



GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO FIN DE GRADO

2014 / 2015

*"SISTEMA DE TRANSMISIÓN PARA VEHÍCULO DE TRACCIÓN
TRASERA Y MOTOR DELANTERO"*

DOCUMENTO 2 : MEMORIA

DATOS DE LA ALUMNA O DEL ALUMNO

NOMBRE: JAGOBA

APELLIDOS: LÓPEZ ANSOLEAGA

FDO.:

FECHA: 10/09/2015

DATOS DEL DIRECTOR O DE LA DIRECTORA

NOMBRE: JAVIER

APELLIDOS: CORRAL SÁIZ

DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA

FDO.:

FECHA:

ÍNDICE

2.1	Objeto del proyecto	4
2.2	Alcance del proyecto	5
2.3	Normativa y referencias	6
2.3.1	Normativa.....	6
2.3.1.1	Normativa de diseño.....	6
2.3.1.2	Normativa de documentación.....	6
2.3.2	Bibliografía.....	7
2.3.2.1	Libros	7
2.3.2.2	Catálogos.....	8
2.3.2.3	Páginas web.....	8
2.4	Definiciones y abreviaturas	9
2.4.1	Definiciones	9
2.4.2	Abreviaturas	11
2.5	Condiciones de diseño.....	17
2.6	Estudio de alternativas	20
2.6.1	Configuración automotriz	20
2.6.1.1	Motor delantero y tracción delantera.....	21
2.6.1.2	Motor delantero y tracción/propulsión trasera	21
2.6.1.3	Motor trasero y tracción trasera.....	22
2.6.1.4	Motor delantero o trasero y tracción total	23
2.6.2	Embrague	24
2.6.2.1	Embrague de fricción	25
2.6.2.2	Embrague hidráulico	27
2.6.2.3	Embrague electromagnético	29
2.6.3	Caja de cambio.....	30
2.6.3.1	Clasificación de caja de cambios según ejes	31
2.6.3.2	Engranajes	35
2.6.3.3	Sincronizadores	36

2.6.4	Árbol de transmisión	38
2.6.5	Diferencial	39
2.6.5.1	Diferencial convencional	39
2.6.5.2	Diferencial controlado/autoblocante	40
2.7	Soluciones adoptadas	44
2.7.1	Configuración automotriz	44
2.7.2	Embrague	44
2.7.3	Caja de cambio	46
2.7.3.1	Ejes	47
2.7.3.2	Engranajes	49
2.7.3.3	Sincronizadores	53
2.7.3.4	Rodamientos	55
2.7.3.5	Chavetas	56
2.7.4	Árbol de transmisión	56
2.7.5	Diferencial	57
2.8	Planificación	59
2.9	Coste del proyecto	62

2.1 Objeto del proyecto

El objetivo del proyecto es realizar el diseño de un sistema de transmisión para un vehículo de motor delantero y tracción trasera, haciendo especial hincapié en el diseño del segundo elemento de la transmisión: la caja de cambios. Se deben asegurar las prestaciones dadas por la ficha técnica del vehículo, un *Ford Sierra xR4i 2.8*, así como la transmisión de potencia máxima (150 CV/110 kW) y de par torsor (216 N·m/22 kg·m) del motor, el número de velocidades y las relaciones de marcha en la caja de cambios, la reducción final en el diferencial y los desarrollos.

Para ello, se van a estudiar, seleccionar (mediante catálogo comercial) y diseñar los distintos elementos del sistema de transmisión: embrague, caja de cambios, árbol de transmisión y diferencial.

La aplicación del proyecto no está enfocada al mercado, es decir, no se va a comercializar la transmisión sino que esta será homologada para su uso particular, no competitivo, dentro de un circuito cerrado.

López Ansoleaga, Jagoba 16093259-K

2.2 Alcance del proyecto

Para llevar a cabo este proyecto se han dejado a un lado el estudio, la selección y el diseño de componentes eléctricos y electrónicos. Esto no quiere decir que la ingeniería eléctrica y electrónica no tengan cabida en el diseño global de una transmisión, al contrario, desempeñan un papel muy importante (en algunos casos), pero este se trata de un proyecto mecánico centrado en el diseño de los órganos de transmisión: ejes, rodamientos, elementos de unión, chavetas, engranajes...

Los mecanismos a desarrollar son los siguientes:

- Embrague de discos de fricción. Concretamente, un embrague monodisco.
- Caja de cambios de cinco velocidades montada sobre tres ejes (primario, intermedio y secundario).
- Árbol de transmisión compuesto por un eje de sección circular hueca y dos juntas cardan de elección comercial a cada lado.
- Diferencial convencional.

El embrague y el diferencial se implementarán a la transmisión una vez se hayan seleccionado, mediante catálogo comercial, los que mejor cumplan con las necesidades del sistema. Es decir, se hará un cálculo previo para saber qué condiciones deben cumplir y, a continuación, se seleccionará el elemento idóneo.

La caja de cambios y el árbol de transmisión serán diseñados cumpliendo con las leyes de la mecánica y su diseño se expondrá en los planos del documento 4.

2.3 Normativa y referencias

2.3.1 Normativa

2.3.1.1 Normativa de diseño

	UNE-EN 20286-1
Designación de tolerancias dimensionales	UNE-EN 20286-2
Calidad mínima de tolerancias en fabricación	UNE-EN 22768-2 / ISO 2768-1
	UNE-EN AA768-1
Tipos de tolerancias geométricos	UNE 1-121-91
Principio de independencia entre tolerancias	UNE 1-149 / ISO 8015
Acabados superficiales	ISO 1302
Ruedas dentadas	DIN 5480
Rodamientos de rodillos cónicos	DIN 720
Rodamientos de rodillos cilíndricos	DIN 5412
Rodamientos de rodillos en aguja	DIN 5405
Tornillos de cabeza hexagonal	ISO 4017
Tuercas ciegas hexagonales	DIN 917
Espárragos	DIN 835
Perfiles tubulares laminados en caliente	UNE-EN 10210
Juntas Cardan	DIN 7551

2.3.1.2 Normativa de documentación

Documentación	UNE 157001-2002
Numeración de documentación	UNE 50132

Escritura	UNE-EN ISO 3098-0/1998
Acotación	UNE 1039
Cortes y secciones	UNE 1-032-82 / ISO 128 UNE 1-026-83
Formato	UNE-EN ISO 216 ISO 5457
Cajetín	UNE 1 035-1995 / ISO 7200-84
Escala	UNE-EN ISO 5455
Doblado de planos	UNE 1-027-95 UNE 1032
Tipo de líneas	UNE-EN ISO 128-20
Dibujos técnicos, principios de expresión	UNE 1-032-82 / ISO 128
Listado de piezas	UNE 1-135-89
Referencia de componente	UNE 1-100-83

2.3.2 Bibliografía

2.3.2.1 Libros

- Luque, P., Álvarez, D. y Vera, C. (2004). “Ingeniería del Automóvil. Sistemas y Comportamiento Dinámico”.
- Boisseaux, M. (1969). “El Automóvil. Cálculo de Piezas”.
- Cascajosa, M. (2000). “Ingeniería de Vehículos”.
- Crouse, W. (1993). “Ingeniería del Automóvil”.
- Gott, P. G. (1991). “Changing Gears: The Development of the Automotive Transmission”.
- South, D. W. y Mancuso, J. R. (1994). “Mechanical Power Transmission Components”.
- Santos, J. A. y Pérez, A. (2008). “Proiektuen teoria orokorra, dokumentazio arautua eta kudeaketa”.

2.3.2.2 Catálogos

- SKF
- National clutch and brake technology
- TECNOPOWER transmisión y movimiento lineal
- GRUPOS DIFERENCIALES S.A.
- Prontuario de perfiles de acero

2.3.2.3 Páginas web

- www.zeperf.com
- www.aficionadosalamecanica.com
- www.arpem.com
- www.westcar.it
- www.km77.com
- www.auto-data.net
- www.profesionalautomotive.com
- www.wikipedia.es
- www.tecnun.es

2.4 Definiciones y abreviaturas

En este apartado se definen muchos de los conceptos que aparecen en los diferentes documentos del proyecto, además de un resumen de las abreviaturas utilizadas, sobretodo, en las fórmulas que aparecen en el documento 4, cálculos.

El objetivo es facilitar la comprensión de los documentos a la vez que recordar el significado de algunas palabras técnicas (nomenclatura).

2.4.1 Definiciones

Potencia: Cantidad de trabajo realizado por unidad de tiempo aplicable a cualquier proceso de transferencia energética. En el caso de este proyecto en particular, será la potencia dada por el motor para la transmisión del movimiento a lo largo del sistema de transmisión.

Par/Momento torsor: Es la sollicitación que se presenta cuando se aplica un momento sobre el eje longitudinal de un elemento como puede ser un eje mecánico o, en general, elementos donde una dimensión predomina sobre las otras dos, aunque es posible encontrarla en situaciones diversas. Precisamente, el giro de ejes y engranajes en la transmisión (p.e.) es generado por este momento torsor y es el que se ha de transmitir a las ruedas tractoras.

Tracción trasera: También llamado propulsión trasera, es el sistema en el que la transmisión del movimiento del motor de un vehículo se realiza sobre el eje trasero.

Relación de transmisión: Es una relación entre las velocidades de rotación de dos engranajes conectados entre sí. Esta relación se debe a la diferencia de diámetros de las dos ruedas, que implica una diferencia entre las velocidades de rotación de ambos ejes.

Velocidad lineal: Es la velocidad que tiene un cuerpo cuando se mueve en una trayectoria rectilínea. Se mide en distancia/tiempo y es el espacio recorrido por unidad de tiempo.

Velocidad angular: Es una medida de la velocidad de rotación. Se define como el ángulo girado por una unidad de tiempo. Para un objeto que gira alrededor de un eje, cada punto del objeto tiene la misma velocidad angular. La velocidad tangencial de cualquier punto es proporcional a su distancia del eje de rotación ($V = \omega \cdot R$).

Módulo: Es el cociente que resulta de dividir el diámetro primitivo, expresado en milímetros, entre el número de dientes de la rueda

Piñón: Se denomina piñón a la rueda más pequeña de un par de ruedas dentadas, ya sea en una transmisión directa por engranaje o indirecta a través de una cadena de transmisión o una correa de transmisión dentada

Corona: La rueda más grande se denomina corona.

Régimen de potencia máxima: Es la velocidad angular del árbol de levas cuando el motor está trabajando a potencia máxima.

Régimen de par máximo: Es la velocidad angular del árbol de levas cuando el motor está transmitiendo el par máximo.

Régimen de corte de inyección: Es la velocidad angular del árbol de levas cuando ocurre la interrupción controlada del suministro de combustible del motor (de combustión interna). Ya

que en ese momento no es necesario un rendimiento, sino que el motor puede ser arrastrado por su inercia.

Tensión de fluencia: En los materiales dúctiles es la tensión en la que a partir de ahí el material comienza a alargarse muy rápido sin que varíe la tensión aplicada. Hasta este punto el material tiene un comportamiento elástico y al sobrepasar dicho punto de fluencia se dice que entra en fallo.

Coefficiente de seguridad: Es el cociente entre el valor calculado de la capacidad máxima de un sistema y el valor del requerimiento esperado real a que se verá sometido. Por este motivo es un número mayor que uno, que indica la capacidad en exceso que tiene el sistema

Tensión admisible: Es la que resulta de dividir la tensión de fluencia por el coeficiente de seguridad.

Ángulo de presión: Ángulo de desviación en un contacto entre dos sólidos, equivale al ángulo entre la dirección de la fuerza de contacto (normal común en el caso sin rozamiento) y la dirección de la velocidad en el sólido conducido.

Ángulo de hélice: Es el ángulo que forma el dentado de los engranajes helicoidales. En los engranajes rectos este ángulo tiene un valor de cero grados.

Coefficiente de Wissman: Es un coeficiente que varía en función del número de dientes de un engranaje, se utiliza para el cálculo de la tensión generada por la fuerza tangencial entre ruedas dentadas.

Addendum: Distancia entre el radio primitivo y el radio de cabeza de un engranaje.

Deddendum: Distancia entre el radio de fondo y el radio primitivo de un engranaje.

Carga dinámica de rodamiento: La carga dinámica equivalente se define como una carga hipotética, constante en magnitud y sentido, que actúa radialmente sobre los rodamientos radiales y axialmente y centrada sobre los rodamientos axiales. Esta carga hipotética, al ser aplicada, tendría la misma influencia en la vida del rodamiento que las cargas reales a las que está sometido el rodamiento.

Vida nominal de rodamiento (fiabilidad de 90%): La vida teórica del rodamiento, es decir, la duración del rodamiento hasta que fallan el 10% de los rodamientos que lo componen.

Fricción: La fuerza entre dos superficies en contacto, aquella que se opone al movimiento relativo entre ambas superficies de contacto (fuerza de fricción dinámica) o la fuerza que se opone al inicio del deslizamiento (fuerza de fricción estática). Se genera debido a las imperfecciones, mayormente microscópicas, entre las superficies en contacto

Rueda loca: Es la rueda, piñón o corona, que no está fija al eje sobre el que está dispuesta, sino que gira libremente.

Cizallamiento: Es la tensión cortante que soporta la chaveta. Esta tensión puede llevar a la chaveta al fallo.

Aplastamiento: Es la tensión axial que soporta la chaveta. Esta tensión puede llevar a la chaveta al fallo.

Vibraciones: Se denomina vibración a la propagación de alteraciones tensionales que producen deformaciones y tensiones sobre un medio continuo. Estas vibraciones pueden

multiplicar las solicitaciones existentes sobre el cuerpo debido a la amplificación dinámica cuando este entra en el fenómeno denominado resonancia. Este es un fenómeno muy peligroso que hay que tener en cuenta, para evitar, a la hora de diseñar cualquier tipo de estructura o mecanismo.

2.4.2 Abreviaturas

Embrague

C: Coeficiente de seguridad, >1

f: Coeficiente de fricción, 0-1

M: Par máximo del motor

k: Constante de ventilación

q: Fuerza a ejercer sobre el pedal para que no aparezca fatiga en el conductor

d_T : Separación entre cojinete de empuje y anillo de desembrague

d_q : Desplazamiento en vacío del pedal

R' : Radio eficaz

R_e : Radio exterior

R_i : Radio interior

S: Superficie total de rozamiento en disco

N: Fuerza normal que actúa sobre el disco

p: Presión específica

F_r : Fuerza de rozamiento en ambas caras

M_{trans} : Par transmisible por el embrague

T: Fuerza de empuje del cojinete

a, b, c y d: Longitudes de los brazos de las palancas

m y n: Distancia hasta articulación de las pastillas

Caja de cambios

ω_r : Velocidad angular de la rueda

ω_m : Velocidad angular del motor

i_{cc} : Relación de marcha

i_{dif} : Relación del grupo diferencial

V_i : Velocidad del vehículo en diferentes marchas

n_i : Nº de vueltas del motor a velocidad V_i

r : Radio del neumático bajo carga

R_t : Resistencia total al avance del vehículo

R_r : Resistencia por rodadura

R_p : Resistencia por pendiente

R_j : Resistencia por inercia

R_a : Resistencia por el aire

P_r : Potencia en ruedas motrices

P_m : Potencia del motor

μ : Coeficiente de pérdidas por rozamientos e inercias en la transmisión, 0-1

W : Peso en vacío del vehículo

W_c : Peso del vehículo con carga

f' : Coeficiente de resistencia a la rodadura, 0-1

x : Metros de subida por cada 100 metros de recorrido horizontal

a : Aceleración del vehículo

t : Tiempo de aceleración

g : Aceleración de la gravedad

v_f : Velocidad final

v_i : Velocidad inicial

δ : Peso específico del aire en condiciones normales

K : Constante aerodinámica

C' : Coeficiente para cálculo aerodinámico en turismos

S' : Superficie maestra

a : ancho del vehículo

h : altura del vehículo

V : velocidad del vehículo

M_{rueda} : Par transmitido a las ruedas

$M_{\text{resistente}}$: Par resistente

M_m : Par motor

i_1 : Relación de marcha en 1ª

i_2 : Relación de marcha en 2ª

i_3 : Relación de marcha en 3ª

i_4/i_{entrada} : Relación de marcha en 4ª
 i_5 : Relación de marcha en 5ª
 i_{MA} : Relación de marcha en marcha atrás
 d : Distancia entre centros de las ruedas/Distancia entre ejes
 R : Radio primitivo del piñón
 R' : Radio primitivo de la corona
 m : Módulo
 z_1/z'_1 : N° de dientes de el piñón/la corona de 1ª
 z_2/z'_2 : N° de dientes de el piñón/la corona de 2ª
 z_3/z'_3 : N° de dientes de el piñón/la corona de 3ª
 $z_{\text{entrada}}/z'_{\text{entrada}}$: N° de dientes de el piñón/la corona de entrada
 z_5/z'_5 : N° de dientes de el piñón/la corona de 5ª
 z_{MA}/z'_{MA} : N° de dientes de el piñón/la corona de marcha atrás
 β : Ángulo de hélice
 α : Ángulo de presión
 Z_n : N° de dientes virtual
 N : Potencia del vehículo
 $K_{adm,i}$: Presión admisible de rodadura para cada piñón
 Ψ : Factor de guiado
 n : Velocidad angular del motor
 φ_i : Factor de servicio de cada marcha
 $k_{min,i}$: Presión mínima de rodadura para cada piñón
 R_c : Radio de cabeza del piñón
 R'_c : Radio de cabeza de la corona
 $m_{MA,p-pl}$: Módulo entre el piñón y el piñón loco de marcha atrás
 $m_{MA,pl-c}$: Módulo entre el piñón loco y la corona de marcha atrás
 σ_{flex} : Tensión máxima, debida a la flexión, soportada por el diente
 F_t : Fuerza tangencial soportada por el diente
 b : Espesor del diente
 q : Coeficiente de Wissman
 σ_{adm} : Tensión admisible

p : paso

h_c : Addendum

h_f : Dedendum

j : Holgura

h : Altura del diente

s : Espesor del diente

e : Hueco entre dientes

R_f : Radio de fondo del piñón

R'_f : Radio de fondo de la corona

R_b : Radio base del piñón

R'_b : Radio base de la corona

τ_{max} : Tensión cortante máxima

C_m : Coeficiente de carga para el momento flector, >1

σ : Tensión normal

C_t : Coeficiente de carga para el momento torsor, >1

τ : Tensión cortante

σ_{yp} : Tensión normal de fluencia del material

CS : Coeficiente de seguridad

\emptyset : Diámetro de la sección del eje

J : Momento de inercia de la sección transversal

M : Momento flector

T : Momento torsor

F_a : Fuerza axial soportada por el diente

F_r : Fuerza radial soportada por el diente

T_{roz} : Capacidad de rozamiento de los sincronizadores

P_{max} : Presión máxima

μ_0 : Coeficiente de fricción del material, 0-1

\emptyset_i : Diámetro interior de superficie de contacto de sincronizador

\emptyset_e : Diámetro exterior de superficie de contacto de sincronizador

α_c : Ángulo de conicidad

Fr : Fuerza radial en rodamiento

Fa: Fuerza axial en rodamiento

Fae: Fuerza axial externa

Y: Factor de cálculo

m': Factor de montaje

P: Carga equivalente en rodamiento

P_m: Carga equivalente media en rodamiento

P_i: Carga equivalente según marcha

a: Factor de tipo de rodamiento

C: Capacidad de carga dinámica

L₁₀: Vida nominal de rodamiento, fiabilidad 90%

b: Ancho de chaveta

l: longitud de chaveta

τ_{yp} : Tensión cortante de fluencia del material

Árbol de transmisión

L: Longitud del eje de transmisión

r_e: Radio exterior del perfil tubular

r_i: Radio interior del perfil tubular

T: Par torsor máximo

τ_{yp} : Tensión cortante de fluencia del material

σ_{yp} : Tensión normal de fluencia del material

d_e: Diámetro exterior del eje de transmisión

d_i: Diámetro interior del eje de transmisión

e: Espesor del eje de transmisión

τ_{max} : Tensión cortante máxima

C_m: Coeficiente de carga para el momento flector, >1

σ : Tensión normal

C_t: Coeficiente de carga para el momento torsor, >1

τ : Tensión cortante

σ_{yp} : Tensión normal de fluencia del material

CS: Coeficiente de seguridad

\emptyset : Diámetro de la sección del eje

J: Momento de inercia de la sección transversal

M: Momento flector

T: Momento torsor

f: Frecuencia máxima de giro del eje

f_{crit} : Frecuencia crítica de giro

$\omega_{m,max}$: Régimen de corte de inyección

i_5 : Relación de transmisión más baja, correspondiente a 5ª

i_1 : Relación de transmisión más alta correspondiente a 1ª

g: Aceleración de la gravedad

W: Peso del eje

y: Deformación máxima del eje

q: Carga lineal uniforme

E: Módulo de elasticidad

I: Momento de inercia longitudinal del eje

2.5 Condiciones de diseño

Las condiciones de diseño, principalmente, las fija la ficha técnica del propio vehículo, ya que la transmisión debe cumplir las prestaciones mínimas requeridas para el *Ford Sierra xR4i 2.8* sacando el mayor partido posible del motor.

En la *Tabla 1* que se muestra a continuación está toda la información necesaria para comenzar con el diseño del primer elemento de la transmisión y, después de este, continuar con el resto de elementos asegurando el mejor aprovechamiento de la capacidad del motor.

FORD SIERRA XR4i	
Situación del motor	Delantero longitudinal
Tracción	Trasera
Potencia máxima	150 CV (110 kW)
Régimen de potencia máxima	5700 rpm
Velocidad máxima	212 km/h
Par máximo	216 N·m (22 kg·m)~117 CV
Régimen de par máximo	3800 rpm
Régimen de corte de inyección	6300 rpm
Nº cilindros	6 cilindros en V
Cilindrada	2792 cm ³
Caja de cambios	Tres ejes: primario, intermedio y secundario
	Manual, 5 velocidades
Peso en vacío	1323 kg
Distancia entre ejes	2608 mm
Tamaño del neumático	195/60/14
Desarrollos	<p>Marcha atrás → 49,5 km/h a 5700 rpm.</p> <p>Primera → 52 km/h a 5700 rpm.</p> <p>Segunda → 96,7 km/h a 5700 rpm.</p> <p>Tercera → 139 km/h a 5700 rpm.</p> <p>Cuarta → 175,9 km/h a 5700 rpm.</p> <p>Quinta → 212 km/h a 6300 rpm.</p>

Tabla 1. Ficha técnica del vehículo

Como el diseño no está enfocado a su comercialización, sino a su uso particular, no competitivo, en circuito cerrado, no hay condiciones de ningún cliente, ya que no existe tal cliente.

Sin embargo, aparte de las condiciones fijadas por la ficha técnica del vehículo, existen otras condiciones que restringen, en cierto modo, la total libertad a la hora del diseño:

- Las condiciones fijadas por las normativas, leyes, permisos y licencias. Por ejemplo:
 - La aprobación del colegio de ingenieros
 - El decreto real 1302/1986: impacto medioambiental
 - Licencia de obra e instalaciones
 - La normativa técnica nacional e internacional propia de cada proyecto (UNE, DIN, ISO...)
 - ...
- La planificación del tiempo (Ver apartado 2.8 *Planificación*).
- La responsabilidad y obligación de evitar accidentes por fallos de diseño y asegurar la seguridad a lo largo de la vida de la transmisión. Ver documento 7: Estudios con entidad propia.
- Para más información ver documento 5: Pliego de condiciones.

2.6 Estudio de alternativas

El sistema de transmisión es el conjunto de elementos que tiene la misión de hacer llegar el movimiento rotativo del cigüeñal del motor a las ruedas motrices, variando por el camino la relación de transmisión según las necesidades de avance del vehículo.

Esta variación del movimiento se logra gracias a órganos mecánicos de transmisión como ejes, engranajes, levas, correas, chavetas, rodamientos... Sin estos componentes sería imposible tanto la reducción y aumento de velocidades como el cambio de dirección y tipo de movimiento.



Figura 1. Órganos de transmisión

Además, cada transmisión es un mundo y según su configuración las prestaciones y el número de elementos que la componen cambian.

2.6.1 Configuración automotriz

El tipo de transmisión o configuración que tiene un automóvil depende de factores como la posición del motor y del eje o ejes que reciban la transmisión motriz.

Si el eje delantero es el que recibe la transmisión de movimiento, se denomina tracción delantera, mientras que si es el eje trasero, se denomina propulsión o tracción trasera. Si los dos ejes son motrices opcionalmente, o fijos, el vehículo se denomina de tracción total, o lo que comúnmente se conoce como 4x4.

Las combinaciones entre motor y ejes motrices configuran el tipo de transmisión. Los elementos de la transmisión para las distintas configuraciones emplean los mismos principios de funcionamiento pero en su construcción serán distintos.

2.6.1.1 Motor delantero y tracción delantera

Motor delantero (normalmente transversal) y tracción delantera (*Figura 2*) es una configuración que se utiliza en automóviles de mediana cilindrada. Elimina elementos mecánicos como el árbol de transmisión y permite agrupar el embrague, la caja de cambios y el diferencial en un solo conjunto.

En esta configuración el motor puede ser montado longitudinal o transversalmente.

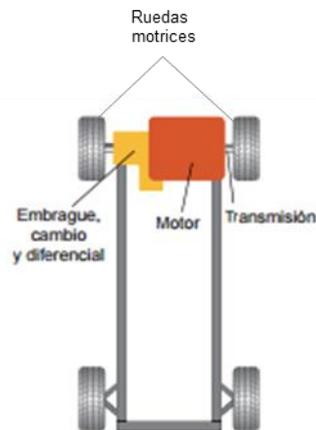


Figura 2. Motor delantero y tracción delantera

Ventajas

- Estabilidad y control del vehículo en condiciones normales.
- Mejor tracción en nieve y caminos escabrosos.
- Mejor utilización del espacio total para pasajeros y carga.
- Menor peso total del vehículo.
- Menor consumo de combustible.
- Menor costo de producción.

Desventajas

- Semiejes delanteros costosos.
- Complejidad técnica del tren delantero.
- Propenso al subviraje.
- El automóvil tiende a tirar hacia un lado cuando la aceleración es fuerte, debido a que tiene ejes de distintas longitudes y peso.

2.6.1.2 Motor delantero y tracción/propulsión trasera

La configuración de transmisión más empleada durante mucho tiempo ha sido motor delantero longitudinal y propulsión trasera (*Figura 3*). La cadena cinemática sigue el movimiento desde el motor pasando por el embrague, caja de cambios, árbol de transmisión y diferencial, hasta llegar a los palieres o semiárboles de transmisión y, finalmente, a las ruedas.

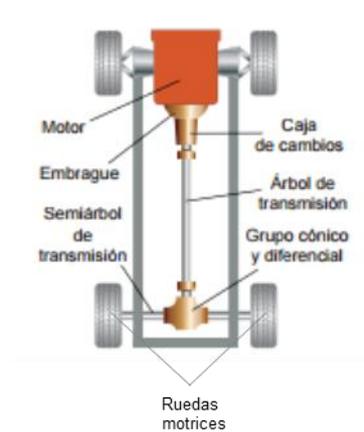


Figura 3. Motor delantero y tracción trasera

Ventajas

- Distribución de pesos más uniformes en las cuatro esquinas.
- Mejor maniobrabilidad al tener un peso mejor distribuido lo que ayuda en las curvas y en el frenado.
- Mejor estabilidad y adherencia en caminos de asfalto o condiciones climatológicas buenas.
- Más apto con motores de mayor potencia.
- Más apto para remolques.
- Diferencia las ruedas de dirección de las de tracción.
- Mayor fortaleza estructural.
- Mecánica más fácil.
- Reducción del diámetro de giro, mejorando su maniobrabilidad en espacios estrechos.

Desventajas

- Menor utilización del espacio total para pasajeros en el habitáculo
- Mayor peso total del vehículo.
- Mayor consumo de combustible.
- Mayor costo de producción.

2.6.1.3 Motor trasero y tracción trasera

La posición del motor puede ser longitudinal o transversal y la cadena cinemática de transmisión de movimiento se realiza desde el motor pasando por el embrague, caja de cambios y diferencial, que forman un conjunto (*Figura 4*).

Normalmente, esta configuración se reserva para modelos deportivos, en busca de un máximo control de dirección, por un lado, y una buena motricidad por el otro.

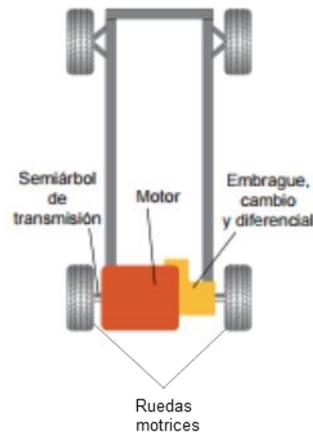


Figura 4. Motor trasero y tracción trasera

Ventajas

- Mejor maniobrabilidad.
- Mejor estabilidad y adherencia en caminos de asfalto o condiciones climatológicas buenas.
- Más apto con motores de mayor potencia.
- Diferencia las ruedas de dirección de las de tracción.

Desventajas

- Mecánica compleja.
- Mayor costo de producción.

2.6.1.4 Motor delantero o trasero y tracción total

La tracción total o a las cuatro ruedas (4x4) es capaz de repartir el par de giro del motor a las cuatro ruedas (*Figura 5*). Soluciona los inconvenientes de la tracción delantera y de la propulsión trasera repartiendo por igual o en diferentes proporciones el porcentaje de transmisión entre ejes.

Los vehículos con tracción total pueden montar el motor tanto en la parte delantera como en la central, y la cadena de transmisión desde este es la siguiente: embrague, cambio, caja de reenvío, árboles de transmisión o conjuntos cardán, diferenciales central, delantero y trasero y semiárboles.

Es la configuración automotriz más compleja y tecnológica, los coches más actuales de grandes prestaciones la llevan.

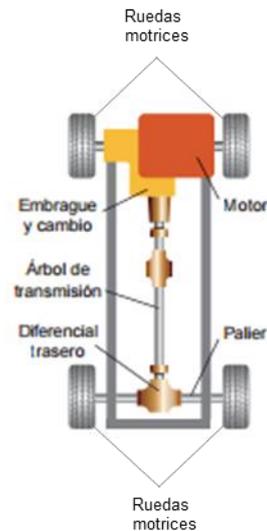


Figura 5. Motor delantero y tracción total

Ventajas

- Máxima tracción en nieve y caminos escabrosos.
- Excelente estabilidad y control del vehículo en condiciones malas y en carreteras con una baja adherencia.

Desventajas

- Alto consumo de combustible.
- Mayor peso total del vehículo.
- Mayor costo de producción.
- Mayor complejidad técnica.
- Mayor cantidad y volumen de piezas móviles.

2.6.2 Embrague

El embrague es el sistema que permite tanto transmitir (acoplado de ejes) como interrumpir (desacoplado de ejes) la transmisión de manera voluntaria. Es decir, permite al conductor controlar la transmisión del par motor desde el motor hasta la caja de cambios.

Cuando no se actúa sobre el pedal del embrague, lo que es su posición normal, el movimiento del motor se transmite a la caja de cambios. Al pisar el pedal, el embrague deja de transmitir dicho movimiento.

Las características que debe cumplir todo embrague son la progresividad y elasticidad, para que el movimiento no se transmita bruscamente o a tirones y que absorba las variaciones de par del motor.

Va colocado entre el motor y la caja de cambios.

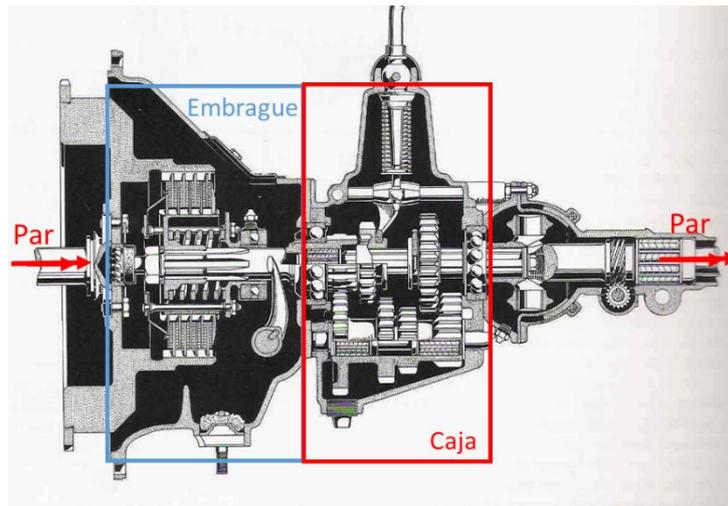


Figura 6. Disposición del embrague

Existen múltiples criterios para poder clasificar los diferentes tipos de embragues que existen, pero todos ellos pueden ser agrupados en tres grandes grupos: los de fricción, los hidráulicos y los electromagnéticos.

En este punto se va a realizar una breve descripción de cada uno de ellos para poder entender por qué en los vehículos automóviles tipo turismo es el embrague de fricción el que se utiliza más a menudo.

2.6.2.1 Embrague de fricción

Estos embragues utilizan la adherencia de dos superficies de contacto (cónicas, cilíndricas o planas) y tienen la ventaja de ser graduados y de hacer cesar la impulsión cuando el esfuerzo rebasa cierto límite.

Dos tipos de embrague de fricción: monodisco y multidisco

El monodisco comprende un disco recubierto por ambas caras con un revestimiento especial para fricción. En el embrague multidisco una serie de elementos, anillos planos o curvos, está encajada en el árbol principal y otra segunda serie es solidaria al árbol propulsado. Para automóviles, desde 1950 sólo se utiliza el sistema monodisco.

Los principales elementos que componen este tipo de embrague (*Figura 7*) son los siguientes, agrupados en tres conjuntos:

- **CONJUNTO DE PRESIÓN:** Es el elemento que sirve de soporte y que transmite la acción del cojinete. Las partes más importantes del conjunto de presión son:
 - La carcasa: está unida de manera solidaria al volante de inercia del motor mediante unos remaches.
 - El diafragma: es el elemento accionado por el cojinete, y que se encarga de transmitir la carga necesaria al plato de presión para que el conjunto forros de fricción - volante de inercia - plato de presión actúen conjuntamente.
 - El plato de presión: es el elemento encargado de acoplar o desacoplar los forros al volante de inercia y al propio plato de presión.

- **DISCO DE EMBRAGUE:** se encuentra prensado entre el volante y el conjunto, además es solidario al primario de la caja de cambios. Las partes más importantes del disco de embrague son:
 - Los forros de fricción: transmiten el par proporcionado por el motor a la chapa de conducción.
 - La parte conductora del disco de embrague: la chapa de conducción y las tapas. Por una parte está unida a los forros de fricción gracias a los remaches del forro y por otra parte transmite el giro y la fuerza a la parte conducida mediante muelles de amortiguación. A su vez la chapa y las tapas están unidas gracias a cuatro remaches separadores.
 - La parte conducida: formada por el ala y el cubo. El primero recibe el movimiento de la parte conductora por medio de los muelles amortiguadores y el segundo es el que transmite dicho movimiento al primario de la caja de velocidades.

- **COJINETE DE EMBRAGUE:** este se encarga de recibir la carga del pedal y de transmitirla al conjunto deslizando sobre la trompeta.

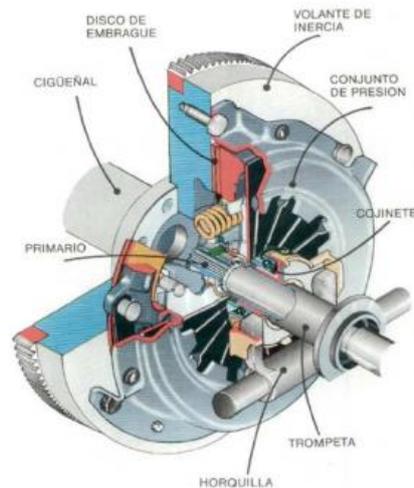


Figura 7. Elementos del embrague monodisco

A continuación, una breve descripción del funcionamiento de este tipo de embrague:

Cuando no se actúa sobre el pedal, se dice entonces que el conjunto está embragado, los muelles mantienen al plato opresor desplazado hacia el volante del motor, oprimiendo entre ambos al disco de embrague. La fuerza de los muelles provoca el rozamiento de los forros y hace que el giro del volante y del plato de presión se transmita al disco y de éste al eje primario.

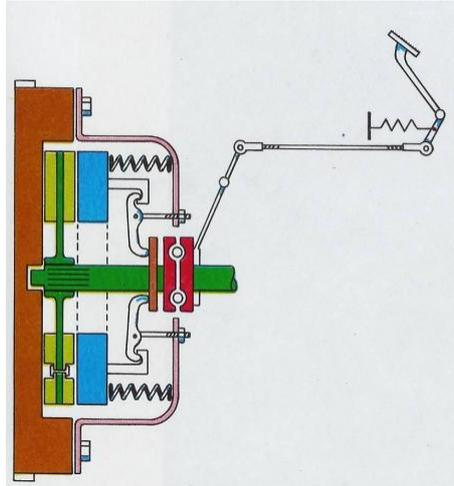


Figura 8. Posición de embragado

Cuando se actúa sobre el pedal, se dice entonces que el conjunto está desembragado, la horquilla presiona sobre el collarín, éste sobre el anillo, éste sobre las patillas las cuales, al bascular sobre su punto de apoyo, actúan sobre el plato opresor comprimiendo los muelles y separándolo del disco de embrague, el cual, al no estar oprimido, queda sin rozamiento con el volante y con el plato, y el eje primario se para.

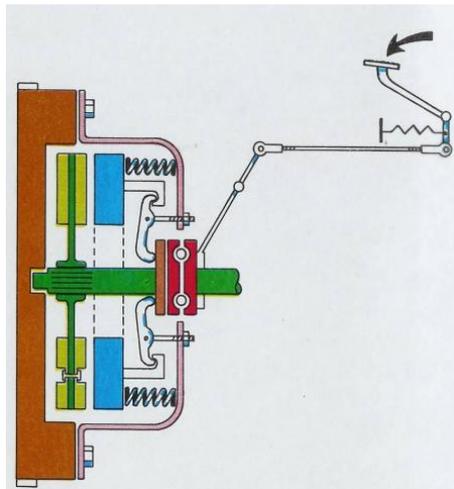


Figura 9. Posición de desembragado

2.6.2.2 Embrague hidráulico

El embrague hidráulico actúa como embrague automático entre el motor y la caja de cambios. Dicho embrague permite que el motor transmita el par motor cuando llega a un determinado régimen de giro.

El funcionamiento del embrague hidráulico está basado en la transmisión de energía que una bomba centrífuga comunica a una turbina por medio de un líquido, generalmente, aceite mineral.

Está constituido por dos coronas giratorias, que tienen forma de semitoroide geométrico, provistas de unos tabiques planos, llamados álabes. Una de ellas, llamada corona motriz, va unida al árbol motor por medio de tornillos y constituye la bomba centrífuga, la otra, unida al primario de la caja de cambios constituye la turbina o corona arrastrada.

Ambas coronas van alojadas en una carcasa estanca y están separadas por un pequeño espacio para que no se produzca rozamiento entre ellas.

Cuando el motor gira, el aceite es impulsado por la bomba, proyectándose por su periferia hacia la turbina, en cuyos alabes incide paralelamente al eje. Dicho aceite es arrastrado por la propia rotación de la bomba corona o motriz, formándose así un torbellino. La energía cinética del aceite que choca contra los alabes de la turbina produce en ella un par que la hace girar.

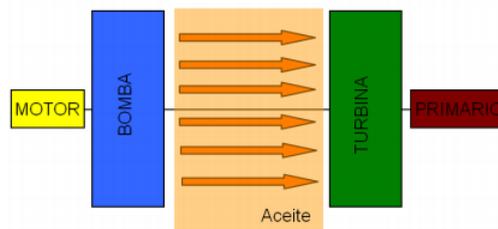


Figura 10. Esquema de funcionamiento embrague hidráulico

Ventajas:

- Ausencia de desgaste.
- Gran duración.
- Gran elasticidad.
- Gran progresividad.
- Bajo coste de mantenimiento.

Desventajas:

- Mayor consumo de combustible debido a la pérdida de energía por deslizamiento del aceite.
- Tiene mayor coste que el embrague de discos de fricción.
- Sólo se instala este tipo de embrague en transmisiones con caja de cambios automática.

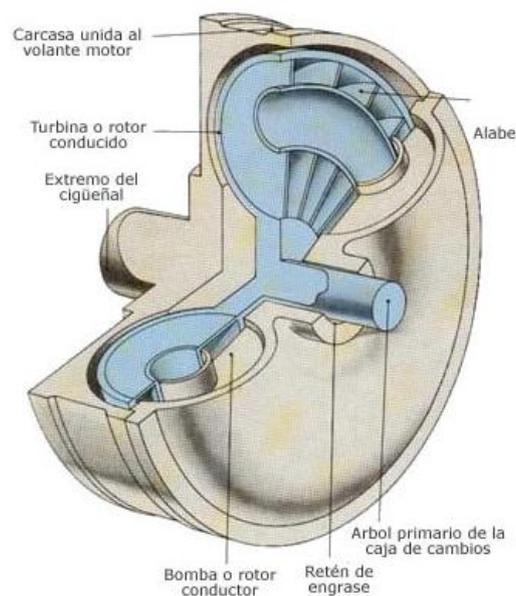


Figura 11. Elementos del embrague hidráulico

2.6.2.3 Embrague electromagnético

El sistema de embrague electromagnético (*Figura 14*) está constituido por una corona de acero que se monta sobre el volante de inercia del motor. En el interior de esta corona va alojada una bobina, que al pasar la corriente eléctrica a través de ella produce un campo magnético en la zona del entrehierro formado en la corona. El espacio existente en el interior de la corona se cierra con chapas de acero, y se rellena con polvo magnético, que se aglomera en el entrehierro por la acción del campo magnético creado por la bobina, haciendo solidarios a la corona y el disco. De esta forma, cuando pasa corriente por el arrollamiento de la bobina se produce la aglomeración del polvo magnético consiguiendo la transmisión de par.

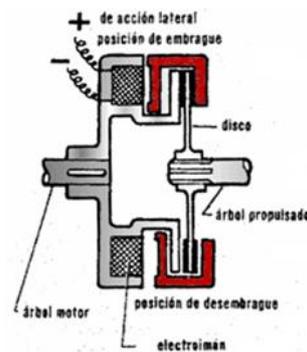


Figura 12. Posición de embrague

Por el contrario, si no pasa corriente por la bobina, el polvo magnético no se aglomera en el entrehierro, lo que permite girar en vacío a la corona sin arrastrar el disco. Con lo cual el motor permanece desembragado, es decir, no se produce la transmisión del par.

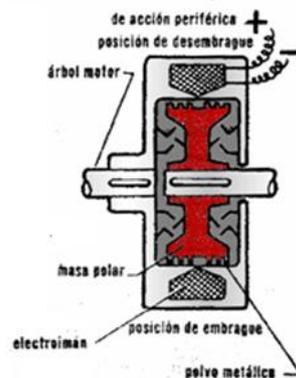


Figura 13. Posición de desembrague

En el instante en que comienza a pasar corriente por la bobina se inicia la aglomeración del polvo magnético, que tarda un cierto tiempo en completarse, además del retardo a la aparición del flujo magnético que se produce en todas las bobinas. Este efecto consigue que el embrague sea progresivo.

La principal desventaja de este tipo de embrague es el alto coste económico, solo se utiliza en aplicaciones industriales muy específicas.



Figura 14. Embrague electromagnético

2.6.3 Caja de cambio

Es el elemento que se encarga de amoldar la relación de transmisión de par idónea para que a las ruedas les llegue el suficiente par motor como para poner el vehículo en movimiento desde parado o, una vez en marcha, para vencer la resistencia al avance.

Esta variación de par se produce gracias al tren de engranajes dispuestos en diferentes ejes que forman la caja de cambio. Esta irá siempre situada inmediatamente después del embrague.

La caja de cambio tiene pues la misión de reducir el número de revoluciones del motor, según el par necesario en cada instante. Además de invertir el sentido de giro en las ruedas, cuando las necesidades de la marcha así lo requieren.

Existe además otra razón para su uso. Debido a las características de construcción del motor de combustión interna, las curvas de par, potencia y rendimiento, tienen esta forma:

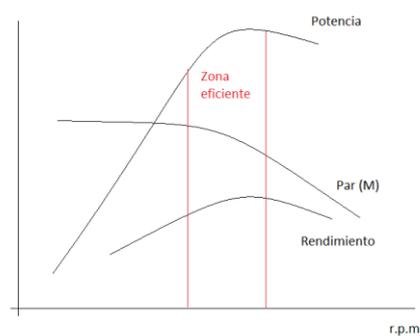


Figura 15. Curvas de potencia, par y rendimiento

Como se puede observar, hay una zona en la cual el motor está entregando una potencia elevada, con un alto par y un rendimiento también elevado. Lo ideal sería que el motor siempre estuviera funcionando en la zona eficiente, sin embargo, cuando la velocidad del motor sobrepasa esta zona, se pierde par, además de que el rendimiento desciende rápidamente. Puede ser, que incluso si no se cambia de marcha, el motor no suministre suficiente par como para continuar acelerando el vehículo, además de todos los inconvenientes que supone tener

elementos girando a velocidades tan altas como 7000-8000 rpm: desgaste, ruido y temperaturas elevadas.

Debido a esto, sería necesario reducir la velocidad del motor al sobrepasar esta zona o bien aumentarla, pero no interesa alterar la velocidad del vehículo según las necesidades del motor. Aquí es donde entra en juego la caja de cambios, modificando la relación existente entre la velocidad angular de giro de las ruedas del vehículo y el giro del cigüeñal.

2.6.3.1 Clasificación de caja de cambios según ejes

Existen dos grandes grupos para clasificar la caja de cambio: Manual y automática.

Vamos a dejar a un lado la caja de cambio automática para centrar toda la información en la caja de cambio manual, la cual es, sin duda alguna, la más utilizada actualmente.

Dentro de este grupo se diferencian dos subgrupos de caja: de dos ejes y de tres ejes.

Caja de cambio manual de dos ejes

Este tipo de cajas de cambio es diseñado fundamentalmente para vehículos de configuración motor delantero y tracción delantera.

Estas cajas de cambio sólo poseen dos ejes (primario y secundario), sin necesidad de un tercer eje intermedio. El eje primario obtiene su giro directamente del motor, mediante el embrague, y lo transmite a un eje secundario que a su vez acciona el conjunto diferencial. De esta forma el tamaño del conjunto caja-diferencial se reduce quedando todo bajo un conjunto compacto.

La transmisión de todo el par mediante sólo dos ejes obliga a los piñones a soportar cargas mucho más elevadas que sus homólogos de las cajas de tres ejes. Por tanto, es preciso emplear materiales de mayor calidad en la fabricación de estos piñones.

En la *Figura 16* se muestra un esquema del conjunto caja-diferencial (caja de cambios de dos ejes y cinco velocidades) dispuesta transversalmente:

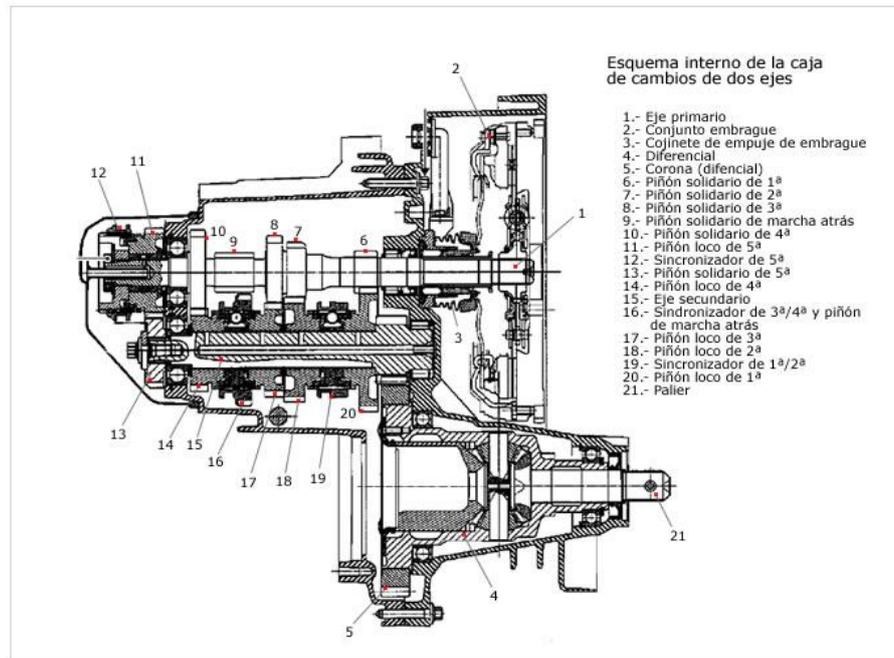


Figura 16. Esquema del conjunto caja-diferencial

La selección de marcha se lleva a cabo mediante el desplazamiento y acoplamiento de los sincronizadores a las ruedas locas, al igual que en las cajas de tres ejes. Además, las ruedas no son todas solidarias en un eje y locas en el otro, sino que se distribuyen entre estos.

Caja de cambio manual de tres ejes

Este tipo de caja es el más frecuente en los vehículos actuales, sobre todo en los de configuración de motor delantero y tracción trasera. Tiene la principal ventaja de que al transmitir el par a través de tres ejes, los esfuerzos en los piñones son menores, por lo que el diseño de éstos puede realizarse con materiales de calidad media.

En la *Figura 17* se muestra una caja de cambios manual de cuatro velocidades dispuesta longitudinalmente:

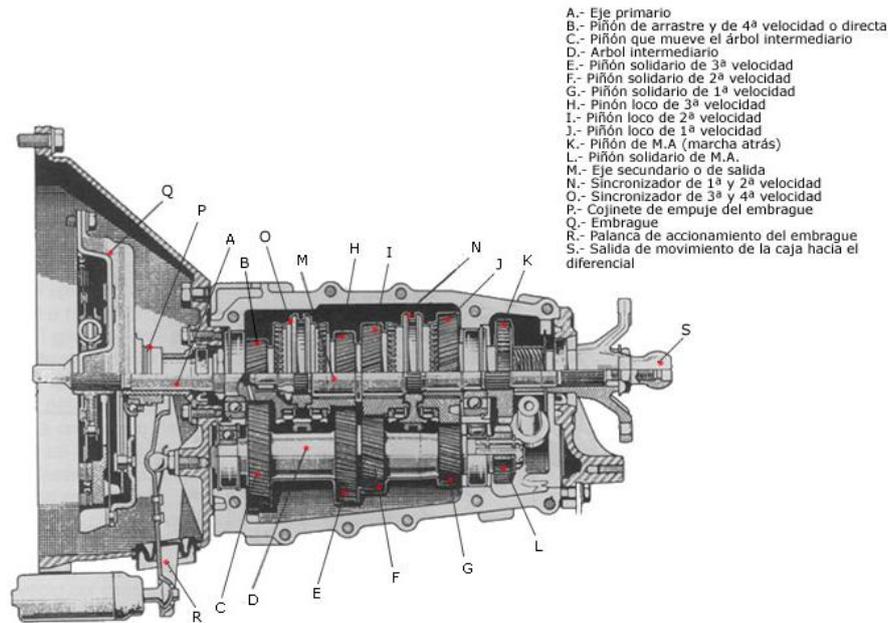


Figura 17. Embrague y caja de cambios de tres ejes

El par motor se transmite desde el cigüeñal del motor hasta la caja de cambios a través del embrague (Q). A la salida del embrague va conectado el eje primario (A) girando ambos de forma solidaria. De forma coaxial al eje primario, y apoyándose en éste a través de rodamiento de agujas, gira el eje secundario (M) transmitiendo el par desmultiplicado hacia el siguiente elemento de la transmisión. La transmisión y desmultiplicación del par se realiza entre ambos ejes a través del eje intermediario (D).

Para transmitir el movimiento que llega desde el primario al árbol secundario, es necesario hacer solidario de este eje a cualquiera de los piñones montados locos sobre él. De esta manera, el giro se transmite desde el primario hasta el tren fijo o intermediario, por medio de los piñones de toma constante (B y C), obteniéndose el arrastre de los piñones del secundario engranados con ellos, que giran locos sobre este eje. Si cualquiera de ellos se hace solidario del eje, se obtendrá el giro de éste.

La toma de velocidad se consigue por medio de sincronizadores (O y M), compuestos esencialmente por un conjunto montado en un estriado sobre el eje secundario, pudiéndose desplazar lateralmente un cierto recorrido. En este desplazamiento sobre el estriado el sincronizador se acopla con los piñones que giran locos sobre el árbol secundario.

Todas las marchas tienen el mismo sistema de selección, excepto la marcha directa y la marcha atrás:

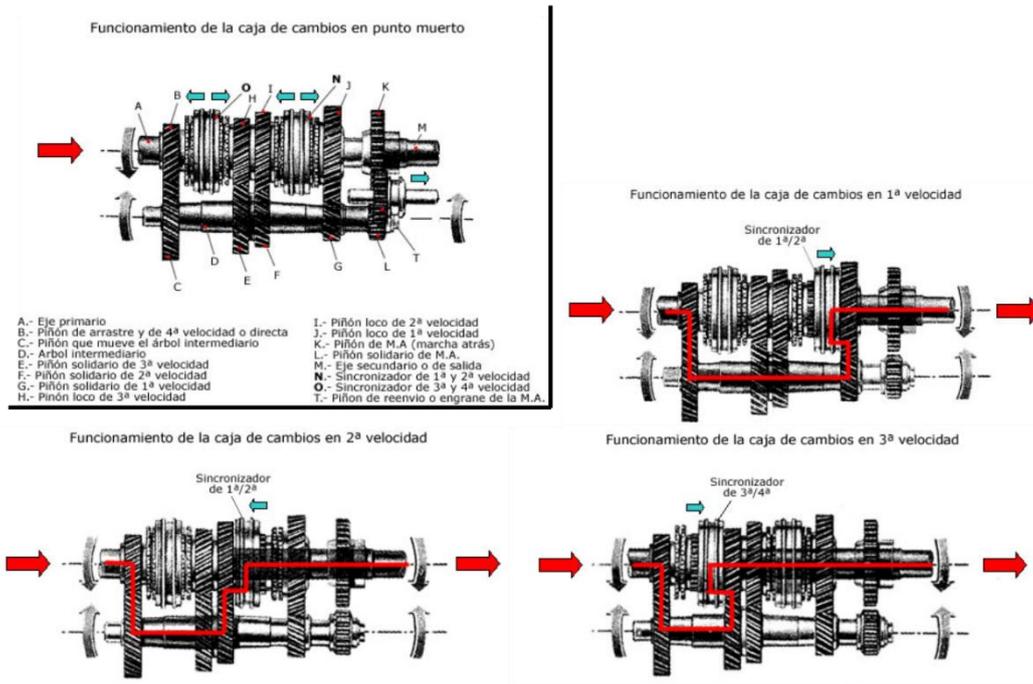


Figura 18. Sistema de selección de marcha

Si se selecciona la marcha directa, el movimiento no pasa por el eje intermedio sino que va del eje primario al secundario mediante el acoplamiento de estos dos ejes gracias al sincronizador.

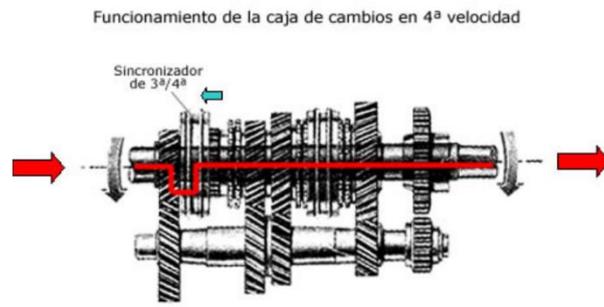


Figura 19. Selección de marcha directa

Si se selecciona la marcha atrás, el selector empuja un eje intercalado (sobre el que va montado otro piñón) entre el piñón loco y la corona que hasta ahora no tenían contacto alguno entre ellos. De esta forma, estas tres ruedas engranan y transmiten el movimiento al eje secundario de manera que este gira en el sentido contrario a las demás marchas.

Funcionamiento de la caja de cambios en marcha atrás (M.A.)

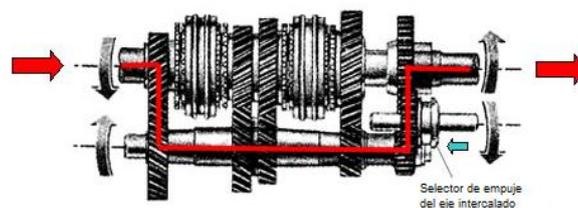


Figura 20. Selección de marcha atrás

2.6.3.2 Engranajes

La transmisión del movimiento mediante engranajes ofrece la posibilidad de amoldar el giro y el par de las ruedas a las necesidades del vehículo, sin ellos la transmisión quedaría incompleta.

Por eso es importante saber qué tipo de engranajes y que dentado es el adecuado para este trabajo.

Para ello, primero hay que conocer las diferentes posibilidades en cuanto a tipos de engranajes. A continuación se muestra una breve clasificación en función de sus axoides, o lo que es lo mismo, lugar geométrico de los ejes instantáneos de rotación y deslizamiento en el movimiento del cuerpo dos (que gira con ω_2) respecto del cuerpo 1 (que gira con ω_1).

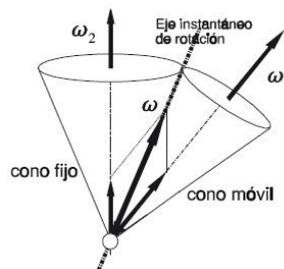


Figura 21. Axoide

- Cilíndricos. Ejes paralelos
 - Dientes rectos (a)
 - Dientes helicoidales (b)

- Cónicos. Ejes cortantes
 - Dientes rectos (c)
 - Dientes helicoidales (d)

- Hiperbólicos. Ejes cruzados
 - Corona sin-fin (e)
 - Ruedas helicoidales de ejes cruzados (f)



Figura 22. Clasificación engranajes

2.6.3.3 Sincronizadores

Es un mecanismo de selección de marcha accionado mediante la palanca de cambios. Como es sabido, a excepción de la marcha atrás, las ruedas que se encuentran en el eje secundario no están fijas a él (giran sin transmitir movimiento, locas) y por eso es imprescindible el uso de sincronizadores como elemento de selección y unión entre la rueda y el eje.

En el caso del sincronizador ubicado entre la marcha atrás y la 5ª, este empujará el piñón loco de marcha atrás para que el conjunto de tres engranajes que forma la marcha pueda transmitir el par torsor al eje secundario.

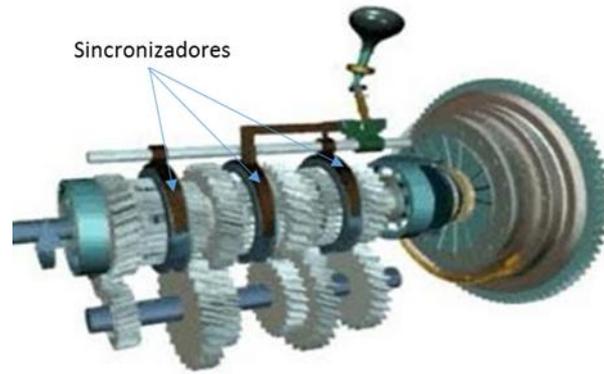


Figura 23. Sincronizadores

Los sincronizadores tienen la función de igualar progresivamente, gracias al rozamiento, la velocidad de giro del eje secundario con la velocidad de giro de la marcha seleccionada hasta que estos quedan perfectamente acoplados/engranados.

Para lograr ese acoplamiento progresivo, el sincronizador actúa como un embrague cónico. Producirá el rozamiento la unión de la superficie cónica interior del sincronizador con la superficie cónica exterior del engranaje, gracias a la fuerza axial producida por el conductor al accionar la palanca de cambios.

Después de que gracias al rozamiento ambos elementos giren a la misma velocidad, el acoplamiento final se da gracias al engrane entre las ruedas de dientes rectos que vienen ensambladas a cada una de las marchas (piñón loco, solo en el eje secundario) y el manguito deslizable del sincronizador, véase en la Figura 21 las marcas 1 y 3 respectivamente.

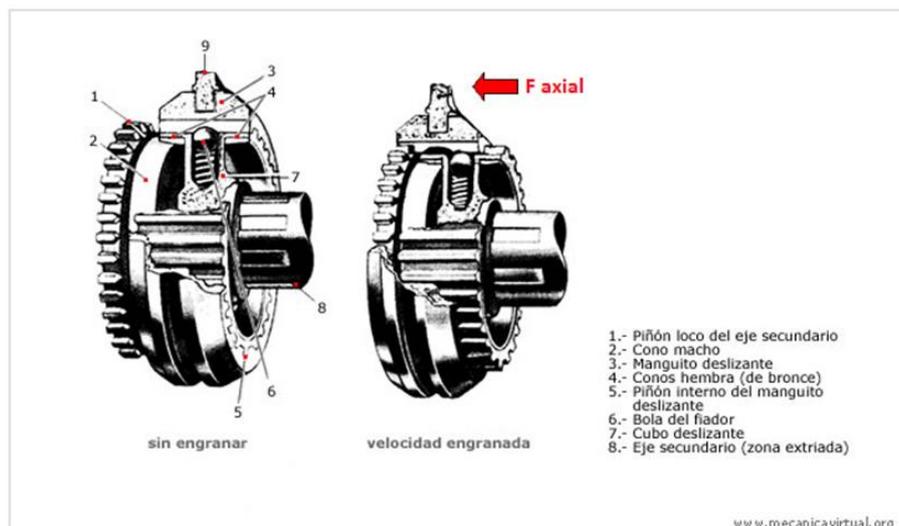


Figura 24. Componentes de un sincronizador

Cuando estos dos se acoplan, la marcha que hasta el momento giraba sin transmitir movimiento, ahora transmite el par al sincronizador, y como este está unido a la zona nervada del eje, al mismo tiempo transmite el par al eje secundario.

Por consiguiente, el movimiento continuará a través del próximo elemento de la transmisión: el árbol de transmisión.

2.6.4 Árbol de transmisión

La transmisión del movimiento de la caja de cambios a las ruedas necesita de unos elementos que se encarguen de este cometido. Estos elementos van a depender principalmente de la posición que ocupe el motor en el vehículo y de la posición de las ruedas motrices. Estos elementos de transmisión están sometidos a esfuerzos constantes de torsión y en consecuencia, deben diseñarse para soportar estos esfuerzos sin deformación y ser capaces de transmitir todo el par motor a las ruedas.

Este elemento solo será necesario en transmisiones donde el motor y las ruedas tractoras estén dispuestos en lugares diferentes.

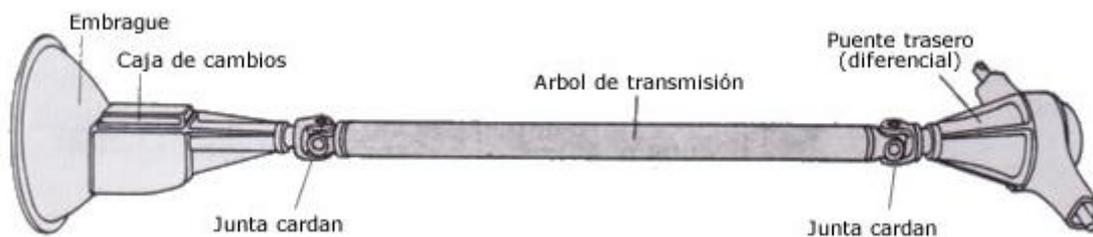


Figura 25. Árbol de transmisión y juntas Cardan

Como el motor y caja de cambios van fijos al bastidor y las ruedas van montadas sobre un sistema elástico de suspensión, éstas se hallan sometidas a continuos desplazamientos de vaivén por las irregularidades del terreno. Por lo tanto, el enlace entre la caja de cambios y las ruedas no puede ser rígido, sino que ha de estar preparado para adaptarse a esas deformaciones. Aquí es donde entra en juego un sistema de juntas elásticas, para absorber las deformaciones oscilantes del puente: juntas universales o juntas cardan.

Las juntas cardan son las más empleadas en la actualidad, ya que pueden transmitir un gran par motor y permite desplazamientos angulares de hasta 15° en las de construcción normal. Tienen el inconveniente de que cuando los ejes giran desalineados quedan sometidos a variaciones de velocidad angular y, por tanto, a esfuerzos alternos que aumentan la fatiga de los materiales de los que están contruidos.

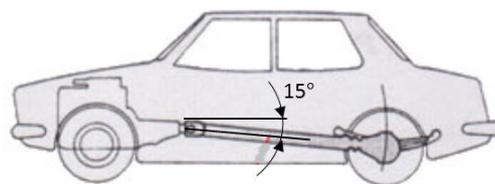


Figura 26. Desplazamiento angular de un árbol con articulación cardan

La junta cardan está constituida por dos horquillas (1) unidas entre sí por una cruceta (2), montada sobre cojinetes de agujas (3) encajados a presión en los alojamientos de las horquillas y sujetos a ellas mediante bridas o arandelas de seguridad (4):

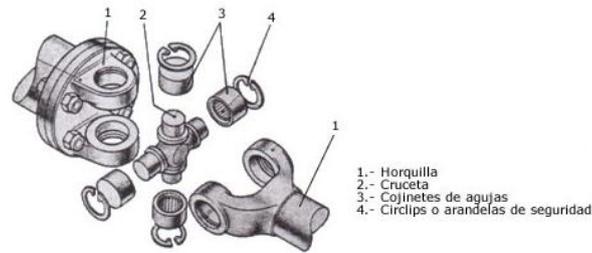


Figura 27. Despiece de junta cardan

2.6.5 Diferencial

Este elemento de la cadena de transmisión actúa como reductor de velocidad con una reducción habitualmente entre 3 y 4, permite que las ruedas tractoras de un mismo eje giren a diferente velocidad (por ejemplo, en una curva) y transforma el par que llega de la caja de cambios por un solo eje de forma que lo transmite a dos ejes situados a 180°.

Dicho de una forma más sencilla, un diferencial es una pieza mecánica que reparte el par motor entre las ruedas motrices, permitiendo que una de ellas gire a diferente velocidad de la otra. Precisamente buscando este resultado llega la existencia de este elemento, pues cuando este no existía, al entrar en una curva la rueda exterior, donde recaía el apoyo del coche, recorría más metros que la interior provocando el deslizamiento de esta.

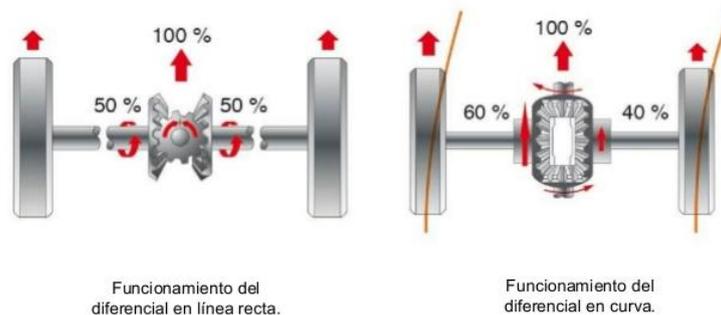


Figura 28. Funcionamiento del diferencial

Hoy en día hay una gran diversidad, desde diferenciales mecánicos hasta electrónicos. Dejando a un lado los sistemas electrónicos, se pueden clasificar en dos grupos: diferencial convencional y controlado.

2.6.5.1 Diferencial convencional

La gran mayoría de los coches de calle, sin llegar a ser deportivos, cuentan con los conocidos diferenciales convencionales. Estos, al llegar una curva, la rueda exterior (se encuentra apoyada recibiendo gran parte del peso del vehículo) apenas recibe fuerza del motor, ya que el diferencial envía la mayor parte de ella a la rueda interior, con menos apoyo, debido a la facilidad que tiene de llegar hasta allí.

Las partes principales del diferencial convencional son las que se muestran en la *Figura 29*:

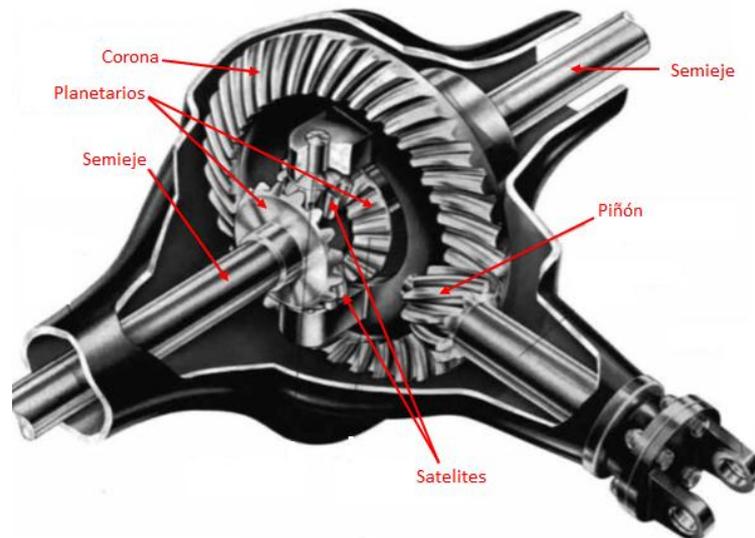


Figura 29. Diferencial convencional

El gran inconveniente:

Cuando una de las ruedas tractoras supera la adherencia (patina) o bien se queda en el aire, el diferencial hace que se transmita un par muy bajo a la que dispone de capacidad de tracción. Entonces, cuando se da la circunstancia de que una rueda no gire, la otra lo hará al doble de velocidad que lo haría si ambas ruedas girasen al unísono. Y este es el gran inconveniente, pues, en estas situaciones el vehículo pierde capacidad de tracción y en muchos casos estabilidad direccional.

Es por eso que para evitar que se produzca este fenómeno, se disponen diferenciales que permiten “controlar” el deslizamiento.

2.6.5.2 Diferencial controlado/autoblocante

Para solventar los problemas ocasionados por un diferencial convencional se inventaron los denominados Autoblocante o LSD (*Limited Slip Differential*). Su funcionamiento, al igual que el resto, se centra en las curvas.

Al llegar a una de ellas, cuando la rueda exterior apoya y la rueda interior empieza a recibir demasiada cantidad de par motor, el diferencial Autoblocante, como su propio nombre indica, se bloquea, mandando fuerza a la rueda con mayor peso sobre ella, mejorando la tracción e impidiendo que la interior gire sin control.

Los vehículos deportivos suelen estar equipados con este sistema.

Estos son algunos ejemplos de diferencial controlado o autoblocante:

Diferencial por viscoacoplador o Férugson

En este tipo de diferencial cada semieje está unido a un juego de discos especiales intercalados dentro de una carcasa hermética que contiene un fluido de gran viscosidad (normalmente, silicona). Cuando hay diferencia de giro entre los semiejes, el fluido se vuelve más viscoso y tiende a hacer solidarios los dos juegos de discos, igualando sus velocidades de giro y pudiendo transmitir hasta el cien por cien de la fuerza al eje con mayor adherencia.

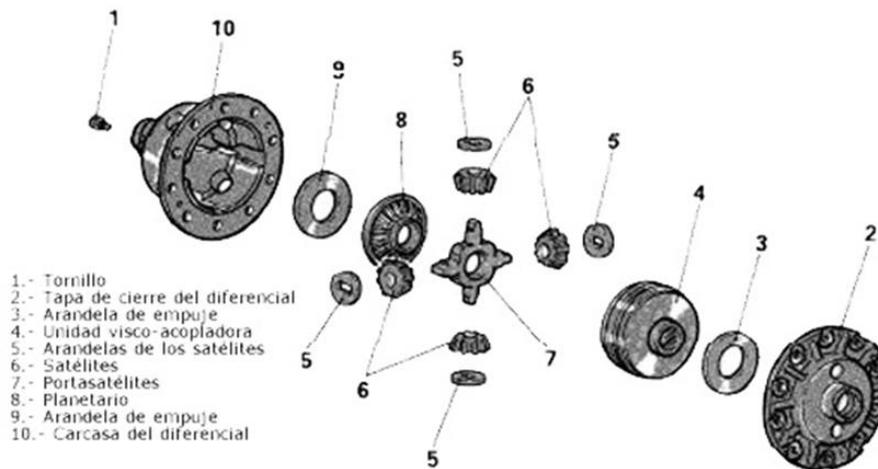


Figura 30. Diferencial por viscoacoplador o Ferguson

Diferencial por discos de fricción

Su funcionamiento se basa en la fricción mecánica. En este tipo de diferenciales, un conjunto de discos similares a los de un embrague, realizados en acero endurecido y funcionando con lubricantes especiales bloquean los dos semiejes o palieres de forma solidaria bajo determinadas condiciones de funcionamiento. La carga aplicada sobre los discos se consigue mediante dos métodos.

El primero es precargando los juegos de discos mediante un muelle helicoidal o una arandela Belleville escogidos para proporcionar un valor mínimo de par que haga que se rompa la barrera estática que mantiene los ejes solidarios.

La segunda, se consigue mediante un tallado de los dientes de los satélites especial, diseñado cuidadosamente para cargar los juegos de discos a medida que el par aumenta.

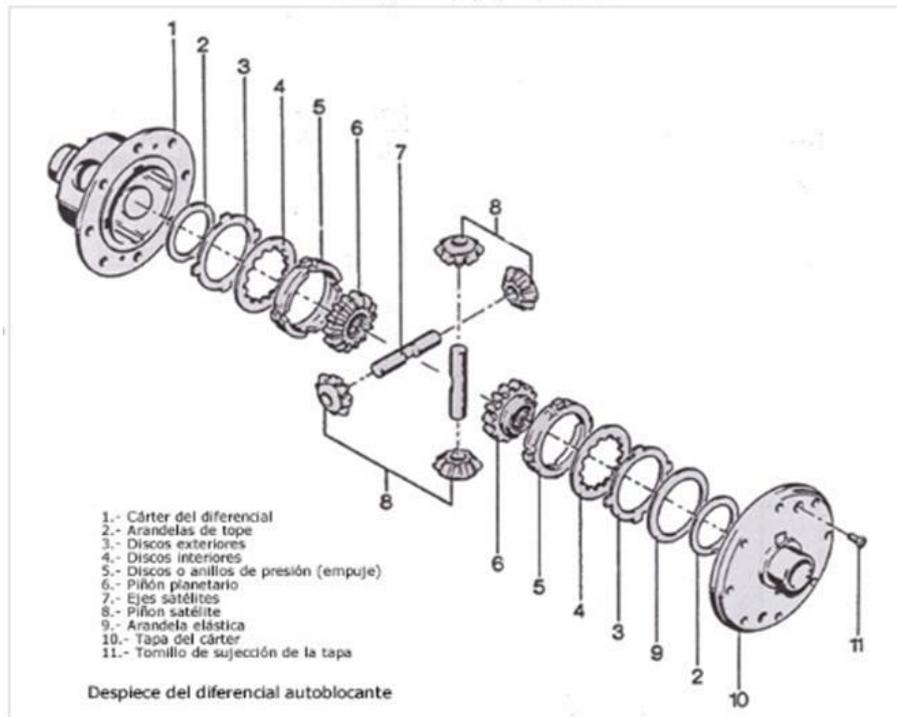


Figura 31. Diferencial por discos de fricción

Diferencial Torsen

Es un tipo de diferencial cuya peculiaridad radica en que reparte la fuerza que procede del motor a las ruedas de forma independiente a la velocidad rotatoria de cada uno de los dos semiejes de transmisión que parten de él.

En cualquier diferencial autoblocante, el reparto de fuerza entre los dos semiejes se realiza siempre de forma proporcional a su velocidad de giro, sin embargo, el diferencial Torsen puede repartir la fuerza del motor a cada semieje en función de la resistencia que oponga cada rueda al giro.

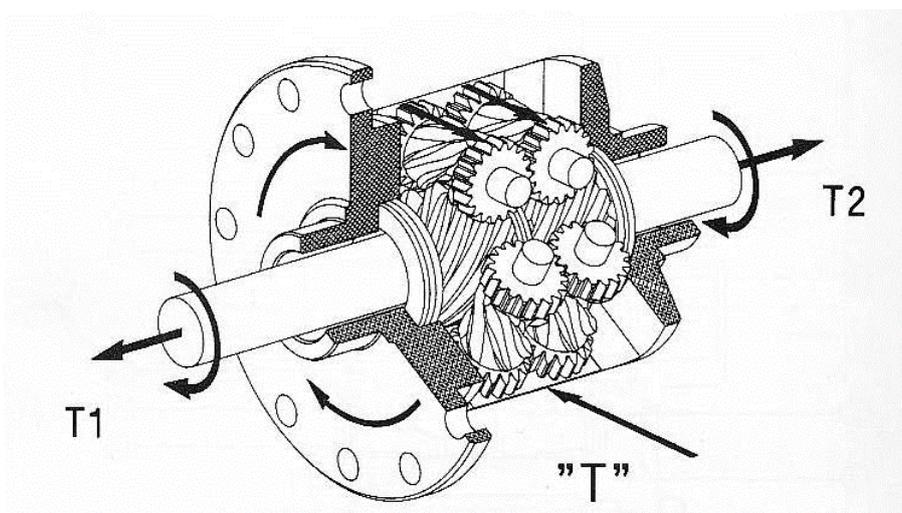


Figura 32. Esfuerzos en diferencial Torsen

Basa su funcionamiento en la combinación de una serie de engranajes convencionales y helicoidales. En concreto, se utilizan tres pares de ruedas helicoidales que engranan a través de

dientes rectos situados en sus extremos. Si se compara con un diferencial convencional, en un Torsen se sustituyen los satélites convencionales por tres pares de engranajes helicoidales, engranados dos a dos por piñones de dientes rectos en sus extremos. Los planetarios en este caso son tornillos sin fin, con los cuales engrana cada uno de los engranajes helicoidales.

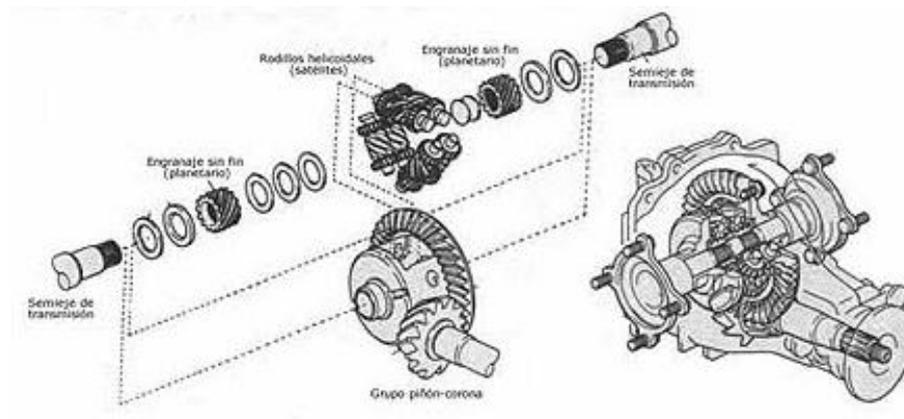


Figura 33. Diferencial Torsen

En curva los satélites giran sobre sus ejes acelerándose uno y frenándose otro para permitir la diferente velocidad de cada rueda. Si se genera el deslizamiento de una rueda los satélites helicoidales no pueden hacer girar más rápido al planetario, dada la disposición de tornillo sin fin. Como los satélites forman parejas, la reacción de uno frente al otro impide el giro del planetario cuando hay deslizamiento.

El tarado, o porcentaje de bloqueo, a partir de cual manda el par a la rueda que tiene mejor agarre se determina con el ángulo de la hélice helicoidal. Esto permite, disponer siempre del máximo par en la rueda que más agarre tiene, sin tener que llegar al deslizamiento en la rueda de menor agarre, y que este propicie el bloqueo del diferencial. Además, no sólo actúan en aceleración sino que también lo hacen en retención, es decir, el diferencial aporta más par de frenado (de retención) a la rueda izquierda o derecha dependiendo de cuál tenga más agarre y cuando el reparto de par a uno u otro lado llega a un cierto límite el diferencial se bloquea por completo. Dicho porcentaje de bloqueo (lo que habitualmente se denomina "tarado" del diferencial) suele ser distinto para aceleración y para retención.

2.7 Soluciones adoptadas

Una vez se conocen la amplia variedad de elementos que pueden formar el sistema de transmisión y las prestaciones que proporciona cada uno, es el momento de hacer una selección justificada de cada una de las elecciones tomadas.

2.7.1 Configuración automotriz

El sistema de transmisión a diseñar pertenece a un *Ford Sierra xR4i 2.8*, como ya se ha dicho en repetidas ocasiones. Este automóvil, al igual que la mayoría de estos modelos, tiene el motor dispuesto longitudinalmente en la parte frontal y la tracción en las ruedas del eje trasero. Por lo tanto, la configuración automotriz es la que se muestra en el apartado 2.6.1.2 *Motor delantero y tracción/propulsión trasera*.

La decisión de la configuración automotriz, por tanto, no estaba en las manos del creador del proyecto, pues el coche tiene desde un principio su propia configuración y no tendría ningún sentido cambiarla.

Finalmente, los elementos que van a formar el sistema de transmisión del *Ford Sierra xR4i 2.8* son los siguientes:

- Embrague
- Caja de cambio
- Árbol de transmisión
- Diferencial

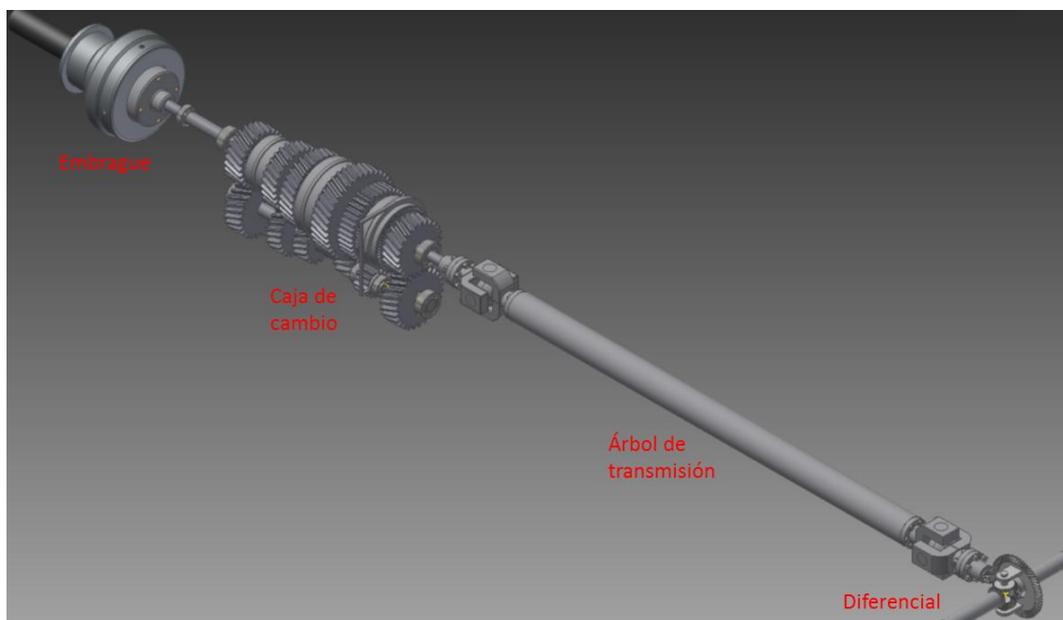


Figura 34. Configuración del sistema de transmisión

2.7.2 Embrague

Para el presente proyecto se ha seleccionado un embrague de fricción, concretamente un embrague monodisco. A continuación, las razones fundamentales que justifican la decisión tomada:

La elección de un embrague hidráulico no es válida, pues este actúa automáticamente, permitiendo que el motor transmita el par motor cuando llega a un determinado régimen de giro, y es un embrague específico para cajas de cambio automáticas.

El embrague electromagnético es una solución compleja y más costosa de la que se puede prescindir debido a que el par tursor a transmitir no es demasiado elevado. Además, presenta una instalación de equipos eléctricos y electrónicos que no encajan en la época (1982-1985) de fabricación de este automóvil.

En la época de su fabricación, todos los sistemas eran prácticamente mecánicos. Además, hoy en día el uso de embragues de disco de fricción está muy generalizado, lo que hace más sencillo y económico la adquisición de sus componentes.

Por lo tanto, queda bastante claro que el embrague más apropiado para esta transmisión es el que se expone en el apartado 2.6.2.1 *Embrague de fricción*.

En este proyecto, se han realizado los cálculos necesarios para el dimensionamiento del disco y para que este sea capaz de transmitir, con creces, el par tursor proveniente del motor. Ver documento 3, Cálculos, apartado 4.1 *Cálculo y dimensionamiento del embrague*.

Parámetro	Definición	Resultado	Resultado (S.I.)
R_e	Radio exterior	12,667 cm	0,12667 m
R_i	Radio interior	8,867 cm	0,08867 m
R'	Radio eficaz	10,767 cm	0,10767 m
S	Superficie total de rozamiento	514,15 cm ²	0,051415 m ²
p	Presión específica	1,98 kg/cm ²	1,9424 · 10 ⁻³ Pa
N	Fuerza normal	509 kg	4993,3 N
F_r	Fuerza de rozamiento	305,4 kg	2995,9 N
T	Fuerza de empuje del cojinete	80 kg	784,8 N
M_{trans}	Par transmisible	3300 kg · cm	323,73 N · m
$\frac{T}{q}$ ó $\frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d}$	Reducción en brazos de palancas	10/1	-
$\frac{N}{q}$ ó $\frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} \cdot \frac{m}{n}$	Reducción total	63,625/1	-

Tabla 2. Resumen de resultados en cálculo y dimensionamiento del embrague

Finalmente, Con las dimensiones del disco obtenidas para una correcta transmisión del par motor, se ha procedido a la elección de un embrague comercial, suministrado por la marca inglesa *National brake and clutch technology*, con el fin de facilitar las labores de diseño.

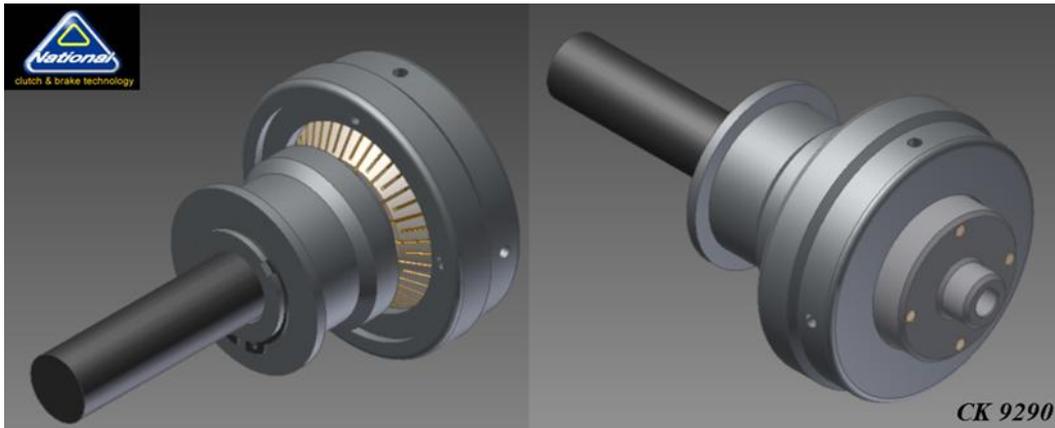


Figura 35. Embrague monodisco

2.7.3 Caja de cambio

Como la caja de cambios diseñada debe ir acorde con la configuración del sistema de transmisión, esta resulta ser una caja de cambio manual de tres ejes y cinco velocidades. Tal y como se ha explicado anteriormente en el apartado 2.6.3.1 *Clasificación de caja de cambio según ejes*, este tipo de caja es fundamentalmente para vehículo con motor delantero y tracción trasera, por lo que no quedada otra elección.

Plano del conjunto caja de cambio en documento 4, Planos, nº de plano: P01.

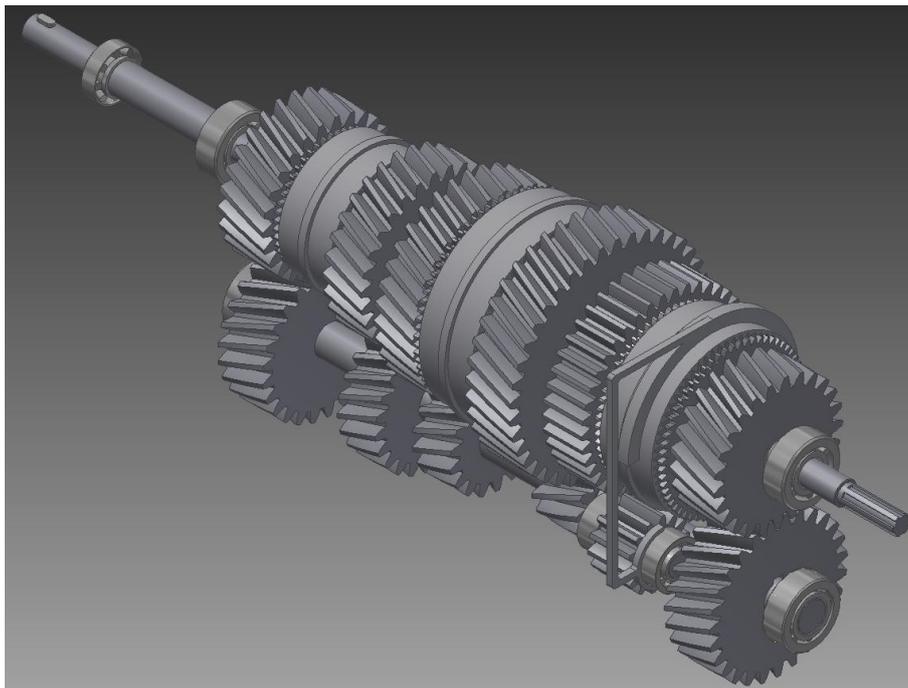


Figura 36. Caja de cambio de tres ejes y cinco velocidades

Todos los pasos que se han llevado a cabo para el diseño de la caja de cambio, residen en el documento 3, Cálculos, apartado 4.2 *Cálculo y dimensionamiento de la caja de cambio*.

Además, el despiece completo está expuesto en el documento 4, Planos.

De la ficha técnica del vehículo se obtuvieron los valores de los desarrollos del vehículo y a partir de ahí se calcularon las relaciones de transmisión que debían cumplir las marchas:

	Relaciones de transmisión
1 ^a	3,3
2 ^a	1,8
3 ^a	1,26
Engranaje de entrada	1
5 ^a	0,926
Marcha atrás	2,93

Tabla 3. Relaciones de transmisión

A partir de ahí, comenzó el cálculo, dimensionamiento y elección comercial de cada uno de los componentes de la caja.

2.7.3.1 Ejes

Mediante el código ASME se han predimensionado todos los ejes de la caja:

- Eje primario
- Eje intermedio
- Eje secundario
- Eje del piñón intercalado de marcha atrás

El diámetro obtenido mediante este método es el diámetro mínimo de cada sección del eje. Más adelante esos diámetros y el número de secciones diferentes cambian debido a que hay que encajar correctamente todos los componentes dispuestos sobre el eje, así como, ruedas, rodamiento, sincronizadores... Los nuevos diámetros nunca serán menores que los obtenidos mediante el código ASME. Además, como se puede apreciar en la *Figura 39*, se han añadido unas zonas estriadas al eje secundario, dónde irán colocados los sincronizadores.

Finalmente, esta es la forma que tienen los ejes que formarán parte de la caja:

Dimensiones del eje primario en documento 4, Planos, nº de plano: P02.

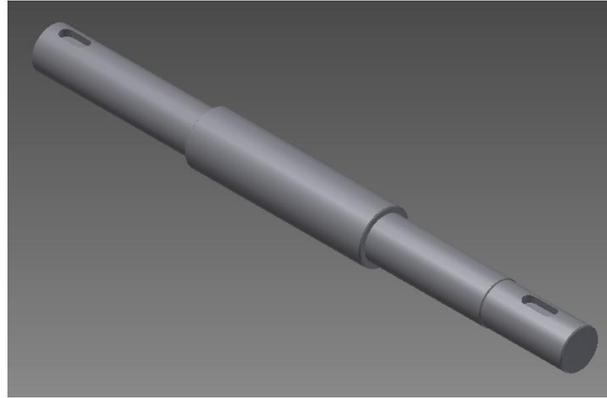


Figura 37. Eje primario

Dimensiones del eje intermedio en documento 4, Planos, nº de plano: P03.

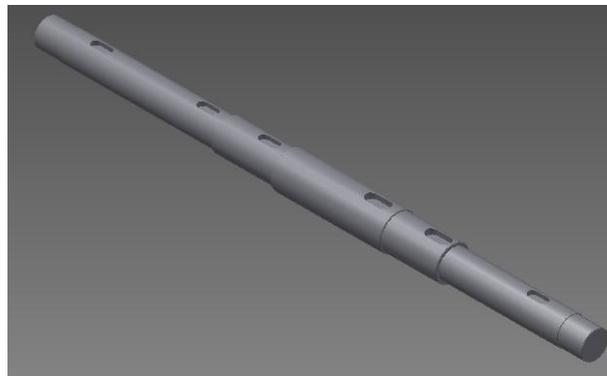


Figura 38. Eje intermedio

Dimensiones del eje secundario en documento 4, Planos, nº de plano: P05.

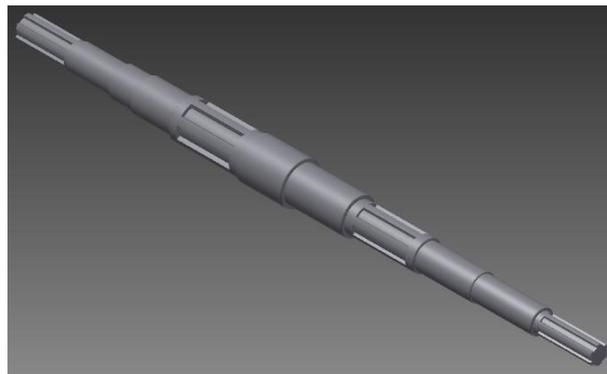


Figura 39. Eje secundario

Dimensiones del eje del piñón intercalado de marcha atrás en documento 4, Planos, nº de plano: P06.



Figura 40. Eje del piñón intercalado de marcha atrás

2.7.3.2 Engranajes

Tras calcular las relaciones de transmisión de la caja, comienza el dimensionamiento y las comprobaciones a resistencia de los engranajes.

Lo primero que hay que saber es el tipo de engranaje y el dentado que debe tener cada una de las ruedas: helicoidal o recto.

Como los ejes de la caja son paralelos, sin ninguna duda los engranajes diseñados deben ser cilíndricos.

Respecto al dentado de estos, los engranajes helicoidales permiten funcionar a mayor potencia y velocidad que los engranajes rectos debido a que los dientes engranan formando un ángulo agudo y, por eso, engranan más de un diente a la misma vez. Sin embargo, los engranajes rectos engranan formando un ángulo de 90° y no permiten que trabaje más de un diente.

Además, los trenes de engranajes rectos son mucho más ruidosos que lo helicoidales, de ahí el “zumbido” que se forma al dar marcha atrás con el coche.

Dicho esto, se han utilizado engranajes helicoidales para formar todas las marchas a excepción de la marcha atrás, la cual no necesita trabajar a tan altas velocidades. A parte de esto, la marcha atrás está formada por tres ruedas y al ser estas de dientes rectos es más difícil que se trasrosquen.

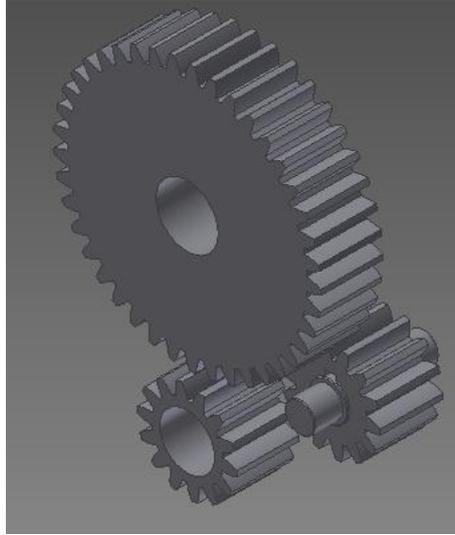


Figura 41. Ruedas de dientes rectos de marcha atrás

Una vez claras las características de los engranajes y sus relaciones de transmisión, se han calculado y comprobado los módulos (ecuación de *Striebeck*) y, con ellos, todos los parámetros necesarios de cada rueda:

			1ª	2ª	3ª	Eng. de entrada	5ª	MA
PIÑÓN	Nº de dientes	z	12	18	23	26	25	14
	Ángulo de hélice [°]	β	20°	20°	20°	20°	20°	0°
	Ángulo de ataque o presión [°]	α	20°	20°	20°	20°	20°	20°
	Módulo [mm]	m	4	4	4	4	4	3,5
	Factor de guiado [-]	ψ	10	10	10	10	10	10
	Ancho [mm]	$b = \psi \cdot m$	40	40	40	40	40	35
	Paso [mm]	$p = \pi \cdot m$	12,56	12,56	12,56	12,56	12,56	11
	Radio primitivo [mm]	$R = \frac{m \cdot z}{2 \cdot \cos\beta_a}$	25,54	38,31	48,95	55,33	53,21	24,5
	Addendum [mm]	$h_c = m$	4	4	4	4	4	3,5
	Holgura [mm]	$j = 0,25 \cdot m$	1	1	1	1	1	0,875
	Deddendum [mm]	$h_f = m + j$	5	5	5	5	5	4,375
	Altura del diente [mm]	$h = h_c + h_f$	9	9	9	9	9	7,875
	Espesor del diente [mm]	$s = \frac{p}{2}$	6,28	6,28	6,28	6,28	6,28	5,5
	Hueco entre dientes [mm]	$e = s$	6,28	6,28	6,28	6,28	6,28	5,5
	Radio de cabeza [mm]	$R_c = R + h_c$	29,54	42,31	52,95	59,33	57,21	28
Radio de fondo [mm]	$R_f = R - h_f$	20,54	33,31	43,95	50,33	48,21	20,125	
Radio de base [mm]	$R_b = R \cdot \cos\alpha$	24	36	46	52	50	23	

Tabla 4. Parámetros de los piñones

			1ª	2ª	3ª	Eng. de entrada	5ª	MA
CORONA	Nº de dientes	z'	40	34	29	26	27	41
	Ángulo de hélice [°]	β	20°	20°	20°	20°	20°	0°
	Ángulo de ataque o presión [°]	α	20°	20°	20°	20°	20°	20°
	Módulo [mm]	m	4	4	4	4	4	3,5
	Factor de guiado [-]	ψ	10	10	10	10	10	10
	Ancho [mm]	$b = \psi \cdot m$	40	40	40	40	40	35
	Paso [mm]	$p = \pi \cdot m$	12,56	12,56	12,56	12,56	12,56	11
	Radio primitivo [mm]	$R' = \frac{m}{2} \cdot \frac{z'}{\cos\beta_a}$	85,13	72,36	61,72	55,33	57,46	71,75
	Addendum [mm]	$h_c = m$	4	4	4	4	4	3,5
	Holgura [mm]	$j = 0,25 \cdot m$	1	1	1	1	1	0,875
	Deddendum [mm]	$h_f = m + j$	5	5	5	5	5	4,375
	Altura del diente [mm]	$h = h_c + h_f$	9	9	9	9	9	7,875
	Espesor del diente [mm]	$s = \frac{p}{2}$	6,28	6,28	6,28	6,28	6,28	5,5
	Hueco entre dientes [mm]	$e = s$	6,28	6,28	6,28	6,28	6,28	5,5
	Radio de cabeza [mm]	$R'_c = R' + h_c$	89,13	76,36	65,72	59,33	61,46	75,25
	Radio de fondo [mm]	$R'_f = R' - h_f$	80,13	67,36	56,72	50,33	52,46	67,375
Radio de base [mm]	$R'_b = R' \cdot \cos\alpha$	80	68	58	52	54	67,423	

Tabla 5. Parámetros de las coronas

Para más información sobre las dimensiones de las ruedas ver documento 4, Planos, nº de plano: P02, P03, P04, P05, P06 y P08.

2.7.3.3 Sincronizadores

Como ya se ha comentado, los sincronizadores actúan como una especie de embrague cónico, pero con un acoplamiento final a las ruedas dentadas soldadas a las ruedas locas del eje secundario.

La elección de un material con un coeficiente de fricción y una presión máxima elevados, $\mu_0 = 0,5$ y $p_{max} = 0,21 \text{ kg/mm}^2$ respectivamente, es clave para lograr que las dimensiones de la superficie de rozamiento cónica sea la menor posible.

Los sincronizadores se han diseñado para que tengan una capacidad de rozamiento que supere el par torsor proveniente de las ruedas locas a las que tienen que acoplarse. Para asegurarlo, se han diseñado de manera que constan de dos superficies de rozamiento:

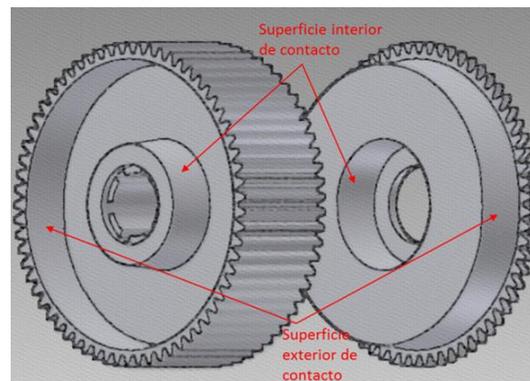


Figura 42. Superficies de rozamiento del sincronizador

Estos cálculos están basados en la fórmula de la capacidad de rozamiento de un embrague cónico, contando con dos superficies de rozamiento:

- Sincronizador de 4°/3ª (A): Par torsor a superar $\rightarrow T_3 = 27739,44 \text{ kg} \cdot \text{mm}$.

Superficie de rozamiento exterior:

$$\phi_i = 82 \text{ mm}, \quad \phi_e = 86 \text{ mm}, \quad \alpha_c = 6^\circ$$

Superficie de rozamiento interior:

$$\phi_i = 46 \text{ mm}, \quad \phi_e = 50 \text{ mm}, \quad \alpha_c = 6^\circ$$

Par torsor transmisible:

$$T_{roz,A} = 28704,8 \text{ kg} \cdot \text{mm} > T_3 = 27739,44 \text{ kg} \cdot \text{mm} \quad \checkmark$$

Dentado para el acoplamiento:

$$z = 48, \quad m = 2$$

- Sincronizador de 2ª/1ª (B): Par torsor a superar $\rightarrow T_1 = 73333,3 \text{ kg} \cdot \text{mm}$.

Superficie de rozamiento exterior:

$$\phi_i = 132 \text{ mm}, \quad \phi_e = 136 \text{ mm}, \quad \alpha_c = 6^\circ$$

Superficie de rozamiento interior:

$$\phi_i = 74 \text{ mm}, \quad \phi_e = 78 \text{ mm}, \quad \alpha_c = 6^\circ$$

Par torsor transmisible:

$$T_{roz,B} = 73567,2 \text{ kg} \cdot \text{mm} > T_1 = 73333,3 \text{ kg} \cdot \text{mm} \quad \checkmark$$

Dentado para el acoplamiento:

$$z = 73, \quad m = 2$$

- Sincronizador de MA/5ª (C): Par torsor a superar $\rightarrow T_{MA} = 64460 \text{ kg} \cdot \text{mm}$

Superficie de rozamiento exterior:

$$\phi_i = 110 \text{ mm}, \quad \phi_e = 114 \text{ mm}, \quad \alpha_c = 6^\circ$$

Superficie de rozamiento interior:

$$\phi_i = 88 \text{ mm}, \quad \phi_e = 92 \text{ mm}, \quad \alpha_c = 6^\circ$$

Par torsor transmisible:

$$T_{roz,C} = 65060,7 \text{ kg} \cdot \text{mm} > T_{MA} = 64460 \text{ kg} \cdot \text{mm} \quad \checkmark$$

Dentado para el acoplamiento:

$$z = 62, \quad m = 2$$

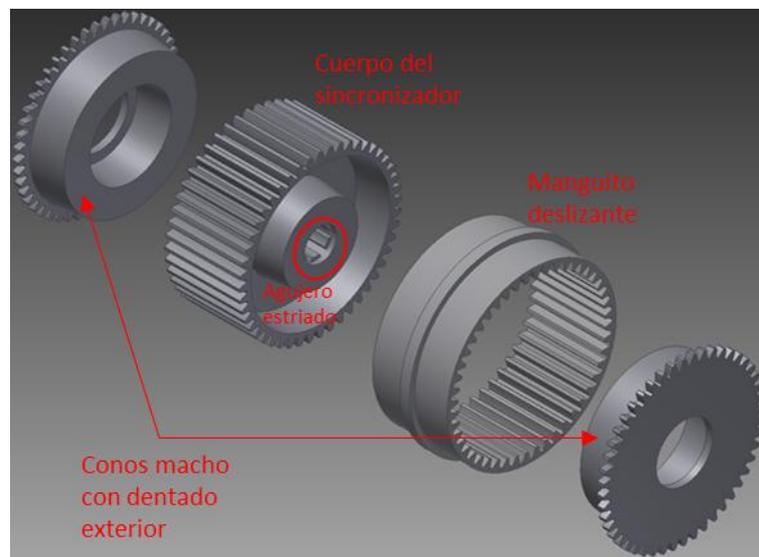


Figura 43. Sincronizador

El agujero estriado que se muestra en la *Figura 43* es el que sirve de conexión con la zona estriada del eje secundario. Gracias a esta conexión se transmite el movimiento al eje secundario a través de la rueda de la marcha seleccionada.

Para más detalles sobre dimensiones del sincronizador y las zonas estriadas, como siempre, ver documento 4, Planos, nº de plano: P02, P03, P04 y P07.

2.7.3.4 Rodamientos

Para la caja de cambios han sido necesarios tres tipos de rodamiento: de rodillos cónicos, de rodillos cilíndricos y de rodillos en aguja. El porqué de esta elección es muy sencilla:

Rodamiento de rodillos cónicos como apoyo de los ejes primario, intermedio y secundario. Han sido colocados dos en cada uno de los ejes biapoyados. Debido a que las ruedas tienen un dentado helicoidal, los apoyos sufren tanto cargas axiales como radiales y este tipo de rodamiento, además de la carga radial, es capaz de soportar la carga axial en una dirección.



Figura 44. Rodamiento de rodillos cónicos

Rodamiento de rodillos cilíndricos, capaces solo de soportar carga radial, en el eje del piñón intercalado de marcha atrás. Como ya es sabido, la marcha atrás está compuesta por ruedas con dentado recto y, por lo tanto, no generan una carga axial.



Figura 45. Rodamiento de rodillos cilíndricos

Para el pequeño espacio entre el cubo de las ruedas locas y el eje secundario: rodamiento de rodillos en aguja. Estos permiten el giro de la rueda loca sobre el engranaje sin crear fricción y, además, son muy adecuados para ensamblar por su pequeña anchura.



Figura 46. Rodamiento de rodillos en aguja

Estos rodamientos han sido calculados y seleccionados de forma que tuvieran una vida útil aceptable, aunque esta no haya sido muy elevada en algunos casos.

2.7.3.5 Chavetas

Para fijar los elementos al eje se han utilizado chavetas paralelas (Tipo A) en lugar de chavetas convencionales, pues así evitamos que se genere excentricidad.

Los lados de estas chavetas son las que soportarán la presión, en cambio, no lo hará en dirección radial. Además, Siempre tiene que haber un juego radial entre la chaveta paralela y la cara superior de la matadera del cubo.

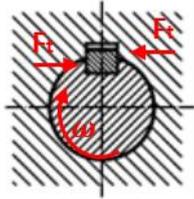


Figura 47. Corte Eje-Chaveta paralela-Cubo

El juego radial y los ajustes están normalizados en una tabla DIN 6885.

Las chavetas seleccionadas y comprobadas son las siguientes:

- Chavetas del eje primario:
 - Una para transmitir el giro del embrague al eje (a).
 - Otra para transmitir el giro del eje al engranaje de entrada (b).
- Chavetas del eje intermedio:
 - Seis para transmitir el giro del eje a una de las ruedas que forman cada marcha: Ruedas de entrada (c), 3ª (d), 2ª (e), 1ª (f), Marcha atrás (g) y 5ª (h).
- Chaveta del eje sobre el que se coloca el piñón intermedio de la marcha atrás (i).

Según los apuntes de Dibujo Técnico de tercer curso, la longitud de las chavetas debe ser como mínimo el diámetro de la sección del eje donde se ubica, siendo este valor multiplicado por 1,5 habitualmente. Sin embargo, no tendría sentido que la longitud de la chaveta fuese mayor que la anchura del engranaje que va a conectar.

Por eso, se ha escogido un valor intermedio: 32 mm de longitud.

De esta manera, las comprobaciones de fallo por cizallamiento y por aplastamiento han sido superadas con creces.

2.7.4 Árbol de transmisión

El árbol de transmisión instalado es muy sencillo, consta de un eje de transmisión, de un metro de longitud, y dos juntas cardan.

El eje se ha seleccionado en un prontuario de perfiles de acero. Este tiene un perfil de sección hueca circular de 60 mm de diámetro exterior y un espesor de 2 mm. Tras su elección se ha comprobado (código ASME) que sea capaz de transmitir todo el par torsor, proveniente de la caja de cambio, al diferencial sin rebasar su límite de fluencia. Además, también se ha hecho un estudio de las vibraciones para evitar, mediante un buen diseño, que en situaciones de trabajo normales el eje se encuentre cerca de la zona de resonancia.

Las juntas cardan se han seleccionado mediante catálogo comercial exigiendo que cumplan los siguientes requisitos:

Diámetro exterior del eje de transmisión $\rightarrow 60 \text{ mm}$

Velocidad máxima de rotación del eje de transmisión $\rightarrow \frac{6300 \text{ rpm}}{0,926} = 6800 \text{ rpm}$

Par máximo a transmitir $\rightarrow 216 \text{ N} \cdot \text{m} \times 3,3 = 720 \text{ N} \cdot \text{m}$

Elección: **Juntas universales DIN 7551 01.060.100**, esto es, una junta simple con acoplamiento mediante brida.

(Ver documento 3, Cálculos, apartado 3.3.5 *Elección de juntas cardan*)

Con todo, en la *Figura 48* se muestra la junta cardan facilitada por la empresa **TECNOPOWER transmisión y movimiento lineal**:

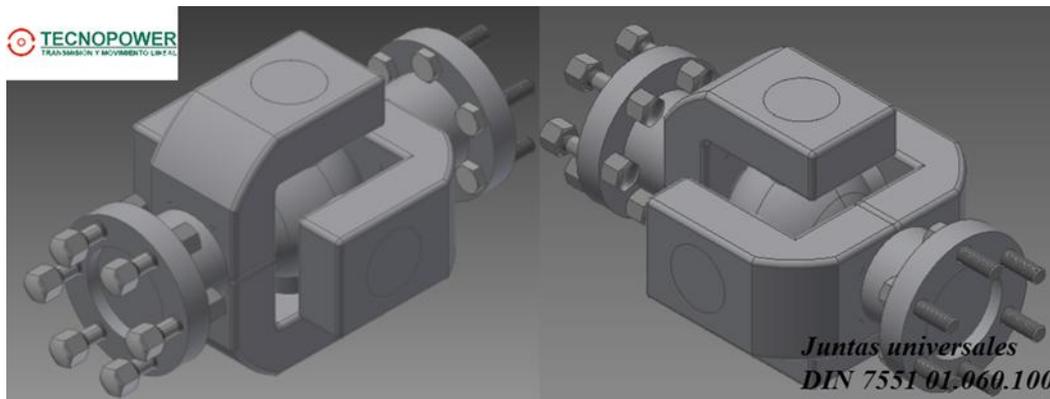


Figura 48. Junta cardan

2.7.5 Diferencial

Para el presente proyecto se ha seleccionado un diferencial convencional de entre todas las posibilidades mostradas en el apartado 2.6.5 *Diferencial*. A continuación, las razones fundamentales que justifican la decisión tomada:

El automóvil para el cual se diseña esta transmisión no está considerado como uno deportivo, pese a que no carezca de potencia. Sin embargo, carece de las prestaciones de los mismos y con un diferencial convencional cumpliría las expectativas.

Además, en su origen, este automóvil ha sido creado con sistemas mecánicos simples, prácticamente desde el primer elemento hasta el último. Por eso, diseñar e instalarle un diferencial controlado como puede ser el diferencial *Ferguson*, por discos de fricción o *Torsen* sería alejarse de lo que es la esencia de este automóvil.

Por no hablar del coste económico que supondría seleccionar uno de estos diferenciales. A estas alturas del proyecto y con el presupuesto tan ajustado supondría el riesgo de quedarse sin recursos económicos.

Finalmente, queda claro que el diferencial más apropiado para esta transmisión es el que se expone en el apartado 2.6.5.1 *Diferencial convencional*.

El requisito principal que debe cumplir este diferencial es el de respetar las relaciones de transmisión fijadas para él, tal y como se muestra en el apartado 3.4 *Elección del diferencial convencional*, dentro del documento 3, Cálculos.

Para acabar, se ha seleccionado un diferencial comercial. En la siguiente *Figura 49* se muestra el diferencial diseñado y fabricado por la empresa GRUPOS DIFERENCIALES SA:

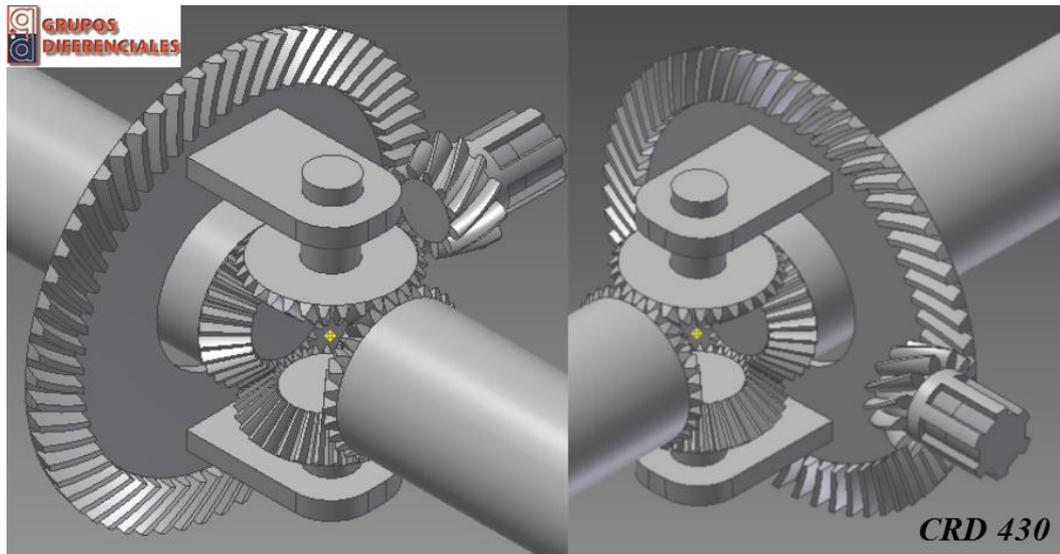


Figura 49. Diferencial convencional

2.8 Planificación

Una buena planificación de las acciones, de las reuniones y de los plazos de entrega es totalmente imprescindible si se quiere lograr una buena organización.

Sin embargo, en los proyectos de diseño y proyectos académicos la planificación se plantea de una forma más sencilla, basta con establecer acciones, objetivos, hitos, reuniones y fechas de entrega.

En algunos proyectos, en cambio, cuando las características y condiciones lo exigen suele darse un documento adicional en el cual la planificación queda plasmada. El cumplir con la planificación o no puede marcar la diferencia entre el éxito o el fracaso del proyecto.

El método más usado para la planificación de proyectos es el diagrama de Gantt, una útil herramienta gráfica cuyo objetivo es exponer el tiempo de dedicación previsto para diferentes tareas o actividades a lo largo de un tiempo total determinado.

Al inicio del proyecto se planteó un primer diagrama que debido a ciertos imprevistos no se pudo cumplir. Por aquel entonces, la fecha de entrega estaba fijada para la convocatoria de Junio:

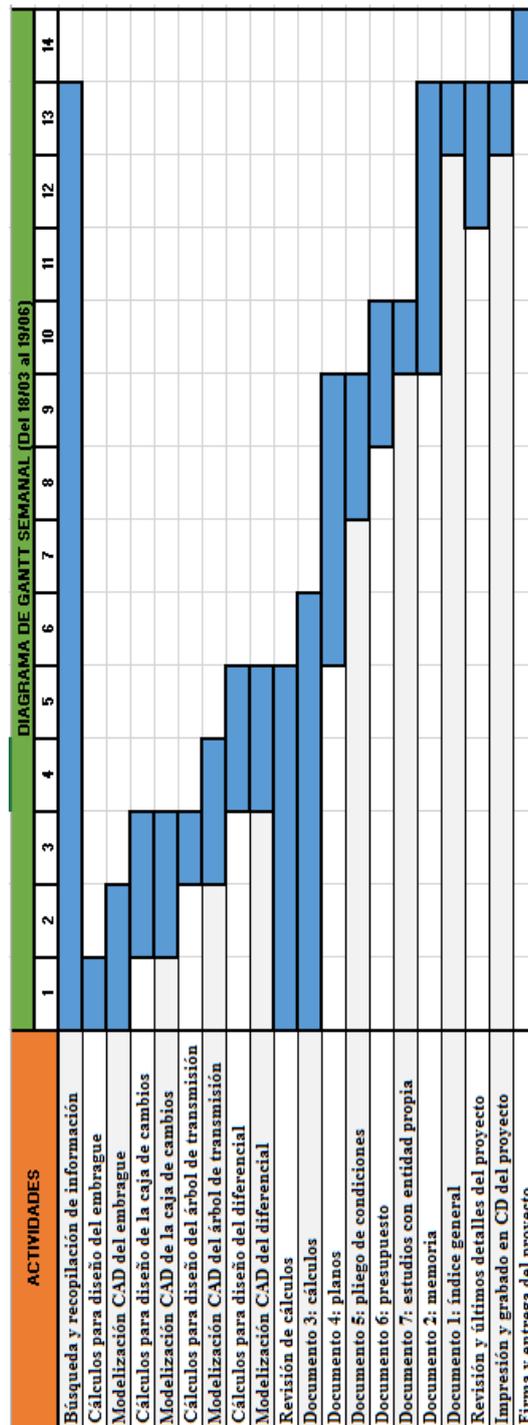


Figura 50. Diagrama de Gantt, convocatoria de Junio

Finalmente, cuando corrió la convocatoria prevista se planteó un segundo y último diagrama que, esta vez, sí iba a ser cumplido:

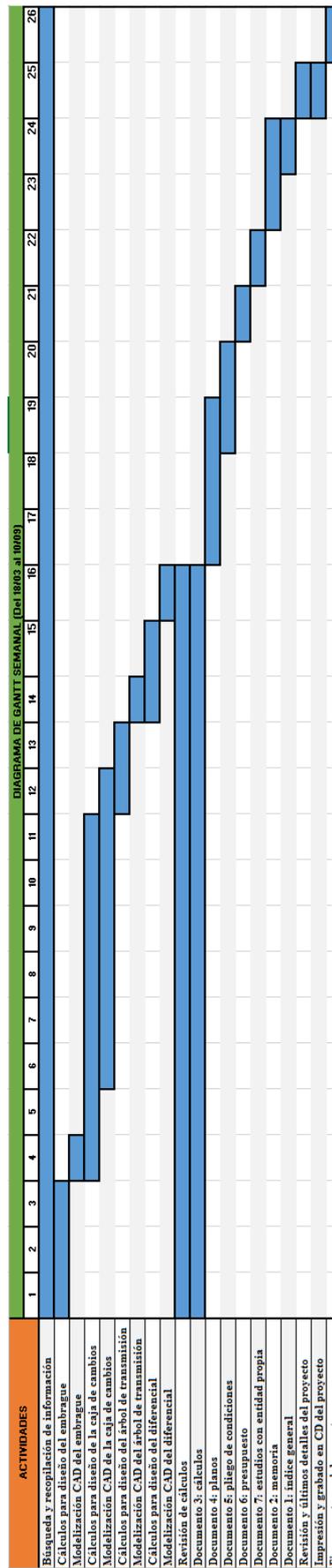


Figura 51. Diagrama de Gantt, convocatoria de Septiembre

2.9 Coste del proyecto

PRESUPUESTO TOTAL: 3257,00 €

El valor del presupuesto de ejecución es: tres mil doscientos cincuenta y siete €