trasero, por ejemplo, y una de las dos ruedas patina, arrastra a la otra mejorando la tracción.

El principal inconveniente de este sistema es que su funcionamiento depende demasiado de la temperatura del fluido, que pierde viscosidad al calentarse.

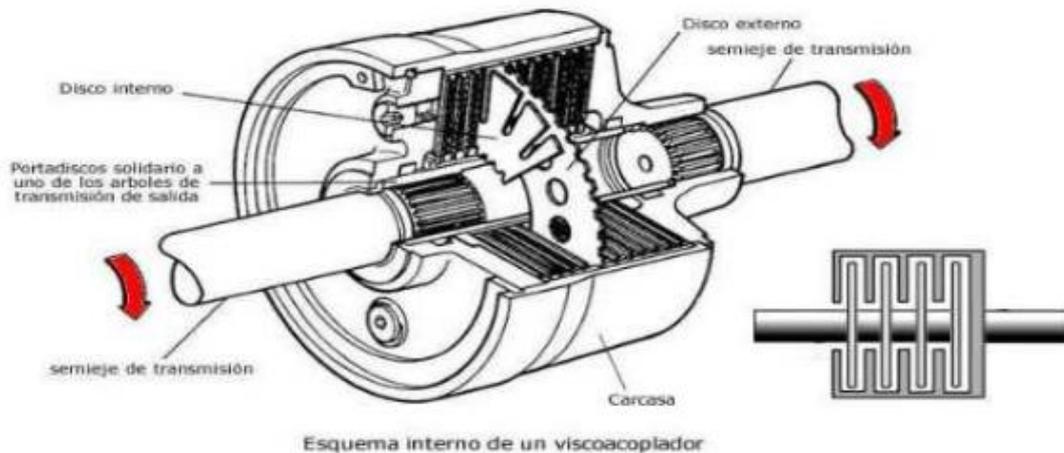


Figura 29: Diferencial Viscoso

3) Diferenciales Torsen

Los diferenciales Torsen aportan una ventaja frente a todos los sistemas estudiados, dado que no son exactamente diferenciales autoblocantes, dado que no se bloquean para una determinada cantidad de revoluciones, sino que envían el par a la rueda que mejor pueda traspasarlo al suelo.

Frente a los diferenciales autoblocantes tradicionales, los Torsen evitan el desplazamiento de una de las ruedas, aportando únicamente lo que ésta puede pasar al suelo, y desviando el excedente a la otra.

Basa su funcionamiento en combinar una serie de engranajes convencionales y helicoidales. Concretamente, tres pares de ruedas helicoidales son utilizadas, las cuales engranan a través de dientes rectos situados en sus extremos. La retención o el aumento de la fricción se produce porque las ruedas helicoidales funcionan como un mecanismo de tornillo sin fin.

Al ser comparado con un diferencial convencional, 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.

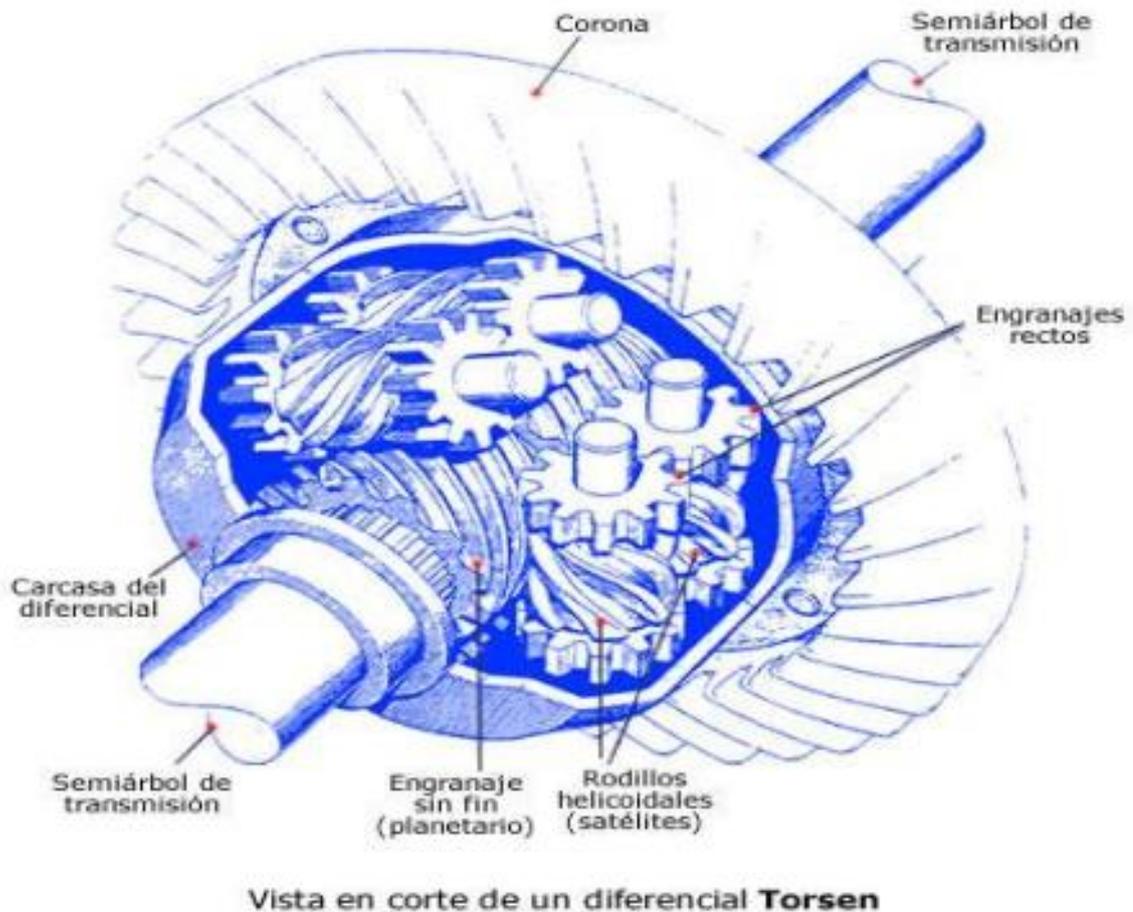


Figura 30: Diferencial Torsen

4) Diferenciales de Deslizamiento Controlado

Se diferencian de los visco acopladores en los materiales de los elementos rozantes, en el líquido usado y en el mecanismo de control.

Consisten en un paquete de discos conductores y conducidos con la excepción de que los discos transfieren el movimiento entre ellos por fricción y un sistema hidráulico los presiona al igual que lo hace un embrague convencional.

Este sistema es superior al visco acoplador dado que puede dirigir el par en función de la presión ejercida sobre los discos, no requiriendo que éstos deslicen entre ellos para actuar. Esto permite controlar el reparto en función de la diferencia de velocidades de giro.

El sistema es muy útil porque genera reparto de par a uno u otro eje dependiendo del uso deseado del vehículo, pudiendo cambiar este reparto sobre la marcha. Se puede derivar más par al tren trasero o al delantero en función de cada momento mediante gestión electrónica, la cual contempla las necesidades del vehículo, así como el desplazamiento en alguno de los ejes.

4. - SOLUCIÓN ADOPTADA

Para la realización del proyecto se podía elegir entre las tres configuraciones de disposición de los elementos de la transmisión: tracción delantera, tracción trasera o tracción a las cuatro ruedas.

1. En la tracción delantera la caja de cambios y el diferencial estarían situados en el eje delantero. Las ventajas que presentaría esta disposición estarían en la cantidad de espacio constructivo que se libraría bajo el capó, por lo que se podría añadir más espacio en el habitáculo. Al tener un mayor peso en el eje de tracción se consigue una mayor estabilidad en la curva. Entre los inconvenientes estarían que el vehículo tendería a subvirar, dado que la parte delantera del vehículo tendería a salirse fuera de la curva. A partir de cierta potencia el agarre al suelo se hace complicado y, además, existe un mal reparto de pesos.

1.1

2. En la tracción trasera la caja de cambios estaría en la parte delantera del vehículo, mientras el diferencial estaría en el eje trasero. Este sistema tiene la ventaja de otorgar una mayor estabilidad en el vehículo, además de un mayor agarre al acelerar. Es una buena opción para vehículos de gran potencia. Por contra, esta disposición tiende a sobrevirar, es decir, la parte trasera del vehículo tiende a salirse hacia el exterior de la curva, gracias a la fuerza centrífuga. También es una disposición más cara por necesitar una carcasa para la caja de cambios y una para el diferencial, así como un árbol de transmisión que lleve el giro hasta el eje trasero. Todo ello aumenta, además, el peso.

2.1

3. La tracción a las cuatro ruedas es una opción común para todoterrenos y camionetas y ofrece la potencia del motor simultáneamente a ambos ejes. Esta disposición tiene un diferencial en cada eje. Su adherencia a todo tipo de superficies es su mayor ventaja, aunque el vehículo pesa mucho más con esta disposición, además de tener un mayor consumo, lo que lo hace poco atractivo para coches pequeños.

Dadas las características del vehículo elegido y el propio diseño del fabricante, se ha optado por una disposición con tracción delantera.

La caja de cambios será manual, con tres ejes (uno primario, uno intermediario y un eje secundario doble). Esta disposición ha sido elegida para emular en la medida de lo posible a una caja de cambios que use el cambio DSG del Grupo VAG (descrita en el apartado 3.3.2 - Tipos de Cajas de Cambios en su sección c, punto 2).

Dado que los fabricantes tienden a controlarlo a su manera, no se tendrá en cuenta el subviraje o sobreviraje que pudiese aparecer y se cuenta con que la suspensión del vehículo se hará cargo de la misma.

Se optará por un embrague de fricción, que son aquellos que se caracterizan porque el mecanismo de transmisión se logra mediante la fricción de superficies rugosas, una solidaria al eje conducido y otra al conductor. El accionado puede ser por muelles o por diafragma:

- Los muelles realizan el esfuerzo necesario para aprisionar al disco de embrague entre el volante de motor y el plato de presión. Son bastante pesados.
- El diafragma hace la misma función que los muelles, sustituyéndolos. Este sistema de embrague elimina la fuerza centrífuga, que sí afecta a los muelles, y además logra una presión uniforme por todo el disco de presión.

Serán empleados tres tipos de rodamientos en el transcurso del diseño de la Transmisión. Se utilizarán rodamientos de bolas y cilíndricos en los ejes principales (sea el eje intermediario o los ejes secundarios) y de agujas para los engranajes situados en los ejes secundarios y que deberán girar locos.

En el caso de los rodamientos de bolas o cilíndricos, serán elegidos unos u otros en función de las necesidades, dado que unos son más adecuados para soportar esfuerzos axiales, además de los radiales, y los otros para grandes cargas que se den solamente en forma radial.

5. - RESULTADOS FINALES

5.1- DISPOSICIÓN DE LA TRANSMISIÓN

Gracias a la información otorgada por el fabricante, se ha optado por la tracción delantera. El vehículo usado no posee una gran potencia y es de pequeño tamaño y peso. Por estas razones, su aceleración no es exagerada como para requerir de la estabilidad adicional que proporcionaría la tracción trasera.

5.2- EMBRAGUE

Se ha optado por un embrague de fricción mediante diafragma por su ligereza y por repartir mucho mejor la presión con la que se presiona al disco de embrague. Además, siendo uno de los sistemas más utilizados será más fácil de conseguir un buen precio.

El embrague estará realizado con los siguientes materiales:

- La carcasa del embrague estará realizada en acero plegado F-1120 y será atornillada al volante de inercia mediante tornillos M10x40.
- El cojinete de empuje será de acero F-2100 con un acabado fino de 68x40 mm.

Para el cálculo del embrague se utilizarán las siguientes expresiones para obtener sus dimensiones:

$$2 \cdot N = 2 \cdot S \cdot P_{max} \cdot \mu \cdot r$$

$$r = \frac{R_{ext} + R_{int}}{2} = \frac{R_{ext} + 0,7R_{ext}}{2} = \frac{1,7R_{ext}}{2}$$

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

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

$$R_{int} = 0,7 \cdot R_{ext}$$

N = Par Máximo del Motor (200 N·m)

P_{max} = Presión para un Funcionamiento Suave (2,4 kg/cm²)

μ = Coeficiente de Rozamiento (0,4)

R_{ext} = Radio Exterior del Disco de Embrague

R_{int} = Radio Interior del Disco de Embrague

Una vez conocidas las dimensiones del embrague, se procede a calcular la presión, la fuerza axial y el par de rozamiento que actúan sobre él. Para ello, se ha utilizado la hipótesis de desgaste constante por ser más conservadora.

$$P = P_{max} \cdot \frac{R_{int}}{R_{ext}}$$

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

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

P = Presión

P_{max} = Presión Máxima Soportable por el Embrague (2,4 kg/cm²)

F_a = Fuerza Axial

T_{roz} = Par de Rozamiento Soportable por el Disco de Embrague

n = Número de Caras de Rozamiento (2)

En último lugar, se calculará el estriado del embrague:

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

$$F_u = \frac{T}{R_1}$$

L_t = Longitud de la Chaveta

F_u = Fuerza que soporta el Eje

$h = 0,5 \cdot (D_1 - D_2)$

D_1 = Diámetro del Eje

R_1 = Radio del Eje

$E = 0,055 \cdot F_a \cdot \sqrt{D_e}$

m = módulo (2 mm)

P = Presión que soporta la Chaveta (Se optará por una chaveta St ajustada con una Presión soportable de 100 N/mm².)

K = Factor de Soporte según Decker "Elementos de Máquinas" (1,15)

Z = Número de Dientes (16 dientes)

T = Torsor que tiene que soporta el Embrague

El embrague, una vez realizadas todas las operaciones (que pueden verse en el Anexo de Cálculos, apartado 2 - Embrague), tendrá las siguientes características:

Diámetro Exterior	23,18 mm
Diámetro Interior	16,22 mm
Presión	1,68 kg/cm ²
Fuerza Axial	425,59 kg
Par de Rozamiento	328,99 N·m
Estriado	6,57 mm

Tabla 1: Características del Embrague

5.3- CAJA DE CAMBIOS

Para la caja de cambios se ha optado por una caja con tres ejes, colocada junto al motor de forma transversal.

Los materiales de los que estarán realizados los diferentes elementos de la misma son:

- La Carcasa de la caja de cambios estará hecha con moldes de función de Acero GG-18.
- Los sincronizadores serán de Acero 20MnCr5 que estarán mecanizados.
- En el caso de los engranajes, las ruedas serán de acero mejorado 50CrMo4, con una resistencia de 130 kg/cm². Los engranajes rectos y helicoidales se guiarán por la norma UNE 18-018-52 del dibujo industrial.
- Los ejes tienen que ser de un acero resistente por las grandes cargas y diferentes velocidades que deben soportar durante su vida útil. Se elegirá un acero mejorado. Los ejes serán soportados por rodamientos de bolas y cilíndricos que les harán girar. Los ejes seguirán la norma UNE 18-018-52 del dibujo industrial.

Se ha comenzado calculando la relación de transmisión del diferencial. Las fórmulas utilizadas han sido obtenidas del manual de Muñoz Gracia:

$$r_d = \frac{n_{\max pot}}{r_s \cdot n_r}$$

Donde partiendo de las revoluciones del motor a potencia máxima y conociendo la relación del diferencial se puede obtener la relación de transmisión de cada una de las marchas.

$$n_r = \frac{V_{\max} \cdot 60}{\pi \cdot \phi_{rueda}}$$

Las revoluciones de cada marcha pueden ser obtenidas conociendo el diámetro de la rueda y la velocidad máxima alcanzada.

r_d = Relación del Diferencial

$n_{\max pot}$ = Revoluciones Máximas a Potencia Máxima (6.000 rpm)

n_r = Revoluciones del Diferencial

r_s = Relación en 6ª (0,646)

V_{\max} = Velocidad Máxima (206 km/h)

ϕ_{rueda} = Diámetro de la Rueda (0,6319 m)

Todas las relaciones de transmisión son ofrecidas por el propio fabricante y han sido obtenidas de la siguiente dirección web:

<http://www.cochesyconcesionarios.com/fichas/Audi/A3/7262801-prestaciones-dimensiones.html>

$$i_{cc1^a} = 3,615$$

$$i_{cc2^a} = 1,947$$

$$i_{cc3^a} = 1,281$$

$$i_{cc4^a} = 0,973$$

$$i_{cc5^a} = 0,778$$

$$i_{cc6^a} = 0,646$$

$$i_{ccMA} = 3,182$$

Tabla 2: Relaciones de Transmisión

Una vez se tienen todas las relaciones de transmisión y la relación del diferencial, se procede a calcular las velocidades de cada rueda y la velocidad máxima del coche por cada marcha.

Tras calcular las velocidades y ver que éstas son razonables, se procede a la comprobación de la capacidad del vehículo para superar las resistencias que aparecen en la 1ª y 6ª marcha. Estas comprobaciones se han realizado en el anexo de cálculos y el vehículo es capaz de superarlas sin problemas.

El siguiente paso ha consistido en calcular los dientes que tendrá cada uno de los engranajes, basando los cálculos en la relación de transmisión, teniendo en cuenta que estos no pueden ser números muy grandes para evitar que la caja sea demasiado voluminosa. El caso de un número de dientes demasiado pequeño también debe evitarse, dado que podrían aparecer interferencias entre las ruedas.

También se ha calculado el ángulo de la hélice de cada rueda helicoidal para poder calcular el módulo de cada rueda. Se han elegido ruedas helicoidales por ser más

silenciosas que las ruedas rectas y por tener una mejor transmisión. Es importante mantener la distancia entre ejes constante en todo momento.

Relación de Transmisión	Nº de Dientes	Relación Obtenida	β Obtenida
$i_{tc} = 1:2$	$Z_1 = 12$ $Z_2 = 24$	$i_{tc} = 1:2$	$\beta = 20^\circ$
$i_1 = 1:3,615$	$Z_3 = 12$ $Z_4 = 44$	$i_1 = 1:3,666$	$\beta = 18,21^\circ$
$i_2 = 1:1,947$	$Z_5 = 19$ $Z_6 = 37$	$i_2 = 1:1,947$	$\beta = 18,21^\circ$
$i_3 = 1:1,281$	$Z_7 = 25$ $Z_8 = 32$	$i_3 = 1:1,28$	$\beta = 21,1^\circ$
$i_4 = 1:0,973$	$Z_9 = 29$ $Z_{10} = 28$	$i_4 = 1:0,965$	$\beta = 14,78^\circ$
$i_5 = 1:0,778$	$Z_{11} = 18$ $Z_{12} = 14$	$i_5 = 1:0,7$	$\beta = 11,32^\circ$
$i_6 = 1:0,642$	$Z_{13} = 19$ $Z_{14} = 12$	$i_6 = 1:0,632$	$\beta = 18,21^\circ$
$i_{MA} = 1:3,182$	$Z_{15} = 12$ $Z_{16} = 16$ $Z_{17} = 19$	$i_{MA} = 1:1,583$	-

Tabla 3: Número de Dientes, nuevas Relaciones Obtenidas y Ángulos de la Hélice

Una vez se tienen todos los datos necesarios, se procede a calcular el módulo de las ruedas. Todas las ruedas usarán el mismo módulo, por lo que procederá a elegir el módulo normalizado más alto de todos los que se obtengan.

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{1.000 \cdot bd_1^2 \cdot \cos^3 \beta}{\psi \cdot z^2}} \text{ [mm]}$$

$$bd^2 = 445.000 \cdot N \cdot \frac{(i + 1)}{k \cdot n \cdot i}$$

N = Potencia [cv]

i = Relación de Transmisión

k = Resistencia [kg/cm^2] ($k = \varphi \cdot k_{5.000}$)

n = Revoluciones [rpm]

z = Número de Dientes

β = Ángulo de la Hélice

Viene siendo habitual en los automóviles el calcular la duración para unos 300.000 km. Este valor repartido entre las marchas en horas (suponiendo una velocidad media de 60 km/h) dará un resultado de:

Marcha 1ª: 400 horas

Marcha 2ª: 1.100 horas

Marcha 3ª: 1.100 horas

Marcha 4ª: 1.100 horas

Marcha 5ª: 900 horas

Marcha 6ª: 250 horas

Marcha Atrás: 150 horas

No obstante, por la naturaleza de la conducción, donde el cambio entre marchas es constante, se ha decidido sobredimensionar la k para asegurar que las ruedas soportan toda la duración deseada del vehículo. En este caso, se calculará cada marcha como si fuese a estar en funcionamiento continuo durante 3.000 horas (el 60% del total de duración estimada para el conjunto).

El módulo se calculará para la rueda más pequeña de cada marcha, dado que es la que más trabaja de las dos y por tener una velocidad angular mayor que la de la rueda grande.

El valor del módulo que se obtiene estará normalizado por tablas. Estas tablas constan de tres series, aunque siempre se debe ir, en orden de preferencia, de izquierda a derecha.

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 4: Módulos Normalizados

El cálculo es realizado para cada una de las marchas y tras obtener el mayor de todas se compara con el módulo normalizado más cercano según la tabla mostrada arriba. Dado que resultado de módulo obtenido es 3,91 mm, el módulo que se usará en todas las ruedas será el módulo normalizado inmediatamente superior, es decir, 4 mm tal y como lo muestra la Serie I.

El siguiente paso realizado ha sido el cálculo de los engranajes para la marcha atrás, para justamente después obtener las dimensiones de cada una de las ruedas, así como todos los ángulos que serán necesarios para siguientes cálculos.

Una vez se tienen tanto las dimensiones de cada una de las ruedas, como todos sus ángulos, se procede a calcular las fuerzas que aparecen en los dientes de cada engranaje. Estas fuerzas (total, tangencial, radial y axial, respectivamente) varían en función de la velocidad y responden a las siguientes ecuaciones:

$$W = \sqrt{U^2 + F_r^2 + F_a^2}$$

$$U = \frac{T}{r}$$

$$F_r = U \cdot \tan \alpha_a$$

$$F_a = U \cdot \tan \beta_a$$

También deberán de considerarse las fuerzas que aparecen en el diferencial, que serán utilizadas para el cálculo del diámetro de los ejes.

$$\frac{i}{i_{cc}} = \frac{T_{motor}}{T_{dif}}$$

$$U = \frac{T_{dif}}{r_{piñón}}$$

$$F_r = U \cdot \tan \alpha_a$$

$$F_a = U \cdot \tan \beta_a$$

Los ejes son elementos giratorios, habitualmente de sección circular, que sirven de eje de giro de elementos como engranajes, poleas o volantes.

El diseño de un eje está relacionado con los otros elementos montados sobre el mismo.

Para diseñar un eje, se ha de tener en cuenta los siguientes aspectos:

- La selección del material.
- La configuración geométrica.
- La tensión y resistencia (estática y fatiga).
- La deflexión y rigidez.

- Las vibraciones debidas a las frecuencias naturales.

Los ejes suelen poseer varios diámetros (escalonados) para poder acomodar a los distintos elementos (como podrían serlo los rodamientos).

Existen diferentes sistemas de unión de los elementos asociados al eje, como podrían ser las chavetas (que son elementos de seguridad que actúan como fusibles mecánicos).

Hay que tener en consideración algunos aspectos importantes a la hora de optar por una configuración u otra:

- Se debe tratar de evitar en la medida de lo posible las concentraciones de tensión elevadas en secciones con esfuerzos altos.
- Se debe tratar de tener los ejes biapoyados.
- Se debe intentar conseguir que los ejes sean lo más cortos posible.
- Se debe tratar de situar a los diferentes elementos lo más cerca posible de los apoyos para reducir las reacciones y así tener que usar rodamientos más pequeños.

Para el cálculo de los ejes se ha utilizado el código ASME (que responde a las siglas de American Society of Mechanical Engineers, quien es la autora de la norma para el cálculo de árboles en la que se basa este sistema). Se supone que el árbol está construido de un material dúctil cuya resistencia a la rotura por tracción es el doble de su resistencia a la rotura por corte. Para el caso presentado, el cálculo del diámetro del árbol se rige por la teoría de la máxima tensión tangencial, independientemente de la relación del momento torsor y el momento flector.

El código ASME es un sistema conservador basado en mayorar los momentos torsor y flector para el cálculo de los diámetros.

Se usará este procedimiento para el cálculo de todos los ejes necesarios.

La ecuación propuesta por el código ASME es la siguiente:

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

Donde:

d = Diámetro del Eje

CS = Coeficiente de Seguridad (se tomará 2)

σ_s = Tensión de Fluencia del Material (34CR4 con $\sigma_s = 100 \frac{kg}{mm^2} = 981 \frac{N}{mm^2}$)

C_m = Coeficiente de Fatiga e Impacto para el Momento Flector

M = Momento Flector

C_t = Coeficiente de Fatiga e Impacto para el Momento Torsor

M = Momento Torsor

Según el código ASME, los coeficientes de fatiga e impacto dependen del tipo de carga aplicada. Así, en el caso de ejes giratorios con cargas constantes (que es el caso de este proyecto) los valores son de $C_m = 1,5$ y $C_t = 1$.

Para la obtención de los momentos y el par torsor, dada la necesidad de equilibrio de fuerzas, se harán sumatorios de fuerzas igualadas a cero en todas las direcciones, así como sumatorios de momentos igualados a cero respecto a un punto y dos direcciones, obteniendo así las reacciones en todos los apoyos.

$$\sum F_x = 0 \qquad \left(\sum M_B\right)_y = 0$$

$$\sum F_y = 0 \qquad \left(\sum M_B\right)_x = 0$$

$$\sum F_x = 0$$

Tras ello se calcularán los momentos flectores y pares torsores en las diferentes secciones del eje y se elegirán los que sean mayores en una sección dada. Es importante que los valores sean de la misma sección para no cometer errores de cálculo.

Una vez obtenidos los valores, se puede usar el código ASME y obtener los diferentes diámetros para cada marcha. Se optará por el mayor valor de todos los obtenidos.

A continuación, se presentan los diferentes resultados obtenidos para los diferentes ejes y cada marcha. Estos diámetros no son normalizados, pero para la elección final del diámetro del eje, se consultará un catálogo normalizado y se elegirá el inmediatamente superior.

Marcha	Eje Intermediario	Eje Secundario
1ª	32,4 mm	35,61 mm
2ª	34,88 mm	35,89 mm
3ª	32,32 mm	33,15 mm
4ª	25,63 mm	28,06 mm
5ª	33,84 mm	34,25 mm
6ª	34,88 mm	33,7 mm
MA	32,68 mm	32,9 mm

Tabla 5: Diámetros de los Ejes

Para el eje intermediario es necesario un diámetro mínimo de 35 mm. Para el eje secundario es necesario un diámetro mínimo de 36 mm.

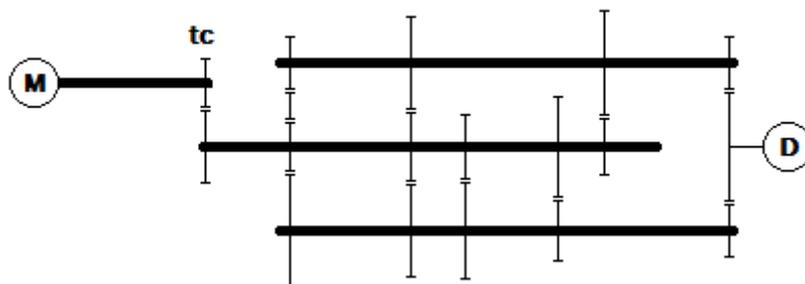


Figura 31: Esquema del Montaje

5.4- ELEMENTOS COMERCIALES

RODAMIENTOS

Los rodamientos sirven de soportes a ejes o elementos giratorios en los que la carga se transmite a través de elementos de contacto rodante (como pueden ser bolas o rodillos).

Como regla general, se puede determinar cuánto usar unos u otros de la siguiente manera:

- 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.

Un rodamiento está sometido a:

- Fuerzas.
- Movimiento.
- Impactos.
- Aceleraciones.
- Vibraciones.
- Condiciones Ambientales Adversar (como suciedad, humedad o temperatura).

Características de la transmisión por rodamientos:

- El par de arranque no es mucho mayor que el par de funcionamiento.
- Los rodamientos están estandarizados.
- Son fáciles de lubricar.
- Soportan cargas radiales y/o axiales.
- Se puede aumentar su rigidez precargándolos.

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

A la hora de diseñar un rodamiento, los fabricantes deben tener en cuenta los siguientes factores:

- El Espacio disponible.
- La naturaleza y valor de las Cargas.
- Fricción y Calor.
- Lubricación.
- Resistencia a la Corrosión.
- Temperatura de Funcionamiento.
- Propiedades de los Materiales.
- Ensamblado (Montaje).
- Coste Económico.

Un rodamiento está formado habitualmente por cuatro componentes: Anillo Exterior, Anillo Interior, Elemento Rodante y Jaula (o Separador).

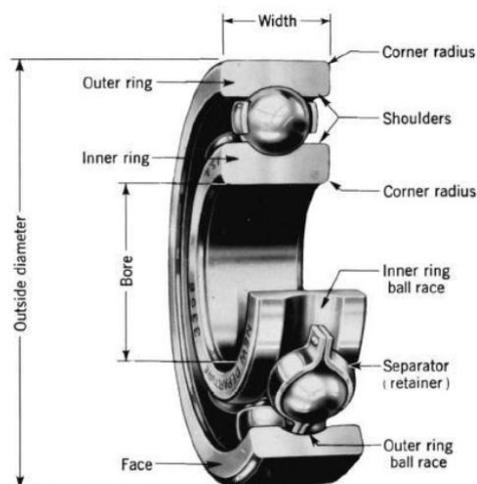


Figura 32: Rodamiento de Bolas

En cuanto a la durabilidad de los rodamientos, cuando los elementos rodantes ruedan sobre las pistas de los anillos, introducen tensiones variables en el rodamiento, con lo que se considera que el fallo se dará por fatiga.

Se considera que el fallo por fatiga se da cuando aparecen los primeros síntomas de fatiga en el rodamiento (no cuando se da el fallo catastrófico).

La vida de un rodamiento se cuantifica como el número de revoluciones del anillo interior (siendo el anillo exterior fijo) hasta los primeros síntomas de fatiga.

Debido a la alta dispersión de la fatiga, se define la vida nominal (L_{10}) como el número de revoluciones del anillo interior (siendo el anillo exterior fijo) sin que aparezcan los primeros síntomas de fatiga en el 90% de un grupo de rodamientos iguales con una fiabilidad del 90%.

Como es obvio, la vida nominal (L_{10}) es diferente para cada valor de carga aplicada, aunque se cumple que:

$$F_e \cdot L_{10}^{1/a} = cte$$

Donde a toma el valor de 3 para los rodamientos de bolas y de 10/3 para los rodamientos cilíndricos o cónicos.

Los fabricantes definen en sus catálogos una carga nominal C de referencia que corresponde a un determinado valor de duración L_{10} .

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

Para una fiabilidad diferente al 90% (con su duración L_{10}), la duración L para rodamientos de bolas y rodillos cilíndricos es:

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

La capacidad necesaria suele mayorarse por un factor de aplicación de carga, que tiene en cuenta la aplicación en la cual se va a usar el rodamiento.

En la fórmula de $F_e \cdot L_{10}^{1/a}$, en la cual se relaciona la carga que soporta el rodamiento con su duración, la fuerza F es una fuerza radial.

Los rodamientos de bolas son capaces de soportar cargas axiales además de cargas radiales. Para estos casos se define una carga radial equivalente que será tratada más adelante.

Los rodamientos son seleccionados en base a sus dimensiones y su capacidad de carga requerida.

Es importante considerar la lubricación de los rodamientos para aumentar su durabilidad, dado que el contacto bola pista es de rodadura y deslizamiento.

La lubricación introduce un film de grasa o de aceite entre las superficies rodantes y deslizantes de contacto, teniendo como objetivos:

- Ayudar a distribuir y disipar el calor generado.
- Prevenir la corrosión de las superficies de contacto.
- Proteger a los componentes del rodamiento ante la entrada de suciedad.



Figura 33: Lubricación de un Rodamiento

En cuanto al montaje de los mismos, los catálogos de fabricantes proporcionan información detallada del montaje. Normalmente el eje está biapoyado, con un rodamiento en cada extremo. En estos casos, sólo uno de los rodamientos absorbe carga axial. En algunos casos, en uno de los extremos se incorpora un segundo rodamiento para aumentar la rigidez o la capacidad de carga en dicho apoyo.

En cuando al ajuste, lo ideal es que el rodamiento tenga un ajuste a presión tanto en el anillo interior como en el anillo exterior.

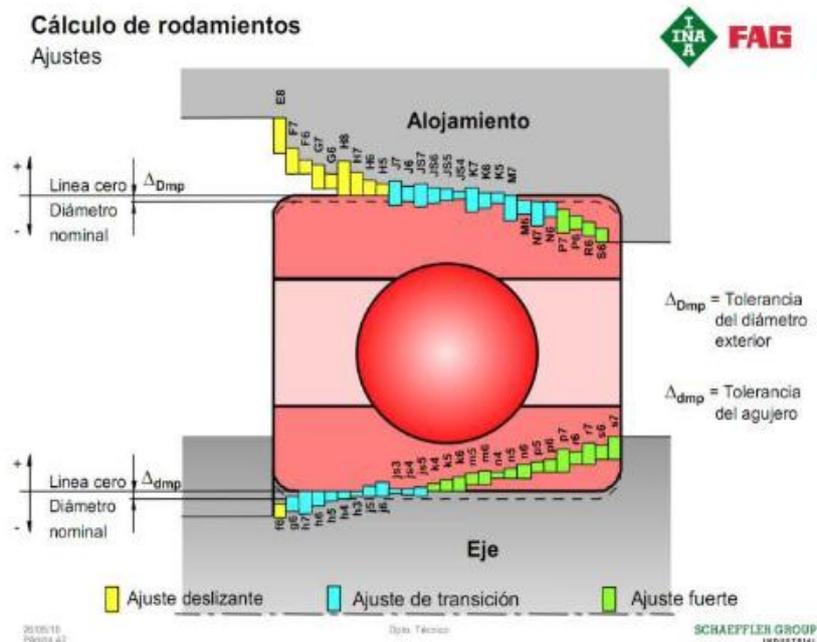


Figura 34: Ajuste de un Rodamiento

Para el cálculo, se utilizan las fuerzas radiales y axiales calculadas en cada marcha (detallado en el apartado de Ejes) conjuntamente en lo que se denomina una fuerza equivalente:

$$F_e = X \cdot V \cdot F_R + Y \cdot F_a$$

Donde:

F_e = Fuerza equivalente en cada marcha

F_R = Fuerza Radial

F_a = Fuerza Axial

V = Coeficiente de Rotación (1 cuando es el anillo interior el que está en rotación)

F_a/C_0	e	$F_a/(VF_r) \leq e$		$F_a/(VF_r) > e$	
		X_1	Y_1	X_2	Y_2
0.014*	0.19	1.00	0	0.56	2.30
0.021	0.21	1.00	0	0.56	2.15
0.028	0.22	1.00	0	0.56	1.99
0.042	0.24	1.00	0	0.56	1.85
0.056	0.26	1.00	0	0.56	1.71
0.070	0.27	1.00	0	0.56	1.63
0.084	0.28	1.00	0	0.56	1.55
0.110	0.30	1.00	0	0.56	1.45
0.17	0.34	1.00	0	0.56	1.31
0.28	0.38	1.00	0	0.56	1.15
0.42	0.42	1.00	0	0.56	1.04
0.56	0.44	1.00	0	0.56	1.00

*Use 0.014 if $F_a/C_0 < 0.014$.

Figura 35: Coeficientes X e Y

Para obtener la fuerza total que aparecería para el conjunto de todas las marchas se utilizará la siguiente ecuación. Ésta da como resultado una fuerza equivalente que será la que deberá soportar el rodamiento y que relaciona cada una de las fuerzas con la proporción del total de vida del mismo que corresponde a cada una.

$$F_e = \sqrt[3]{F_1^3 \cdot \frac{q_1}{100} + F_2^3 \cdot \frac{q_2}{100} + F_3^3 \cdot \frac{q_3}{100} + F_4^3 \cdot \frac{q_4}{100} + F_5^3 \cdot \frac{q_5}{100} + F_6^3 \cdot \frac{q_6}{100} + F_{MA}^3 \cdot \frac{q_{MA}}{100}}$$

Donde:

F = Cada una de las fuerzas de cada marcha

q = El porcentaje de horas de funcionamiento sobre 100.

MARCHA	DURACIÓN (h)	PORCENTAJE (%)
1ª	400	8
2ª	1.100	22
3ª	1.100	22
4ª	1.100	22
5ª	900	18
6ª	250	5
MA	150	3

Tabla 6: Horas de Funcionamiento

Una vez obtenida la fuerza equivalente se procede a calcular la duración nominal y con ello la carga nominal, que será usada en el catálogo de la marca elegida para obtener el rodamiento más adecuado para dicha carga. Se debe tener en cuenta el diámetro interior del rodamiento que debe entrar a presión, por lo que se elegirá un diámetro que sea inferior (5 mm menos en el caso tratado) para que el rodamiento quede ajustado.

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

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

Donde:

L = Duración de los rodamientos

R = Confiabilidad

a = Coeficiente del tipo de rodamiento

L₁₀ = Duración Nominal de los rodamientos

F_e = Carga Total Equivalente



Figura 36: Rodamiento Cilíndrico

Para la configuración del proyecto, se ha optado porque la caja de cambios tenga un rodamiento cilíndrico en el apoyo A y un rodamiento de bolas en el apoyo B en el caso del Eje Intermediario.

Para la fácil visualización de los datos utilizados, se ofrecerá a continuación una tabla recogiendo las cargas y la fuerza equivalente utilizadas para el cálculo.



Figura 37: Configuración de los Rodamientos

MARCHA	C. RADIAL A (N)	C. RADIAL B (N)	C. AXIAL (N)
1ª	10.605,4	2.647,3	2.358,78
2ª	6.293,03	4.771,47	439,1
3ª	7.028,75	5.004,96	28,94
4ª	8.576,2	6.716,72	-1.091,85
5ª	7.140,81	8.687,2	-669,44
6ª	6.293,02	4.771,47	439,1
MA	10.950,97	2.721,98	-2.850,67

Tabla 7: Fuerzas en los Rodamientos

F_e en el Apoyo A	F_e en el Apoyo B
9,41 kN	6,39 kN

Tabla 8: Fuerzas Equivalentes en los Rodamientos

En el caso del Eje Secundario se ha intentado repetir la configuración del Apoyo A, pero debido al elevado valor de la capacidad de carga que era necesaria, se ha optado por añadir un rodamiento cilíndrico en el Apoyo B que trabajará junto al ya mentado rodamiento de bolas. De esta manera, la capacidad de carga se reparte entre ambos rodamientos. Así pues, en el Apoyo A se usará un rodamiento cilíndrico como en el caso anterior y en el Apoyo B al rodamiento de bolas se le añadirá un segundo rodamiento cilíndrico.



Figura 38: Configuración de los Rodamientos

MARCHA	C. RADIAL A (N)	C. RADIAL B (N)	C. AXIAL (N)
1ª	17.040,75	25.795,14	2.239,67
2ª	7.740,17	11.976,17	722,24
3ª	4.445,14	7.205,19	216,52
4ª	1.714,38	4.915,55	-150,84
5ª	4.053,62	5.294,8	-1.205,71
6ª	6.998,35	3.322,01	-1.966,86
MA	17.636,14	22.093,62	0

Tabla 9: Fuerzas en los Rodamientos

F _e en el Apoyo A	F _e en el Apoyo B
9,64 kN	7,39 kN
6,94 kN	4,24 kN

Tabla 10: Fuerzas Equivalentes en los Rodamientos

Nótese que debido a que se ha optado por tener dos Ejes Secundarios (uno en el que se encuentran las marchas 1ª, 2ª, 3ª y 4ª y otro en el que están las marchas 5ª, 6ª y MA) se debe calcular una Fuerza Equivalente Total diferente para cada uno.

A continuación se ofrecerán los resultados obtenidos en forma de los rodamientos (se ha elegido al fabricante FAG) que serán utilizados para cada caso. Sin embargo, es importante tener en cuenta que, por razones logísticas y dado que los resultados obtenidos simplemente indican el rodamiento mínimo que se debe utilizar, se facilitará el pedido adjudicando a cada eje y a cada apoyo únicamente el mayor de los rodamientos necesarios para cumplir las especificaciones necesarias en todos los casos. Por ello, solamente son mostrados los rodamientos que serán pedidos y no el rodamiento mínimo necesario en cada caso.

EJE	RODAMIENTO A (y B) (Cilíndrico)	RODAMIENTO B (Bolas)	
Intermediario	C	83,63 kN	
	\varnothing_{int}	35 mm	
	\varnothing_{ext}	80 mm	
	B	31 mm	
	C	91,5 kN	
	Rodamiento	NJ2307E.TVP2	
	Anillo Angular	HJ2307E	
Secundario	C	53,56 kN	
	\varnothing_{int}	30 mm	
	\varnothing_{ext}	72 mm	
	B	27 mm	
	C	73,5 kN	
	Rodamiento	NJ2306E.TVP2	
	Anillo Angular	HJ2306E	
		C	36,195 kN
		\varnothing_{int}	35 mm
		\varnothing_{ext}	72 mm
		B	17 mm
		C - C ₀	44 kN - 35,5 kN
		Rodamiento	QJ207MPA
			Cuatro Caminos de Rodadura
		C	41,34 kN
		\varnothing_{int}	30 mm
		\varnothing_{ext}	72 mm
		B	19 mm
		C - C ₀	58,5 kN - 43 kN
		Rodamiento	QJ306TVP
			Cuatro Caminos de Rodadura

Tabla 11: Rodamientos resultantes

Para las ruedas locas del Eje Secundario se ha optado por usar rodamientos de agujas que, al no tener que soportar cargas axiales, son más sencillos de calcular.

El procedimiento para su cálculo es similar al mostrado anteriormente, aunque sin tener que recurrir a las fuerzas axiales. Por ello, simplemente con obtener la resultante de las fuerzas axiales y tangencial es suficiente.

$$F_{tot} = \sqrt{F_R^2 + U^2}$$

$$F_e = X \cdot V \cdot F_{tot}$$

Donde:

F_e = Fuerza Equivalente de cada marcha

F_R = Fuerza Radial

U = Fuerza Tangencial

V = Coeficiente de Rotación (1 en este caso por ser el aro interior el que rota)

X = Coeficientes determinados por tabla

Se calculará, después, la duración nominal (L_{10}) y se obtendrá la carga que debe soportar cada rodamiento. El proceso se repetirá en cada marcha.

$$L_1 = \text{Duración} \cdot \text{rpm} \cdot 60$$

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

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

Marcha	Rodamiento
1ª	K30 x 40 x 30 NBS
2ª	K30 x 40 x 30 NBS
3ª	K30 x 40 x 30 NBS
4ª	K30 x 40 x 30 NBS
5ª	K30 x 40 x 18 NBS
6ª	K30 x 35 x 17 NBS

Tabla 12: Rodamientos resultantes para las ruedas locas

Estos resultados han sido obtenidos del catálogo del Fabricante NBS mediante la introducción de la capacidad de carga necesaria y poseen un diámetro interior 5 mm inferior al del Eje (tal y como se ha hecho en el caso anterior) dado que deben entrar a presión para no ofrecer holguras.

La denominación viene dada por diámetro interior, diámetro exterior y anchura del rodamiento tal y como indica el fabricante.



Figura 39: Rodamiento de Agujas

CHAVETAS

Las chavetas tienen la función de transmitir el par torsor entre el eje y el elemento. Las más habituales son las chavetas de tipo cuadrado o rectangular. Tienen dimensiones normalizadas en función del diámetro del eje. La longitud de la chaveta (L) se calcula en base a la torsión que es necesario transmitir. Dado que las chavetas deben actuar como fusibles mecánicos, no se recomienda usar coeficientes de seguridad elevados.

Existen varios tipos de chavetas además de los ya mencionados, como pueden ser las circulares, trapezoidales o Woodruff. Así mismo, existen alternativas a las chavetas como los pasadores, varillas roscadas, anillos de retención o ejes estriados, sea para transmitir par torsor o para fijar axialmente.

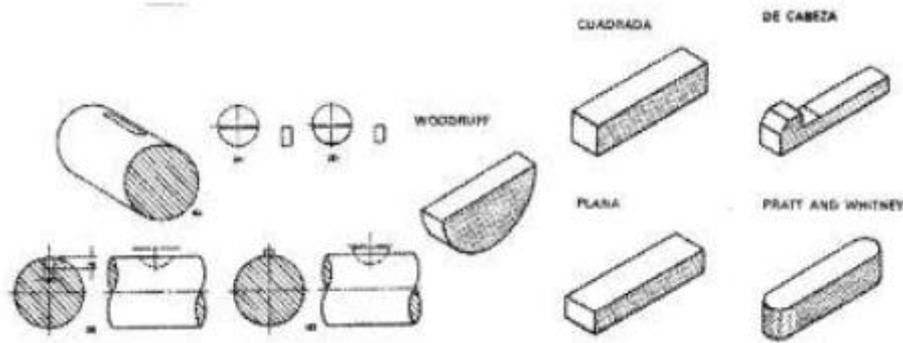


Figura 40: Tipos de Chavetas

Todos los sistemas nombrados (incluso los aprietes a presión) introducen concentraciones de tensión en los ejes.

En el caso del proyecto, las chavetas irán en las ruedas fijas de los ejes y serán de un Acero Mejorado sin Alear Ck60. Se usarán la norma DIN 6885/1 y la UNE 17-102-67(1) del dibujo industrial para el diseño de las mismas.

Según la norma DIN 6885/1 para un diámetro de eje de 35 mm se obtiene una b de 10 mm (que será el ancho de la chaveta) y una h igual a 8 mm (que es la altura de la misma). Así mismo, la profundidad en el eje, t , será de 4,7 mm. Se utilizará un coeficiente de seguridad de 2.

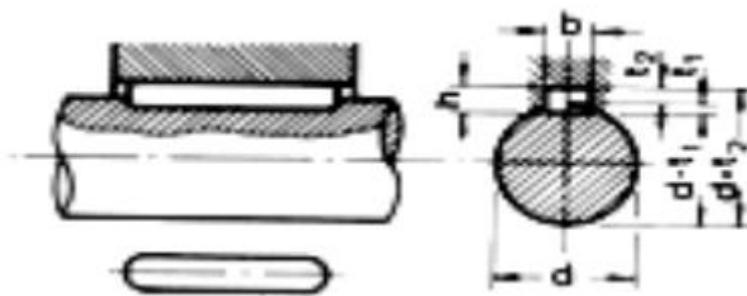


Figura 41: Dimensiones de las Chavetas

Se usarán la tensión a cortadura y la tensión por aplastamiento para el cálculo de la longitud de las chavetas.

$$\sigma = \frac{F}{a}$$

F = Fuerza que actúa sobre la Chaveta

a = Área de Aplastamiento ($A = t \cdot l$)

σ = Tensión de Fluencia del Material

$$\tau = \frac{F}{a}$$

F = Fuerza que actúa sobre la Chaveta

a = Área de Aplastamiento ($A = b \cdot l$)

σ = Tensión de Fluencia del Material ($0,5 \cdot \sigma$)

En ambos casos, para obtener la fuerza necesaria se utilizará la siguiente ecuación:

$$T = F \cdot r$$

T = Torsor que recibe el Eje donde se sitúa la Chaveta

F = Fuerza del Eje

r = Radio del Eje

Los resultados obtenidos son, por tanto:

	A Cortadura	A Aplastamiento
Eje Primario	5,03 mm	5,35 mm
Eje Intermediario	10,06 mm	10,7 mm
Eje Secundario	16 mm	17,03 mm

Tabla 13: Longitudes de Chaveta obtenidas

De todos los resultados se elegiría la mayor longitud necesaria (17,03 mm) como la longitud mínima de la chaveta. Sin embargo, por razones de diseño se elegirán chavetas con una longitud de 60 mm que coincidirá con la anchura de los engranajes.

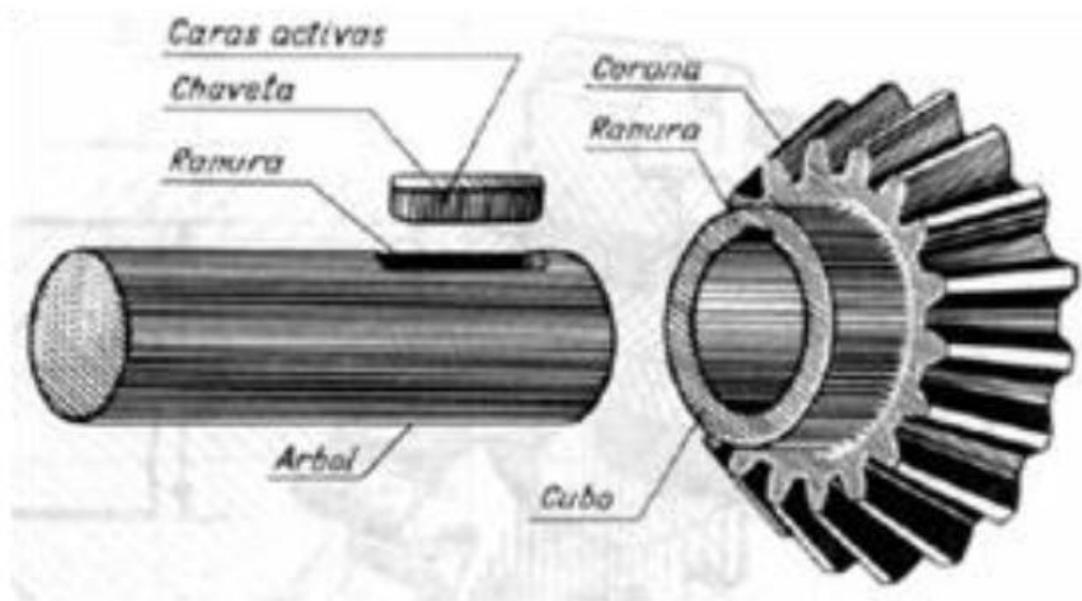


Figura 42: Chaveta

5.5- SINCRONIZADORES

Los sincronizadores serán calculados sabiendo en primer lugar la longitud del nervado de cada sincronizador mediante las siguientes ecuaciones:

$$F = \frac{T}{r}$$

$$L = K \cdot \frac{F}{h \cdot z \cdot P}$$

Donde:

F = Fuerza Tangencial en el Eje

r = Radio del Eje

K = Factor de Soporte (1,15 para centrado de flancos)

T = Torsor del Diferencial

P = Presión en los Flancos de los Nervios (100 N/mm²) para chaveta ST ajustada

h = altura portante de los nervios (2 mm)

L = Longitud del nervado (mm)

z = número de dientes (16 dientes)

d = Diámetro del Eje

El diámetro interior y exterior de los sincronizadores se ha supuesto a partir del tamaño de las ruedas dentadas y su relación será $r_e = 1,2 \cdot r_i$.

Los resultados obtenidos han sido:

	Sincronizador 1 ^a y 2 ^a	Sincronizador 3 ^a y 4 ^a	Sincronizador 5 ^a	Sincronizador 6 ^a
Longitud de Nervado	14,43 mm	5,11 mm	3,11 mm	12,71 mm
Diámetro Interior	50 mm	50 mm	50 mm	50 mm
Diámetro Exterior	60 mm	60 mm	60 mm	60 mm

Tabla 14: Dimensiones de los Sincronizadores

6. - NORMAS Y REFERENCIAS

6.1- NORMAS

Se ha usado la norma vigente para el cálculo de cada uno de los elementos según cada caso.

Ejes

Se ha utilizado el código ASME que se considera un método conservador pues mayor los datos introducidos para ponerse del lado de la seguridad.

Rodamientos

En el caso de los Rodamientos se ha basado su cálculo en la norma DIN 625 para la resistencia a fatiga.

Engranajes de la Caja de Cambios y del Diferencial

Se ha usado igualmente la norma DIN para su cálculo.

6.2- REFERENCIAS

El presente proyecto se ha basado en referencias tanto analógicas como digitales.

Libros

- Arias Paz, M. "Manual de automóviles", 55ª Edición.
- Shigley, J.E. "Diseño de Ingeniería Mecánica", Edición McGraw Hill.
- Francisco Muñoz Gracia "Calculo teórico-práctico de los elementos y grupos del vehículo industrial y automóvil" Tomo I.

- Francisco Muñoz Gracia “Calculo teórico-práctico de los elementos y grupos del vehículo industrial y automóvil” Tomo II.
- Manual de Grado Superior en Automoción
- Libro de Clase de Diseño de Máquinas

Web

- www.auto-data.net
- www.cochesyconcesionarios.com
- www.km77.com
- www.profesionalautomotive.com
- www.tecnun.es
- www.wikipedia.es