

ÍNDICE MEMORIA

Capítulo 1. Definición del proyecto.....	4
1.1. Objetivo	4
1.2. Ámbito del proyecto	6
1.3. Antecedentes	7
1.3.1. <i>La caja de cambios. Definición y evolución</i>	7
1.3.2. <i>Cajas de cambios manuales, mecánicas o sincrónicas</i>	9
1.3.3. <i>Cajas de cambios automáticas o hidromáticas</i>	11
1.4. Justificación	13
1.5. Alcance	14
Capítulo 2. Constitución	15
2.1. Ejes.....	15
2.1.1. <i>Árbol primario</i>	16
2.1.2. <i>Árboles secundarios</i>	16
2.1.3. <i>Eje de marcha atrás</i>	17
2.2. Engranajes.....	18
2.3. Resumen de elementos.....	20
2.4. Configuración de las marchas	21
2.5. Movimiento de los ejes	23
2.6. Mecanismos de sincronización	23
2.7. Mecanismo selector	24
Capítulo 3. Especificaciones básicas	25
3.1. Especificaciones técnicas.....	25
3.1.1. <i>Relaciones de transmisión</i>	25
3.2. Condiciones de funcionamiento.....	27
3.3. Número de marchas	27

Capítulo 4. Condiciones de diseño	33
4.1. Cálculo de desplazamientos.....	35
4.2. Factor de seguridad.....	35
4.3. Dentado de los engranajes	36
4.3.1. <i>Parámetros de generación</i>	36
4.3.2. <i>Datos de funcionamiento</i>	37
4.4. Distribución de la caja de cambios	40
4.5. Distribución de los ejes.....	42
Capítulo 5. Condiciones de resistencia	44
5.1. Esfuerzos en los ejes	44
5.1.1. <i>Esfuerzos a cortante</i>	45
5.1.2. <i>Esfuerzos normales</i>	46
5.1.3. <i>Flector</i>	46
5.1.4. <i>Normal</i>	47
5.1.5. <i>Tensiones principales</i>	47
5.1.6. <i>Tensión equivalente</i>	47
5.1.7. <i>Resistencia a fatiga</i>	48
5.2. Esfuerzos en los apoyos	48
5.3. Esfuerzos en los dientes de los engranajes	49
5.3.1. <i>Tensión de trabajo generada sobre el diente</i>	49
5.3.2. <i>Rueda del engranaje más débil</i>	52
5.3.3. <i>Tensión dinámica admisible (σ'_{adm})</i>	53
5.3.4. <i>Anchura necesaria del diente (b)</i>	53
5.3.5. <i>Resistencia al desgaste del diente</i>	53
5.3.6. <i>Resistencia mínima a la fatiga del diente</i>	55
5.3.7. <i>Condiciones de resistencia del diente</i>	56

5.3.8. <i>Factor de divergencia de carga</i>	56
5.4. Esfuerzos en los sincronizadores	57
5.5. Estriados.....	58
5.6. Dientes del sincronizador.....	59
5.7. Rodamientos	61
5.7.1. <i>Cálculo resistente</i>	61
5.7.2. <i>Selección de los rodamientos</i>	63
Capítulo 6. Hipótesis de carga	64
6.1. Carga máxima	64
6.2. Escenarios	64
6.3. Esfuerzos sobre los ejes	65
6.4. Construcción de los diagramas de esfuerzos máximos.....	67
Capítulo 7. tallado de las ruedas	69
Capítulo 8. Pliego de condiciones	71
8.1. Herramientas utilizadas.....	71
8.2. Materiales.....	72
8.2.1. <i>Acero</i>	72
8.2.2. <i>Níquel</i>	77
8.2.3. <i>Cromo</i>	78
8.3. Procesos de fabricación	78
8.3.1. <i>Acero aleado al cromo-níquel F-1252</i>	78
8.3.2. <i>Fabricación de los engranajes</i>	80
8.3.3. <i>Chaflanado y redondeado de dientes</i>	81
8.3.4. <i>Tratamiento térmico de los engranajes</i>	81
8.4. Elementos que conforman la caja de cambios	82
8.5. Elementos complementarios	84

8.5.1.	<i>Rodamientos</i>	84
8.5.2.	<i>Circlips</i>	84
8.5.3.	<i>Muelles</i>	85
Capítulo 9. Presupuesto		86
Capítulo 10. Conclusiones		89
10.1.	Conclusiones.....	89
10.2.	Propuestas de mejora	90
10.3.	Mejoras en el diseño.....	90
10.4.	Factor de seguridad.....	91
10.4.1.	<i>Dentado</i>	91
10.4.2.	<i>Estriados</i>	92
10.4.3.	<i>Sincronizadores</i>	92
10.4.4.	<i>Ejes</i>	92
10.5.	Observaciones.....	93
10.5.1.	<i>Objetivos</i>	93
Capítulo 11. Agradecimientos		95
Capítulo 12. Bibliografía		97
12.1.	Volúmenes	97
12.2.	Normativa consultada	97
12.3.	Enlaces Web	98
12.3.1.	<i>Wikipedia</i>	98
12.3.2.	<i>UPC Commons</i>	98
12.3.3.	<i>Rincón del Vago</i>	98
12.3.4.	<i>Escuela Técnico Profesional: Fundación Universidad de Atacama</i>	98
12.3.5.	<i>Universidad Tecnológica de Pereira</i>	99
12.3.6.	<i>Grupo Trateriber</i>	99

12.3.7.	<i>Blogspot</i>	99
12.3.8.	<i>Asociación Española de Normalización y Certificación</i>	99
12.4.	Bibliografía de imágenes	99
12.4.1.	<i>sobrecoches.com</i>	99
12.4.2.	<i>Wikipedia</i>	99
12.4.3.	<i>Diariomotor.com</i>	99
12.4.4.	<i>Rincón del vago</i>	100

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Ilustración 1 Caja de velocidades diseñada por Leonardo Da Vinci.....	7
Ilustración 2 Seat 600	8
Ilustración 3 Fiat 500.....	8
Ilustración 4 Caja de cambios manual.....	9
Ilustración 5 Palanca de cambios manual.....	10
Ilustración 6 Esquema del embrague.....	10
Ilustración 7 Esquema de un disco de embrague.....	11
Ilustración 8 Sección de una caja de cambios automática.....	11
Ilustración 9 Despiece del eje primario	16
Ilustración 10 Despiece de los ejes secundarios.....	17
Ilustración 11 Esquema de la caja de cambios en su posición final, con los dobles ataques coloreados.....	19
Ilustración 12 Esquemas de flujo de par para las diferentes marchas engranadas	22
Ilustración 13 VW Golf y Scirocco. Ambos son los modelos en los que se montará la caja...34	
Ilustración 14 Distribución de la caja de cambios.....	40
Ilustración 15. Posición de cada elemento a partir del apoyo derecho de cada eje	42
Ilustración 16 Croquis de distribución de los ejes.....	42
Ilustración 17 Esquema de la descomposición de fuerzas en un engranaje helicoidal.....	45
Ilustración 18. Ángulos de incidencia de esfuerzos de los distintos ejes sobre EP.....	66
Ilustración 19 Sistema ortogonal de fuerzas sobre EP	66
Ilustración 20 Diagrama de esfuerzos cortantes máximos para el eje EP	68
Ilustración 21 Diagrama bidimensional de esfuerzos cortantes máximos para el eje EP.....	68
Ilustración 23 Eje de una caja de cambios con el rodamiento (1) y los circlips (9 y 11).....	85

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Comparativa entre caja de cambios manual y automática.....	12
Tabla 2 Transmisión del movimiento en cada marcha.....	21
Tabla 3 Relaciones de transmisión y planteamientos.....	26
Tabla 4 Relaciones de transmisión de los engranajes.....	31
Tabla 5 Relaciones de transmisión de los ejes con la corona diferencial.....	31
Tabla 6 Relaciones de transmisión finales.....	31
Tabla 7 Relación de ruedas con su número de dientes.....	32
Tabla 8 Relación de engranajes con sus módulos aparentes, normalizados y diámetros primitivos.....	39
Tabla 9 Distancias entre ejes.....	39
Tabla 10 Datos de los piñones y la rueda de la salida de par hacia el diferencial.....	39
Tabla 11 Distancias entre los ejes de las ruedas de la tabla anterior.....	39
Tabla 12 Factores de forma de Lewis para ruedas helicoidales.....	52
Tabla 13 Cd en función de b.....	56
Tabla 14 Par y fuerzas máximas para cada eje.....	69
Tabla 15 Relación de esfuerzos sobre las ruedas que más sufren de cada eje.....	70
Tabla 16. Par y fuerza tangente de sobre las ruedas D1 y D2.....	70
Tabla 17 Relación de esfuerzos sobre las ruedas D1 y D2.....	70
Tabla 18 Características mecánicas de diversas aleaciones.....	79
Tabla 19 Tensión admisible y dureza de aleaciones.....	80
Tabla 20. Presupuesto de coste del prototipo inicial.....	88
Tabla 21 Factores de seguridad del dentado de los engranajes.....	92
Tabla 22. Factores de seguridad del estriado de los ejes.....	92
Tabla 23 Factores de seguridad del dentado de los sincronizadores.....	92
Tabla 24. Factores de seguridad para cada sección de diseño de los ejes.....	93

SIMBOLOGÍA

a: paso circular

A: área; constante que simplifica la ecuación de la carga dinámica

A; B; C; D: distancia entre ruedas y piñones

a_c : paso circunferencial de la rueda

b: ancho de la rueda; anchura del diente; anchura de la estría

C: coeficiente de deformación de Buckingham; capacidad de carga dinámica del rodamiento; campo de marcha

Cd: coeficiente de divergencia de carga

cm: centímetro

CNC: central de control numérico

d: distancia; diámetro

e: error cometido en el mecanizado del diente

E: elasticidad del motor; Eje

e_B : espesor de base

E_p : módulo de elasticidad del piñón (kp/cm^2)

E_r : módulo de elasticidad de la rueda (kp/cm^2)

F: Fuerza ejercida sobre el diente

F_a : Fuerza axial

F_d : carga dinámica que actúa sobre el diente

F_f : carga admisible a fatiga

f_L : factor de vida del rodamiento

f_n : factor de velocidad

F_n : Fuerza de flexión transversal

FPM: Fuerza que vence la pendiente máxima

F_r : Fuerza radial

f_r : coeficiente de fricción con el asfalto

FS: Factor de Seguridad

F_t : Fuerza tangencial

F_x : Fuerza axial de transmisión

F_w : carga admisible al desgaste del diente

h : ancho de diseño impuesto; altura de la estría

HB: dureza Brinell

i : relación de transmisión

I_b : Momento de inercia

kg: Kilogramo

kp: Kilopondio

kW: Kilovatio

ltr; l: litro

l : longitud del estriado

l_{eq} : vida deseada del rodamiento a fatiga, en 10^6 revoluciones

m: metro

M: momento de rotación aplicado

min: minuto

mm: milímetro

m_n : módulo normal

M_f : Momento flector

MPa: Megapascal

M_t : Par transmitido por el eje

n : velocidad de giro; número de estrías

Nm: Newton por metro

P: piñón; potencia de transmisión aplicada; carga dinámica que soporta el rodamiento

p : exponente de duración del rodamiento

P_B : paso de base

P_c : presión de contacto entre dientes

P_{max} : valor de la fuerza que soporta con el motor girando a 4500rpm

P_{min} : valor de la fuerza que soporta con el motor girando a ralentí

P_P : paso primitivo

P_r : carga radial que soporta el rodamiento

P_a : carga axial que soporta el rodamiento

Q : factor característico del número de dientes del engranaje

r : radio primitivo de la rueda

R : Radio de la rueda; Radio primitivo; Rueda

R_{ap} : Radio de apuntamiento

R_B : Radio de base

R_d : Radio primitivo de diseño

R_f : Radio de fondo

rpm: Revoluciones por minuto

s_{adm} : tensión nominal admisible del material

X: factor de carga radial

x^{ent} : parte entera del número x

y: factor de forma de Lewis

Y: factor de carga axial

z: número de dientes

z_p : número de dientes del piñón

z_r : número de dientes de la rueda

z_v : número virtual de dientes de la rueda

RESUMEN

El siguiente proyecto está destinado a la elaboración del diseño de una caja de cambios manual de seis velocidades, tanto desde el punto de vista resistente como de funcionamiento.

Para el desarrollo del mismo, se ha diseñado una caja de cambios de seis velocidades, concretamente el modelo VAG 02M, utilizada en modelos como el Volkswagen Golf o el Scirocco.

El diseño se ha realizado partiendo del modelo elaborado por Volkswagen, sin aplicar cambios a su diseño, ya que el objetivo de dicho proyecto es el estudio de su comportamiento y su respuesta resistente, no su optimización o la mejora de sus prestaciones.

No obstante, se tendrán en cuenta factores económicos. Este proyecto intentará reducir los costes aplicando materiales que no sacrifiquen prestaciones pero que sean más económicos.

El diseño se validará mecánicamente mediante programas de simulación sometándolo a los esfuerzos apropiados y comprobando su correcto funcionamiento mediante simulaciones.

Finalmente se expondrán en un último apartado las conclusiones extraídas de la realización de dicho proyecto y las posibles mejoras que se podrían aplicar al diseño.

RESUM

El següent projecte està destinat a l'elaboració del disseny d'una caixa de canvis de sis velocitats, tant des del punt de vista resistent como de funcionament.

Per al desenvolupament del mateix, s'ha dissenyat una caixa de canvis de sis velocitats, concretament el model VAG 02M, utilitzada en models com el Volkswagen Golf o el Scirocco.

El disseny s'ha realitzat partint del model elaborat per Volkswagen, sense aplicar canvis al seu disseny, ja que l'objectiu d'aquest projecte és l'estudi del seu comportament i la seva resposta resistent, no la seva optimització o la millora de les seves prestacions.

No obstant, es tindran en compte factors econòmics. Aquest projecte intentarà reduir el costos aplicant materials que no sacrificuin prestacions però que siguin més econòmics.

El disseny es validarà mecànicament mitjançant programes de simulació sotmetent-lo als esforços apropiats i comprovant el seu correcte funcionament mitjançant simulacions.

Finalment s'exposaran en un últim apartat les conclusions extretes de la realització d'aquest projecte i les possibles millores que es podrien aplicar al seu disseny.

ABSTRACT

The following project is destined to the elaboration of the design of a six gears gearbox. The design will be validated from the point of view of strength and also the point of view of operation.

For the development of this project, a six gears gearbox has been designed, specifically, the model VAG 02M, used in models like VolksWagen Golf or Scirocco.

The design has been elaborated using the original model manufactured by VolksWagen, without applying any changes to its design. The objective of this project is the study of the behaviour of this gearbox and its strength, not the optimization or the improvement of its performance.

However, economic factors will be considered. This project will try to reduce the costs apply

The design will be mechanically validated using simulation programs. There will be applied the appropriated forces to the gearbox and its correct work will be checked using simulations.

Finally, in a last topic, there will be detailed the conclusions extracted of this project and possible improvements that could be applied to the design.

CAPÍTULO 1.

DEFINICIÓN DEL

PROYECTO

1.1. Objetivo

El objetivo del presente proyecto es profundizar en el diseño y funcionamiento de un elemento decisivo del automóvil, la caja de cambios.

La composición de la caja de cambios puede darle a un mismo vehículo un carácter más deportivo, más capacidad de remolque, o un tacto más suave y cómodo de conducir, todo ello montando el mismo motor.

Para lograr que los automóviles modernos satisfagan las crecientes exigencias en lo referente a confort, compatibilidad medioambiental y conducción deportiva, es necesario realizar un desarrollo más profundo de las transmisiones de los vehículos. Una mayor cantidad de marchas ofrece una suavidad de funcionamiento mayor y permite una mejor adaptación a las características de los diferentes motores, contribuyendo también, gracias a un uso más eficaz del par suministrado, a la reducción de las emisiones del vehículo. Es por ello que creemos conveniente centrar nuestra atención en la caja de cambios.

Concretamente se diseñará una caja de cambios manual de seis velocidades, el modelo VAG02M, desarrollado por VolksWagen y utilizado en modelos como el VolksWagen Golf y el VolksWagen Scirocco.

El fin de este proyecto es diseñar dicha caja de cambios siguiendo el modelo desarrollado por la marca alemana, evaluar su respuesta a diferentes solicitudes y conseguir su correcto funcionamiento.

En los primeros capítulos, se explicarán los componentes básicos de la caja así como otros conceptos necesarios para el correcto entendimiento e interpretación del lector. Así mismo, también se incluirán las formulaciones pertinentes para el desarrollo de dicho proyecto.

Se expondrán también los materiales empleados para su fabricación y los motivos que llevan a la elección de los mismos así como los costes de realización del proyecto.

1.2. **Ámbito del proyecto**

El objeto de estudio del proyecto estará destinado a turismos del sector particular.

Han de estudiarse las distintas normativas vigentes en cada país en donde se ha de comercializar el producto, referentes a la fabricación de los elementos de las cajas de cambios y a su posterior ensamblaje.

El modelo estudiado en este proyecto es la caja de cambios VAG 02M desarrollada por Volkswagen y se aplica en modelos como el Golf y el Scirocco, pero, por supuesto, podría utilizarse en otros modelos del mismo sector de otras marcas.

1.3. Antecedentes

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

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

1.3.1. La caja de cambios. Definición y evolución

El motor desarrolla su fuerza dentro de una gama de régimen limitada. Por otra parte, el conductor ha de poder regular la marcha del automóvil en una amplia gama de velocidades, desde el arranque hasta la velocidad máxima. La caja de cambios permite seleccionar diferentes marchas para adaptar el régimen del motor a la velocidad del vehículo y a las diferentes circunstancias. Los orígenes de la caja de cambios se remontan a varios siglos atrás. Leonardo da Vinci llegó a diseñar en sus tiempos lo que sería el precursor de las cajas de cambios de los modernos coches. Imbuido por la fiebre del desarrollo industrial que fomentaba Ludovico el Moro, Leonardo da Vinci diseñó un cambio de velocidad compuesto por dos piezas, una cilíndrica y otra cónica que mediante una serie de engranajes convertía el mecanismo en un cambio de velocidades.



Ilustración 1 Caja de velocidades diseñada por Leonardo Da Vinci

Las cajas de cambio manuales, por su parte, llevan existiendo en el automóvil por más de un siglo.

Hasta que las primeras cajas de cambio automáticas no se empezaron a popularizar en EEUU durante los años 40, todo el mundo que quisiera conducir un coche tenía que controlar bien los tres pedales. De hecho, en aquella época las cajas de cambio no estaban sincronizadas, por lo que la técnica del doble embrague, que consiste en igualar las revoluciones por minuto del motor y la caja de cambios, era necesaria para poder cambiar de marcha.

Las primeras cajas manuales sincronizadas se montaron en los años 50 y uno de los primeros coches en estrenarlas fue el Porsche 356.

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

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



Ilustración 3 Fiat 500



Ilustración 2 Seat 600

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

El valor residual en EEUU de los coches manuales ha caído exponencialmente los últimos años. Muchos concesionarios de ocasión ni los quieren, ya que tienen una difícil salida comercial.

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

Las debilidades de los automáticos con convertidor de par (tradicionales) van quedando cada vez más solapadas. El habitual mayor gasto de combustible y frenos con respecto a los manuales tiende a desaparecer. La reciente irrupción en el mercado de las cajas de cambio CMP (Cambio Manual Pilotado) ha sido uno de los factores que más ha contribuido a la automatización creciente del parque móvil. No son automáticas tradicionales, sino manuales con actuación automática del embrague.

Combinan lo mejor de ambos mundos, son eficientes en el consumo de combustible, tan cómodas como las automáticas y aprovechan tan bien el freno motor como un manual. Para una mayor sensación de control, algunos fabricantes brindan la opción de seleccionar de manera secuencial las marchas, incluso con levas tras el volante. Su evolución han sido las cajas de cambios de doble embrague, extremadamente rápidas y eficaces, con consumos de combustible muchas veces menores que sus homólogos manuales.

La sensación de control por parte del conductor es muy elevada, e incluso fabricantes de deportivos puros como Porsche han empezado a ofrecerlas, con resultados óptimos en el campo prestacional.

1.3.2. Cajas de cambios manuales, mecánicas o sincrónicas

Las cajas mecánicas son aquellas compuestas de elementos estructurales, funcionales y rodamientos entre otros de tipo mecánico.

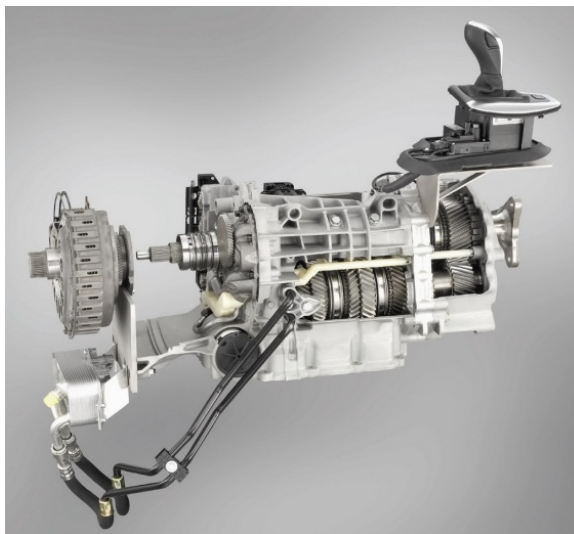


Ilustración 4 Caja de cambios manual

En este tipo de cajas, la selección de las diferentes velocidades se realiza mediante mando mecánico, aunque éste puede estar automatizado.



Ilustración 5 Palanca de cambios manual

Los elementos sometidos a rozamiento están lubricados mediante baño de aceite en el cárter, aislados del exterior mediante juntas que garantizan la estanqueidad.

Los acoplamientos en el interior se realizan mediante mecanismos compuestos de balancines y ejes guiados por cojinetes. El accionamiento de los mecanismos internos desde el exterior de la caja, realizado por el conductor, se realiza mediante cables flexibles no alargables o varillas rígidas.

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

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

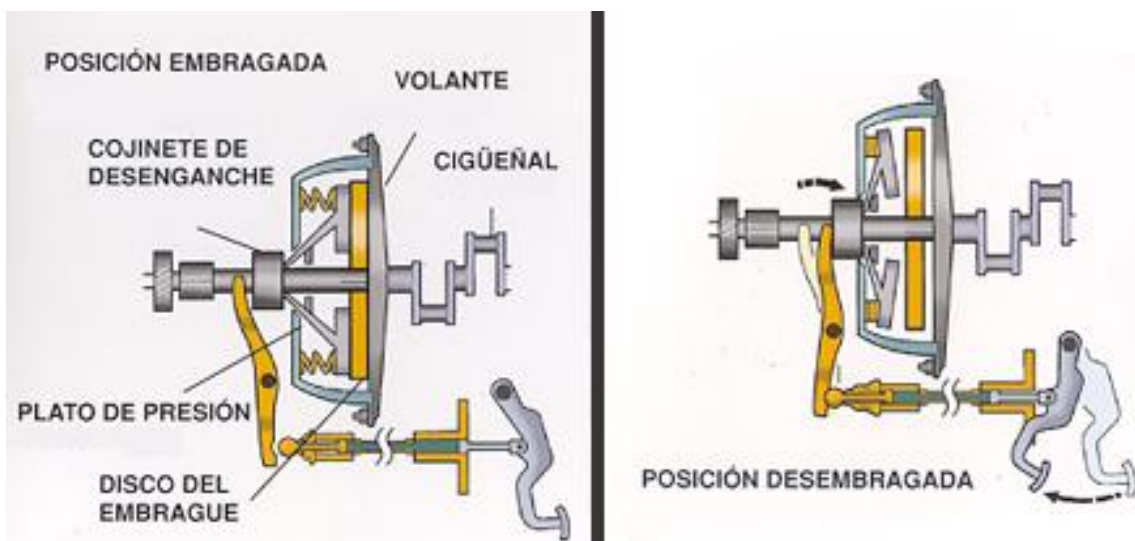


Ilustración 6 Esquema del embrague

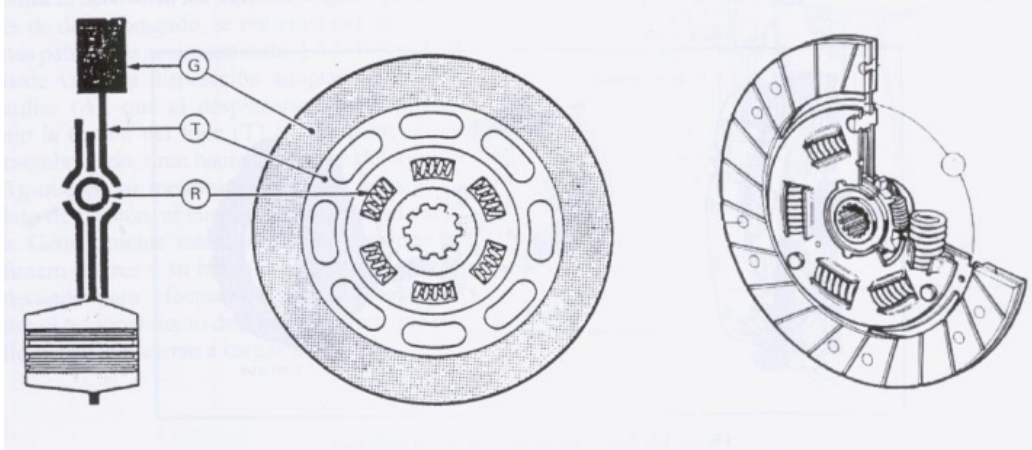


Ilustración 7 Esquema de un disco de embrague

1.3.3. Cajas de cambios automáticas o hidromáticas

La caja automática es un sistema que, de manera autónoma, determina la mejor relación entre los diferentes elementos, como la potencia del motor, la velocidad del vehículo, la presión sobre el acelerador y la resistencia a la marcha, entre otros. Se trata de un dispositivo electro hidráulico que determina los cambios de velocidad; en el caso de las cajas de última generación, el control lo realiza un calculador electrónico.

Mientras que la caja de cambios manual se compone de pares de engranajes cilíndricos, la caja automática funciona con trenes epicicloidales en serie o paralelo que conforman las distintas relaciones de transmisión.

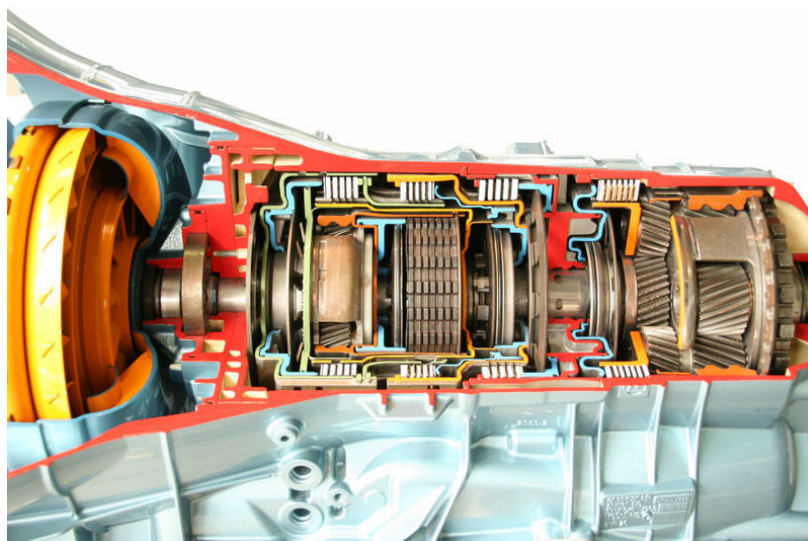


Ilustración 8 Sección de una caja de cambios automática

DISEÑO DE UNA CAJA DE CAMBIOS DE SEIS MARCHAS

PFC2

Tipo	Ventajas	Desventajas
De trenes epicycloidales	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Comodidades ▪ Alto poder de tracción ▪ Economía de mantenimiento 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Peso elevado ▪ Bajo rendimiento mecánico
Pilotada	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Cambios muy rápidos ▪ Durabilidad mecánica ▪ Alto rendimiento mecánico 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Brusquedad en cambios rápidos
Doble embrague	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Cambios casi instantáneos 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Elevado peso y complejidad mecánica respecto de una caja pilotada convencional
Variador continuo	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Suavidad ▪ Infinitas relaciones de transmisión en un rango muy amplio 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Par de transmisión limitado

Tabla 1 Comparativa entre caja de cambios manual y automática

1.4. Justificación

El diseño de una caja de cambios funcional y económicamente competente es un proceso largo, costoso y lleno de contratiempos. Las grandes compañías dedican equipos enteros de ingenieros sólo a este cometido. Por ello hemos decidido basar el presente proyecto en una caja ya existente.

El proyecto partirá por ello, de las especificaciones de funcionamiento e hipótesis de cálculo de una VAG 02M, manual de 6 marchas.

Hay muchos motivos que hablan a favor de utilizar transmisiones con más de cinco marchas adelante. El motivo principal reside en poder combinar cada vez mejor las características del cambio con las del motor empleado. Otro motivo es también el deseo de que la transmisión contribuya a que los vehículos respeten el medio ambiente cada vez más.

Los cambios de seis marchas tienen las siguientes ventajas respecto a los de 5 marchas:

Mayores niveles de confort gracias a una mayor suavidad de funcionamiento

Mayor compatibilidad medioambiental debida a un menor consumo de combustible

Mejor utilización del par

Es por eso, junto con lo expuesto en el punto anterior, que creemos interesante indagar en su funcionamiento.

1.5. Alcance

El presente proyecto se centrará en el funcionamiento básico de la caja de cambios. Se realizará un estudio resistente de la misma al verse sometida a las distintas cargas que la van a solicitar durante su funcionamiento.

En su desarrollo, no se considerará la absorción de los esfuerzos por parte de la carcasa, ni su transmisión al anclaje con el bloque motor. Por consiguiente, no se diseñará la carcasa. Tampoco se estudiará el diseño ni funcionamiento del embrague, tomando dichos valores como hipótesis de cálculo.

En resumen, el proyecto estudiará lo siguiente:

- Ejes del cambio: Funcionamiento, diseño y montaje
- Ruedas del cambio: Funcionamiento, diseño y montaje
- Grupos sincronizadores: Funcionamiento, diseño y montaje
- Rodamientos: Selección y montaje

CAPÍTULO 2. CONSTITUCIÓN

En primer lugar, se citarán los diferentes elementos que componen el mecanismo de una caja de cambios. A continuación, se definirá y se detallará el funcionamiento de los diferentes elementos que serán objeto de estudio de este proyecto. Las imágenes de este apartado corresponden a la caja original de VolksWagen: constituyen una base de funcionamiento, pero no coinciden con el objeto del proyecto.

2.1. Ejes

La caja será constituida por 4 ejes.

- un árbol primario,
- dos árboles secundarios,
- un árbol para la marcha atrás
- un diferencial

Como ya se ha explicado en el apartado Alcance, este proyecto se centrará en los cuatro árboles que constituyen el cambio.

2.1.1. *Árbol primario*

Sujeto por la carcasa del embrague y la del cambio, el árbol primario se apoya en ellas mediante rodamientos cónicos. En el árbol se mecanizan dos dentados, el de la segunda marcha, que es el más próximo al embrague y el otro que es común para la primera y la marcha atrás. Sobre el árbol, se monta un piñón doble, los cuales quedan solidarios. Dicho piñón, incluye dos dentados, uno para la sexta y cuarta marchas y el otro para la tercera. En el extremo opuesto al embrague se monta el piñón para la quinta marcha. Una vez montado, también gira solidario con el árbol.

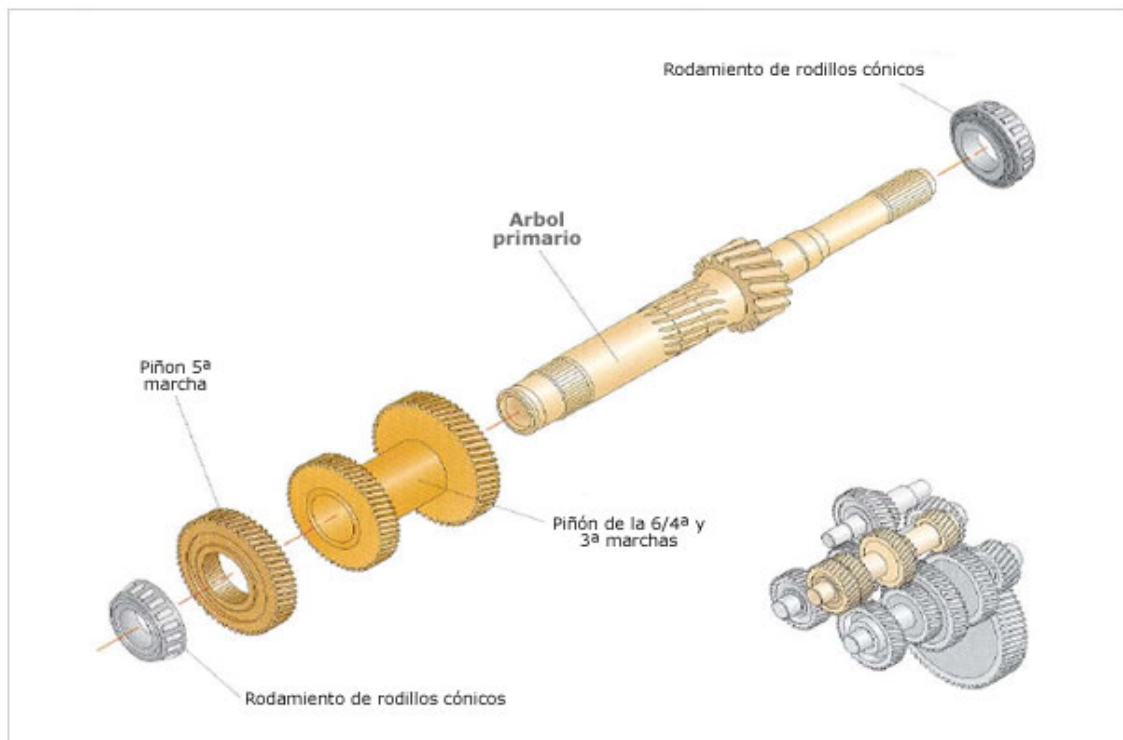


Ilustración 9 Despiece del eje primario

2.1.2. *Árboles secundarios*

La caja de cambios a tratar en este proyecto está compuesta por dos árboles secundarios, el árbol secundario I y el árbol secundario II. Ambos gravitan en la carcasa del cambio y en la del embrague mediante rodamientos cónicos. En el árbol secundario I se montan los piñones desde la primera hasta la cuarta marcha mientras que en el árbol secundario II se montan los piñones de la quinta y sexta marcha y de la marcha atrás. Los piñones de los ejes secundarios giran libremente sobre rodamientos de agujas.

Cuando se engrana una marcha, el piñón correspondiente queda solidario al eje, transmitiendo el par a la corona del diferencial. Todas las marchas están sincronizadas, estando los sincronizadores de todas las marchas repartidos entre los dos árboles secundarios. Los sincronizadores de la primera, segunda y tercera marchas son dobles mientras que el resto son simples.

Gracias a una arandela derivadora de aceite, el árbol hueco y los tres taladros se logra un correcto engrase de los rodamientos de agujas de los piñones.

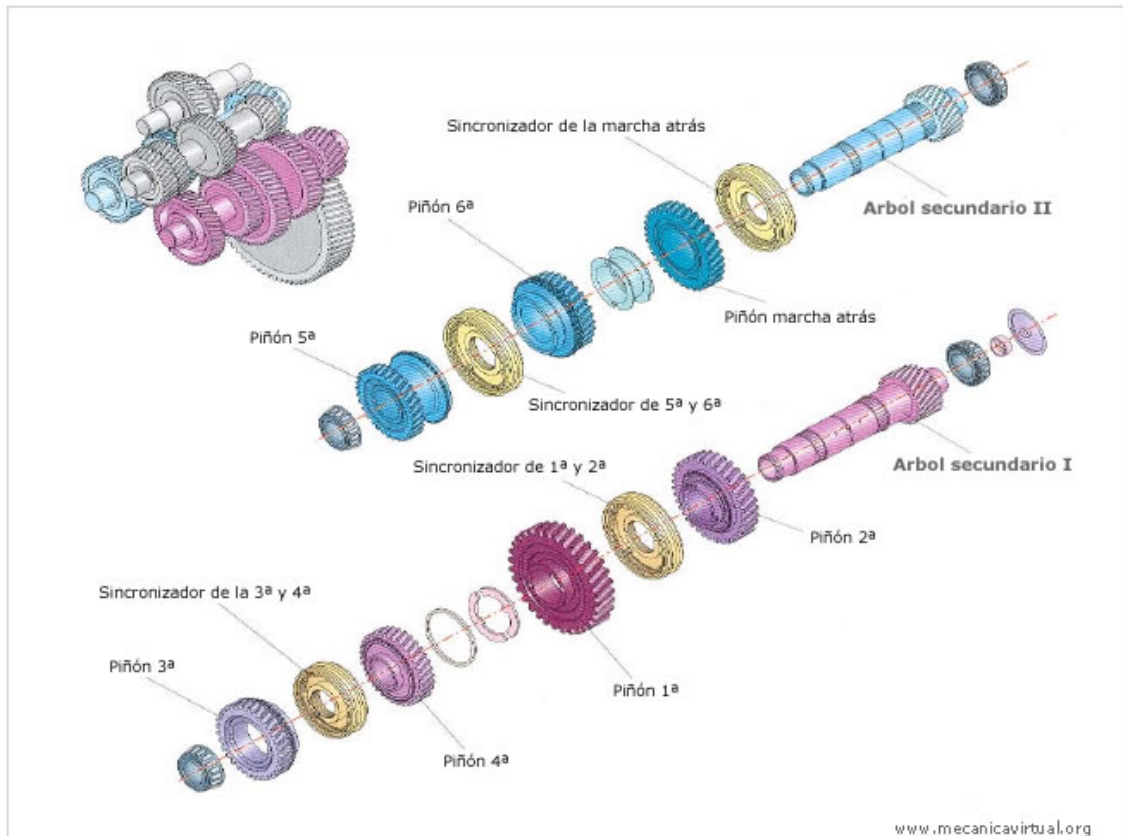


Ilustración 10 Despiece de los ejes secundarios

2.1.3. Eje de marcha atrás

La inversión de giro del árbol secundario se logra mediante el eje de la marcha atrás. A dicho eje está fijados dos piñones, uno en permanente contacto con el primario y otro con el secundario. El eje se apoya en la carcasa del cambio y en la del embrague por medio de rodillos de aguja.

2.2. Engranajes

El movimiento de entrada lo efectúa el eje primario, que gira solidario al motor, cuando el embrague está en posición de reposo. Los engranajes que contiene están mecanizados sobre el propio eje, y giran solidarios con él. Los engranajes del resto de ejes están en contacto permanente con los del eje primario, girando locos sobre sus propios ejes.

Ambos ejes de salida contienen en uno de sus extremos otra rueda cada uno (z_1 , en la tabla 2), en contacto permanente con un engranaje común (z_2 , en la tabla 2), que corresponde a la corona del diferencial. Estas ruedas giran solidarias en todo momento con sus propios ejes. A su vez que, la rueda z_2 gira con el diferencial, lo que provoca que ambos ejes estén siempre en movimiento cuando el vehículo no está parado.

La marcha atrás se engrana a través de un cuarto eje que invierte el movimiento. Las ruedas de este eje están mecanizadas de la misma pieza, igual que ocurre con el eje primario. Una de las ruedas está en contacto permanente con su engranaje correspondiente del eje primario: La otra, también está en contacto permanente con su engranaje correspondiente del eje II, lo cual provoca que esta última gire loca, en sentido contrario al eje cuando el vehículo se mueve hacia adelante.

La salida del movimiento de la reversa se produce cuando el sincronizador de marcha atrás engrana con el piñón loco que está en contacto con el cuarto eje, haciendo que el conjunto se mueva en sentido contrario que cuando se engrana cualquiera de las otras relaciones.

La caja dispone de varios dobles ataques, que permiten reducir su volumen, peso e inercias.

- El piñón fijo de primera marcha del eje primario, acciona también el eje de marcha atrás.
- El piñón fijo de cuarta marcha acciona también el piñón loco de sexta marcha
- La corona diferencial está en contacto con ambos ejes secundarios, por medio de un piñón fijo montado sobre cada uno.

DISEÑO DE UNA CAJA DE CAMBIOS DE SEIS MARCHAS

PFC2

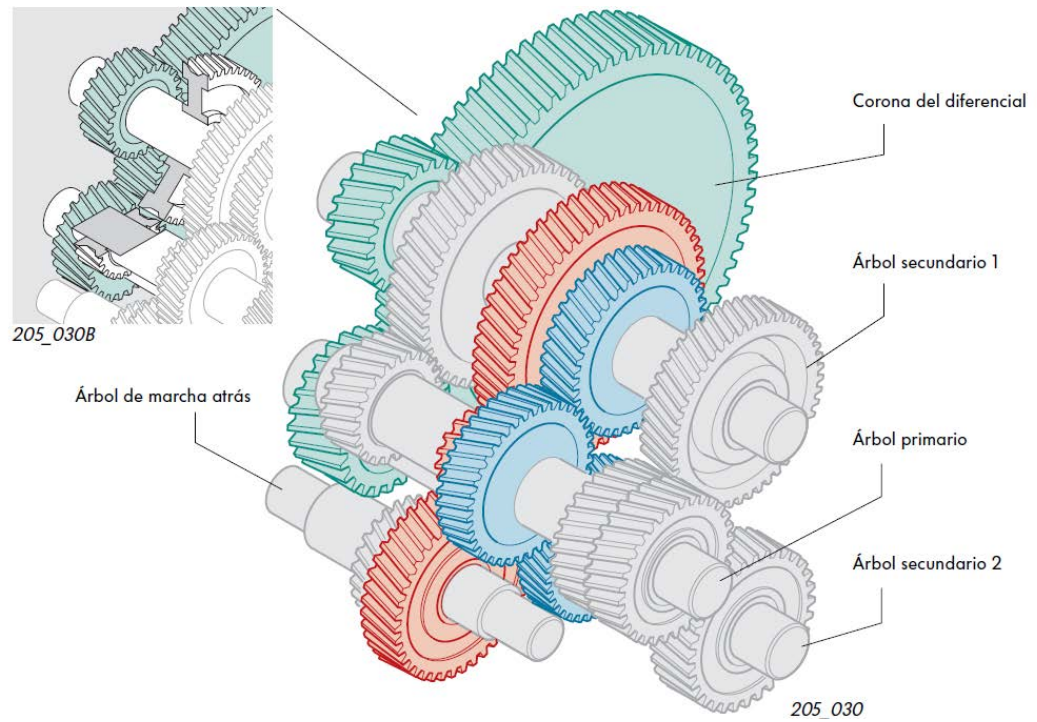


Ilustración 11 Esquema de la caja de cambios en su posición final, con los dobles ataques coloreados

2.3. Resumen de elementos

Los elementos de transmisión que componen el cambio son los siguientes:

EP: Árbol primario.

Contiene los engranajes:

- P1: Piñón de primera marcha y marcha atrás
- P2: Piñón de segunda marcha
- P3: Piñón de tercera marcha
- P4: Piñón de cuarta y sexta marchas
- P5: Piñón de quinta marcha

E1: Árbol secundario que contiene las relaciones I a IV

- R1: Rueda de primera marcha
- R2: Rueda de segunda marcha
- R3: Rueda de tercera marcha
- R4: Rueda de cuarta marcha
- D1: Rueda de salida al diferencial del eje E1

E2: Árbol secundario que contiene las relaciones V y IV

- R5: Rueda de quinta marcha
- R6: Rueda de sexta marcha
- RA2: Rueda de marcha atrás
- D2: Ruda de salida al diferencial del eje E2

E3: Árbol secundario que contiene la marcha atrás

- RA1: Rueda de marcha atrás
- PA1: Piñón de marcha atrás

Las ruedas D1 y D2 están en contacto con la corona del planetario del diferencial. Se considerarán sus esfuerzos sobre los ejes, pero su diseño queda fuera del alcance de este proyecto. El mismo, se referirá a él como la rueda CD1, que gira sobre el eje ED.

2.4. Configuración de las marchas

El esquema de movimiento queda como sigue:

Marcha	Transmisión de movimiento
I	P1→R1
II	P2→R2
III	P3→R3
IV	P4→R4
V	P5→R5
VI	P4→R6
R	P1→RA1→PA1→RA2

Tabla 2 Transmisión del movimiento en cada marcha

DISEÑO DE UNA CAJA DE CAMBIOS DE SEIS MARCHAS

PFC2

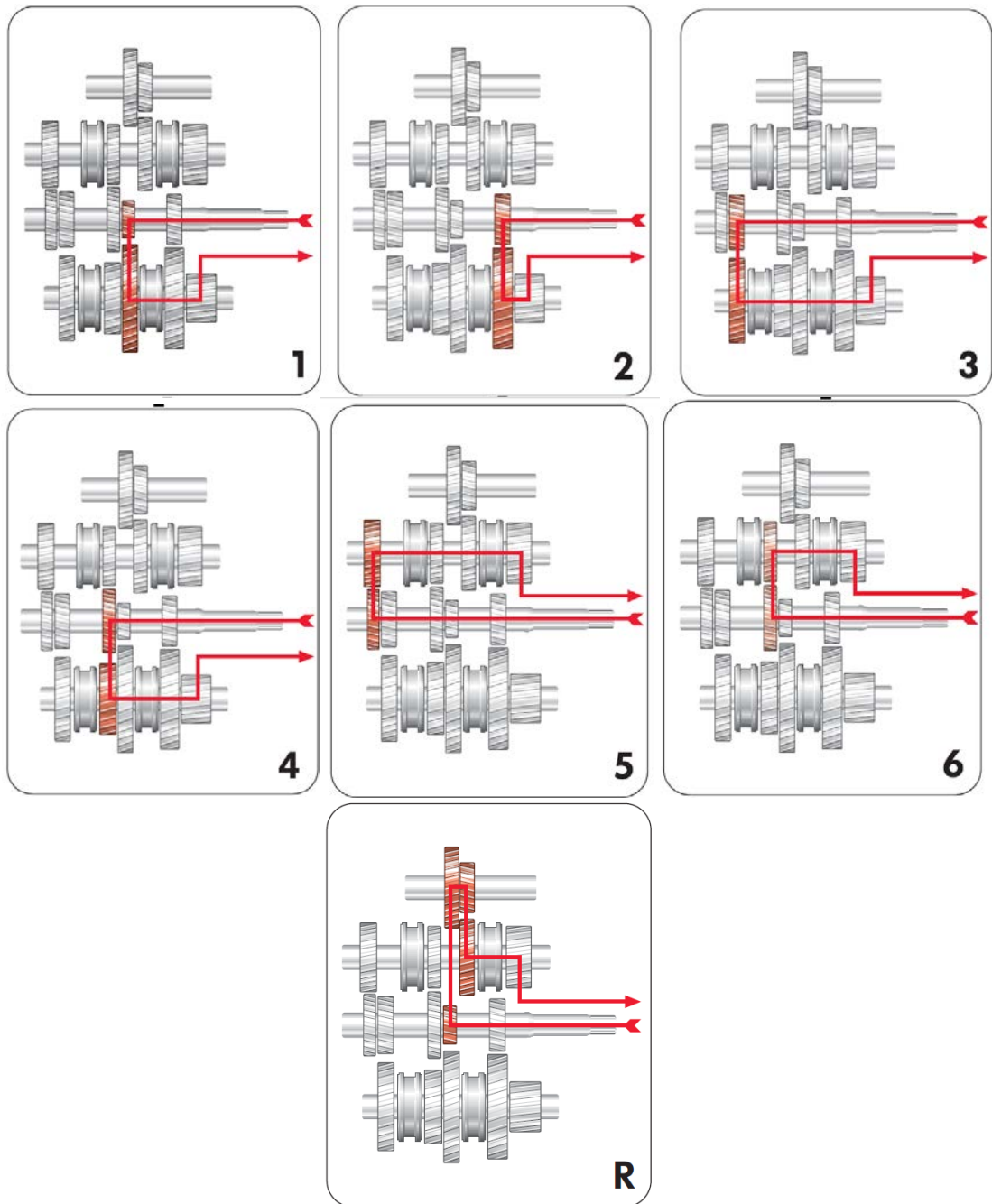


Ilustración 12 Esquemas de flujo de par para las diferentes marchas engranadas

2.5. Movimiento de los ejes

Tal y como están posicionados en la Ilustración 1, y mirándolos desde la sección que queda a la vista, el movimiento angular de los ejes es el siguiente;

- Árbol primario: sentido de giro anti horario
- Árbol secundario I: sentido de giro horario
- Árbol secundario II: sentido de giro horario
 - Cuando la marcha atrás está engranada: sentido de giro anti horario
- Árbol de marcha atrás: sentido de giro horario

2.6. Mecanismos de sincronización

Los sincronizadores estarán constituidos por dos cuerpos:

- El cuerpo principal: irá montado directamente sobre el eje, girando solidariamente con él, pudiendo deslizarse lateralmente. En él se alojarán los fiadores de bolas y sobre él se deslizará el cuerpo secundario. Su morfología le permite encajar con el cuerpo cónico del engranaje, con el fin de frenar o acelerar el engranaje que se pretende sincronizar
- El cuerpo secundario: Irá montado sobre el cuerpo principal, girando solidariamente con él. Podrá deslizarse lateralmente, accionado por el mecanismo selector, engranando con el sincronizador del engranaje, y quedando bloqueado en su nueva posición por el fiador de bola.

Mediante la palanca del selector (ubicada en el habitáculo) se acciona un timón vertical, que a su vez selecciona y acciona las horquillas. El timón es una barra de acero posicionada verticalmente, equipada con levas a lo largo de su eje longitudinal y desfasadas de los seguidores de las horquillas. Cuando la palanca de selección se mueve a izquierda y derecha, el timón se desplaza arriba y abajo, haciendo coincidir sus levas con los seguidores de la horquilla del grupo sincronizador que se desea engranar. Al accionar la palanca adelante y atrás, el timón se mueve rotacionalmente, desplazando el seguidor de la horquilla, que mueve la corona del sincronizador hacia la marcha que se desee engranar.

Cuando la horquilla arrastra la corona, una bola alojada en el anillo del sincronizador y accionada por un muelle helicoidal ubicada en un taladro practicado sobre la corona hace que el anillo se desplace con él, haciéndolo rozar contra el sincronizador del engranaje que se desea acoplar. En cuanto ambos elementos giran a la misma velocidad, la bola se desplaza hacia el interior del anillo y permite que la corona se desplace a lo largo del anillo para engranar con el sincronizador del engranaje. En esta posición, la bola tiende a hacer que el

anillo permanezca pegado al engranaje, gracias a un ranurado practicado en la cara interior de la corona, gracias a la acción del muelle. En esta posición, la corona permanece en su sitio bloqueada por la horquilla, que es bloqueada a su vez por el timón.

2.7. Mecanismo selector

El mecanismo selector de marcha será accionado por un único eje vertical, que atravesará el conjunto de caja de cambios y accionará las horquillas, impidiendo así que se engranen dos marchas simultáneamente, evitando la destrucción del grupo que ello produciría.

No se estudia en el presente proyecto.

CAPÍTULO 3.

ESPECIFICACIONES BÁSICAS

3.1. Especificaciones técnicas

En este apartado se detallarán las especificaciones técnicas de la caja de cambios desarrollada por Volkswagen. Las características especificadas a continuación, son las características principales de dicha caja y las necesarias para la realización de los cálculos pertinentes. Dichas especificaciones son:

- Designación del cambio: 02M
- Marchas adelante: 6
- Marchas atrás: 1
- Par de entrada máximo: 350Nm
- Modo de montaje: Montaje transversal
- Aceite para el cambio: DEA DES-5080
- Peso: 48,5kg (tracción delantera), 68kg con reenvío angular (tracción total)

3.1.1. Relaciones de transmisión

La relación total de una transmisión dotada de dos árboles secundarios está compuesta por dos factores:

DISEÑO DE UNA CAJA DE CAMBIOS DE SEIS MARCHAS

PFC2

- La relación de transmisión del árbol primario respecto al árbol secundario correspondiente (el valor que figura en la tabla bajo “relación de transmisión”)
- La relación de transmisión entre el árbol secundario correspondiente y el diferencial.

Para la marcha atrás tiene que considerarse además la relación para el árbol de marcha atrás, en virtud de lo cual su relación de transmisión consta de dos valores.

Con la relación de transmisión para cada una de las marchas y la relación de transmisión para el tren de engranajes que corresponde, se obtiene multiplicando la relación de transmisión total para la marcha.

En la tabla mostrada a continuación, se muestran las relaciones de transmisión de las diferentes marchas según un planteamiento de conducción deportivo y un planteamiento de confort.

	Motor			
	2,8 ltr. / 150 kW - VR6/4V		1,9 ltr. / 85 kW - TD	
	Rel. transmisión	Rel. transmisión total	Rel. transmisión	Rel. transmisión total
I marcha / tren de engranajes I	41 : 12 = 3,417	14,351	41 : 11 = 1 : 3,818	12,363
II marcha / tren de engranajes I	40 : 19 = 2,105	8,841	40 : 19 = 1 : 2,105	6,816
III marcha / tren de engranajes I	40 : 28 = 1,429	6,002	39 : 29 = 1 : 1,345	4,360
IV marcha / tren de engranajes I	37 : 34 = 1,088	4,470	35 : 36 = 1 : 0,972	3,147
V marcha / tren de engranajes II	34 : 31 = 1,097	3,640	32 : 33 = 1 : 0,970	2,537
VI marcha / tren de engranajes II	31 : 34 = 0,912	3,024	29 : 36 = 1 : 0,806	2,108
Marcha atrás / tren de engranajes II	(30 : 12) * (23 : 14) = 4,107	13,620	(31 : 11) * (23 : 14) = 4,630	12,108
Relación de transmisión tren de engranajes I	63 : 15 = 4,200		68 : 21 = 3,238	
Relación de transmisión tren de engranajes II	63 : 19 = 3,316		68 : 26 = 2,615	
Planteamiento	deportivo		de confort	

Tabla 3 Relaciones de transmisión y planteamientos

3.2. Condiciones de funcionamiento

El motor más potente con el que se prevé que sea utilizada es el VW 2.0 TSI, que cubica 1984cc y eroga 140 kW de potencia máxima a 5000 min^{-1} y 272Nm de par máximo a 4500 min^{-1} .

Esta caja de cambios está prevista para montarse con los siguientes motores de la marca:

- Motor TDI de 1,9 l / 66 kW
- Motor TDI de 1,9 l / 85 kW
- Motor TDI de 1,9 l / 110 kW
- Motor turbo de 1,8 l / 132 kW - 5V
- Motor turbo de 1,8 l / 165 kW - 5V
- Motor V5 de 2,3 l / 125 kW - 4V
- Motor VR6 de 2,8 l / 150 kW - 4V

3.3. Número de marchas

La caja contará con 6 relaciones hacia delante y una hacia atrás.

Partiendo del modelo que ya existe, Scirocco 2.0 TSI, se prevé que el vehículo alcance una velocidad punta de 240 km/h. Las llantas de serie del modelo son de 17'', en las que se montan unos neumáticos 225/45 R17. Las 17 pulgadas de la llanta más los 45 mm de perfil de neumático hacen que la rueda tenga un radio de:

R

Dónde:

FPM: Fuerza que vence la pendiente máxima

W: Peso máximo admisible del vehículo

fr: coeficiente de fricción con el asfalto

DISEÑO DE UNA CAJA DE CAMBIOS DE SEIS MARCHAS

PFC2

R	0,2435	12	30	0,2435
		14	23	

Tabla 4 Relaciones de transmisión de los engranajes

Las relaciones de la 1 a la 4 van montadas sobre el eje I, y la 5 y 6 marchas sobre el eje II. Cada una tiene las relaciones de salida al diferencial siguientes:

Eje	i	z1	z2
I	0,2381	15	63
II	0,3016	19	63

Tabla 5 Relaciones de transmisión de los ejes con la corona diferencial

Con lo cual, las relaciones de salida de las marchas quedan:

n	i_{caja}	i_{eje}	i_{total}
1	0,2927	0,2381	0,0697
2	0,475		0,1131
3	0,6998		0,1666
4	0,9191		0,2188
5	0,9116	0,3016	0,2749
6	1,096		0,3306
R	0,2435		0,0734

Tabla 6 Relaciones de transmisión finales

Rueda	Z	Rueda	Z	Rueda	Z
P1	12	R1	41	R6	31
P2	19	R2	40	RA1	30
P3	28	R3	40	PA1	14

DISEÑO DE UNA CAJA DE CAMBIOS DE SEIS MARCHAS

PFC2

P4	34	R4	37	RA2	23
P5	31	R5	34		

Tabla 7 Relación de ruedas con su número de dientes

CAPÍTULO 4.

CONDICIONES DE DISEÑO

Para analizar el estado tensional de los ejes cuando transmiten potencia, nos encontramos con que para cada marcha engranada tenemos unos esfuerzos distintos. Analizar cada sección una por una para cada escenario posible constituye un arduo trabajo, gran parte del cual resultaría inútil, puesto que en una sección tendremos un único esfuerzo máximo, que será el que se deberá estudiar y en función del cual deberemos diseñar. Por ello, se procederá de la siguiente manera:

Lo primero es discretizar el eje en secciones. Tomaremos como secciones de diseño aquellas en las que:

- Se sitúa el plano de simetría vertical de las ruedas, siendo este perpendicular al eje de rotación.
- Se encuentre el plano medio de los estriados en el eje
- Se encuentren localizados los sincronizadores
- Haya cambios de sección
- Se encuentren los apoyos
- Haya cambios de sección en el vaciado interior
- Se encuentre cualquier otro tipo de concentrador de tensiones

Sobre éste nuevo mapa de los ejes, se analizarán los diagramas de cortante, momento flector, momento axial y momento torsor que produce cada marcha engranada individualmente.

Una vez conocidos todos los posibles esfuerzos en cada sección, escogeremos aquellos que tengan un valor absoluto máximo, para cada sección. De ese modo tendremos unos diagramas de esfuerzos que poco o nada tendrán que ver con cualquier estado tensional posible: responderán a lo que pasaría si todas las marchas engranasen a la vez, obviando la diferencia de velocidades que partiría el eje. Será sobre de esos diagramas sobre los que se realizará el cálculo resistente.



Ilustración 13 VW Golf y Scirocco. Ambos son los modelos en los que se montará la caja

4.1. Cálculo de desplazamientos.

En orden de marcha, los esfuerzos originados por la transmisión de potencia provocan en los ejes unos desplazamientos que tienden a separarlos entre sí. Estos desplazamientos pueden provocar un mal contacto entre los dientes de las ruedas, lo que a su vez podría ocasionar un desgaste excesivo y prematuro, limitando el rendimiento del grupo y acortando su vida útil.

Para evitar lo expuesto anteriormente, se ha introducido un punto en el proceso de cálculo resistente cuyo objetivo es limitar estos desplazamientos.

Para ello, se ha procedido por medio del cálculo de deflexiones para vigas biapoyadas con cargas puntuales. De este proceso, obtenemos un valor de deflexión mucho mayor al real, puesto que el caso real es de ejes biempotrados. Con todo lo expuesto, el desplazamiento se ha limitado a $500\mu\text{m}$, es decir: en caso de tener los ejes apoyados sobre dos codos en sus extremos, la deflexión puntual máxima jamás superaría los 500 micrones.

4.2. Factor de seguridad.

Para el cálculo resistente, el factor de seguridad no ha sido impuesto como tal. Como se explica anteriormente, se ha procedido por un proceso iterativo, tras el cual se ha evaluado el factor de seguridad que resulta de cada nuevo valor. Se ha dado por bueno aquel valor que, sin estar exageradamente sobredimensionado, ha dado como resultado un FS superior o igual a 1,1.

Para el cálculo de las secciones de los ejes se ha implementado una herramienta de cálculo informática. Hay que tener en cuenta que los ejes sufren varios tipos de esfuerzos distintos, y han de estar limitados tanto mecánica como geoméricamente. En dicha herramienta, figuran todos los factores de seguridad resultantes de cada apartado a considerar. Finalmente, el programa de cálculo devolvía y daba como bueno aquel valor de FS que era menor para cada sección. Mediante un proceso iterativo, se ha dado por bueno aquel diámetro de sección que permitiendo montaje y funcionamiento, devolvía un FS mayor igual que 1,1.

4.3. Dentado de los engranajes

Para asegurar el buen funcionamiento de la caja, hemos de fijar la distancia entre ejes para todos los engranajes. Ello nos imposibilita usar módulos normalizados, puesto que debemos respetar las relaciones de transmisión. De ese modo, los módulos serán parejos para las ruedas que deban engranar entre sí, pero no serán los mismos para todos los engranajes.

4.3.1. *Parámetros de generación*

Los engranajes se tallarán con un ángulo de presión normal α_n de 20° , y con un ángulo de hélice β_a de 30°

Con ello, si calculamos el número límite de dientes para tallar sin desplazamiento,

- Radio de base:

Los datos de funcionamiento serán calculados para cada tren de engranajes:

- Angulo de presión de funcionamiento:

DISEÑO DE UNA CAJA DE CAMBIOS DE SEIS MARCHAS

PFC2

R5	34	3,73	126,90	3,73
R6	31	3,73	115,70	3,73
RA1	30	5,00	150,00	5,00
PA1	14	5,68	79,46	5,68
RA2	23	5,68	130,54	5,68

Tabla 8 Relación de engranajes con sus módulos aparentes, normalizados y diámetros primitivos

Con lo cual, las distancias entre los ejes quedan como sigue:

Ejes	d (mm)
EP-E1	132,50
EP-E2	121,30
EP-E3	105,00
E2-E3	105,00

Tabla 9 Distancias entre ejes

Para el caso de las salidas de par hacia el diferencial, tenemos los siguientes datos de las ruedas

Rueda	Z	ma	d	mn
D1	15	4,00	60,00	4,0000
D2	19	4,00	76,00	4,0000
CD1	63	4,00	252,00	4,0000

Tabla 10 Datos de los piñones y la rueda de la salida de par hacia el diferencial

Quedando sus distancias como puede verse en la tabla siguiente:

Ejes	d (mm)
E1-CD	156,00
E2-CD	164

Tabla 11 Distancias entre los ejes de las ruedas de la tabla anterior

4.4. Distribución de la caja de cambios

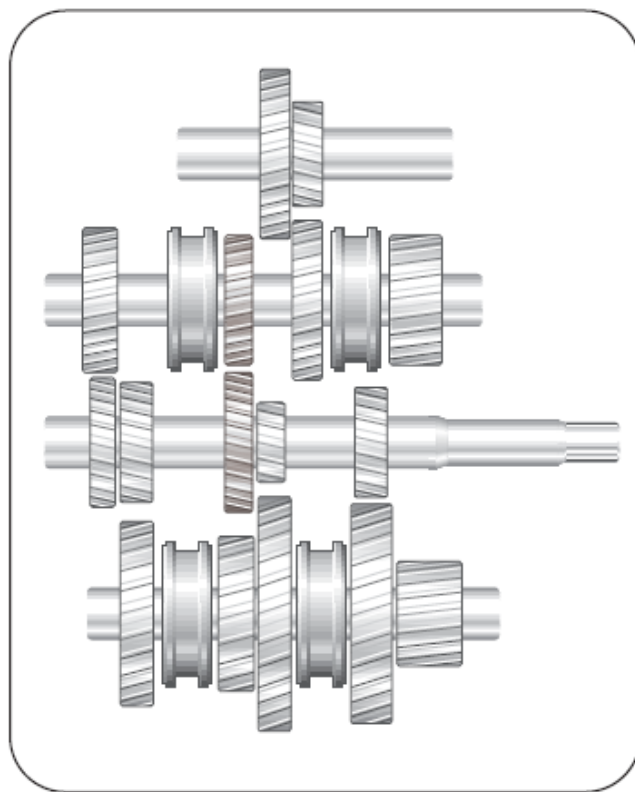


Ilustración 14 Distribución de la caja de cambios

Partiendo del diagrama de distribución de toda la caja, y tomando cada elemento como su longitud, para que las posiciones cuadren correctamente, la posición (a eje) de cada elemento (así como la longitud de los ejes) se obtienen de las fórmulas siguientes:

Longitud mínima entre apoyos

- $E1= R2+A+R1+PA1+R3+B+R4+6 \cdot S$
- $E2=RA1+PA1+R3+B+R6+C+R5+6 \cdot S$
- $E3=PA1+RA1+S$

- $EP=R2+A+P1+RA2+P3+B+P4+C+P5+8\cdot S$

Posición desde P2: posiciones relativas de los elementos

$$\frac{P2}{R2} = \frac{P2}{2}$$

- $A=P2+S+A/2$
- $R1; P1; RA1=R2+S+A+S+P1/2$
- $RA2; PA1=P2+S+A+S+P1+S+RA2/2$
- $R3; P3=P2+S+A+S+P1+S+RA2+S+P3/2$
- $D=P2+S+A+S+P1+S+RA2+S+D/2$
- $B=P2+S+A+S+P1+S+RA2+S+P3+S+B/2$
- $R4; P4; R6=P2+S+A+S+P1+S+RA2+S+P3+S+B+S+P4/2$
- $C=P2+S+A+S+P1+S+RA2+S+P3+S+B+S+P4+S+C/2$
- $P5; R5=P2+S+A+S+P1+S+RA2+S+P3+S+B+S+P4+S+C+S+P5/2$

Estos datos han sido utilizados para obtener una medida analítica “a priori” para un primer cálculo resistente. Una vez constituida y dibujada la caja, han sido modificadas con valores “reales” obtenidos del montaje en CAD, con objetivo de resolver problemas de compatibilidad y optimizar el funcionamiento. Los valores de distancia desde el eje de apoyo derecho de cada eje son los siguientes:

	Elemento	Posición mm
E1	R1	176,35
	R2	94,1
	R3	290,18
	R4	213,25
	D1	58
	A	160,39
	B	284,33
E2	R5	322,6
	R6	297,09
	RA2	141,2
	D2	65
	C	308,8
	D	134,2
EP	P1	135,6
	P2	53,35

	P3	249,18
	P4	172,25
	P5	276,8
E3	RA1	16,35
	PA1	47,3

Ilustración 15. Posición de cada elemento a partir del apoyo derecho de cada eje

4.5. Distribución de los ejes

De acuerdo con los datos del apartado anterior, y tomando las distancias entre los centros que en él se especifican, la distribución espacial de los ejes queda como se observa en la imagen siguiente:

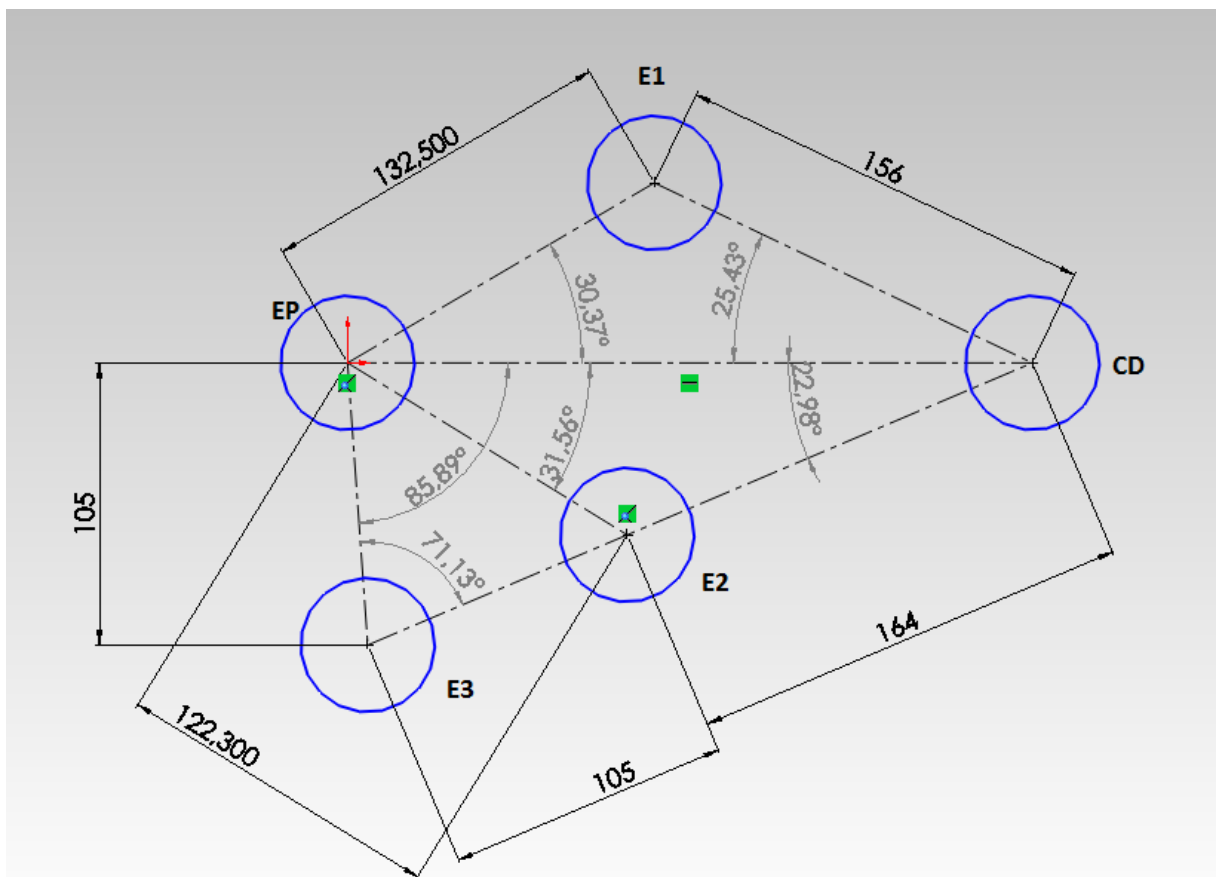


Ilustración 16 Croquis de distribución de los ejes

CAPÍTULO 5.

CONDICIONES

DE RESISTENCIA

Se considerará que la caja de cambios aguanta si se cumplen las siguientes condiciones:

- Los dientes aguantan
- Los ejes aguantan
- El estriado del eje aguanta
- Los dientes del sincronizador aguantan
- Los rodamientos aguantan

5.1. Esfuerzos en los ejes

Los esfuerzos en los ejes son producidos por los esfuerzos que se producen en los dientes de los engranajes cuando éstos transmiten par. Siendo que todos ellos son helicoidales, los esfuerzos en cada diente se descompondrán de acuerdo con la siguiente figura:

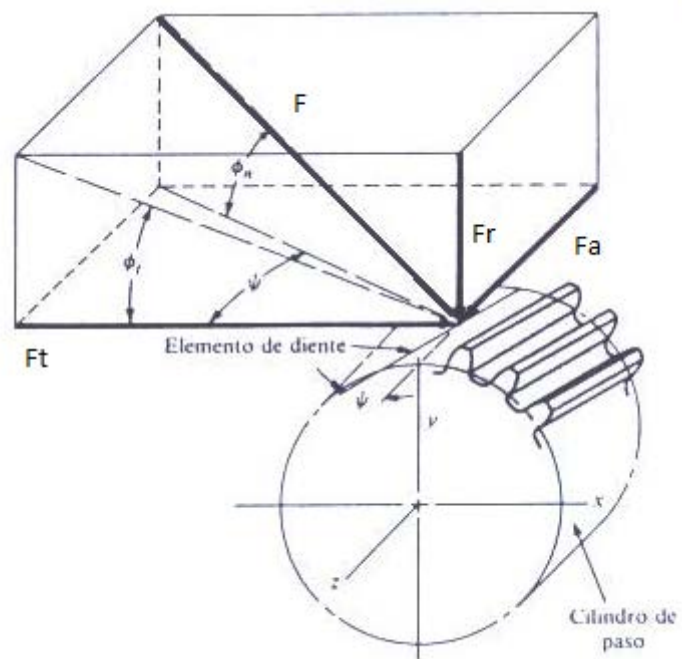


Ilustración 17 Esquema de la descomposición de fuerzas en un engranaje helicoidal

Dónde:

F: Fuerza ejercida sobre el diente

El modulo resistente de área se puede encontrar por medio de la fórmula:

5.3. Esfuerzos en los dientes de los engranajes

5.3.1. Tensión de trabajo generada sobre el diente

Para determinarla se aplicarán las siguientes hipótesis de trabajo:

1. La fuerza de transmisión (F), actúa de forma puntual sobre la parte exterior de un solo diente, con una inclinación respecto a la horizontal de 20° y respecto al eje X de la rueda de (b) grados. Los componentes principales de esta fuerza serán:
 - a. Fuerza tangencial de transmisión (F_t), generadora de un esfuerzo de flexión transversal. Se expresa mediante las expresiones:

$$F_n = F \cdot \cos 20^\circ$$

$$F_t = F_n \cdot \cos \beta = F \cdot \cos 20^\circ \cdot \cos \beta$$

- b. Fuerza radial de transmisión (F_r): esta fuerza genera un esfuerzo de compresión. Se obtiene a partir de la expresión:

$$F_r = F \cdot \sin 20^\circ \approx 0,34 \cdot F$$

- c. Fuerza axial de transmisión (F_x): esta fuerza genera un esfuerzo de flexión longitudinal. Su valor será:

$$F_x = F_n \cdot \sin \beta = F \cdot \cos 20^\circ \cdot \sin \beta$$

2. A efectos de cálculo, se supondrá que la componente tangencial de la fuerza, equivale a la componente total:

$$F_t = F$$

3. Se supondrá también que el valor de las componentes radial y axial son nulas a efectos de cálculo. Por tanto, se despreciará el esfuerzo de compresión y el de flexión longitudinal.

$$F_n = 0$$

4. Se considerará que el diente equivale a una barra de sección transversal rectangular uniforme fijada por un extremo para facilitar los cálculos.

Sobre dicha barra, actúa una carga puntual constante capaz de generar un esfuerzo de flexión puro.

En estas condiciones, la sección crítica será la base del diente. La tensión máxima generada en esta sección será:

$$\sigma = \frac{M_{f\max}}{W_{fx}} = \frac{F_t \cdot h}{\frac{b \cdot t^2}{6}} = \frac{F_t}{\frac{b \cdot t^2}{6 \cdot h}}$$

Si se multiplica y se divide por el paso circunferencial (a_c), la última igualdad no varía, quedando la expresión:

$$\sigma = \frac{\frac{F_t}{b \cdot t^2} \cdot \frac{a_c}{a_c}}{\frac{6 \cdot h}{6 \cdot h \cdot a_c}} = \frac{\frac{F_t}{b \cdot t^2 \cdot a_c}}{\frac{6 \cdot h \cdot a_c}{6 \cdot h \cdot (a \cdot \cos \beta)}}$$

Teniendo en cuenta que el cociente $\frac{t^2}{6 h a}$ es el factor de forma de Lewis (y), la ecuación de Lewis para los engranajes helicoidales será:

$$\sigma = \frac{F_t}{b \cdot y \cdot a_c \cdot \cos \beta}$$

La tensión de trabajo que deberá considerarse a efectos de cálculo será:

$$\sigma_t = \sigma \cdot C_d$$

Siendo:

σ_t : tensión de trabajo generada en el diente (kp/cm^2)

F_t : Fuerza tangencial de transmisión (kp)

C_d : coeficiente de divergencia de carga (adimensional)

b : Anchura del diente (cm)

y : factor de forma de Lewis (adimensional)

a_c : paso circunferencial de la rueda (cm)

β : ángulo de la hélice ($^\circ$)

Se sabe también que el momento de rotación aplicado sobre la rueda será

$$M = F_t \cdot r = F_t \cdot \frac{d}{2}$$

$$M = 71620 \cdot \frac{P}{n}$$

Siendo:

M: momento de rotación aplicado (kp·cm)

Ft: fuerza tangencial de transmisión (kp)

r: radio primitivo de la rueda (cm)

d: diámetro primitivo de la rueda (cm)

P: potencia de transmisión aplicada (CV)

n: velocidad angular de la rueda (rpm)

También se sabe que para una rueda dentada helicoidal, el diámetro primitivo se obtiene a partir de la expresión:

$$d = m_c \cdot z = \frac{a_c}{\pi} \cdot z$$

Sustituyendo esta ecuación en la expresión del momento y aislando al fuerza tangencial de transmisión se obtiene:

$$F_t = \frac{2 \cdot M}{d} = \frac{2 \cdot M}{\frac{a_c}{\pi} \cdot z} = \frac{2 \pi \cdot M}{a_c \cdot z}$$

Por último, sustituyendo esta expresión en la ecuación de Lewis y en la ecuación de la tensión de trabajo obtenemos una expresión equivalente a la anterior:

$$\sigma_t = \frac{2 \pi M}{b y a_c^2 \cos \beta z} \cdot C_d$$

El factor de forma de Lewis para ruedas helicoidales depende de las siguientes variables:

- De la forma del perfil
- Del ángulo de presión adoptado (el normalizado de 20°)
- Del número virtual de dientes de la rueda (z_v): es una expresión simbólica que evalúa el número de dientes necesario de considerar a efectos de cálculo para determinar el factor de Lewis de una rueda helicoidal. Este dato se define mediante la expresión:

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}$$

El factor de forma de Lewis para ruedas helicoidales depende de los siguientes parámetros:

- De la forma del perfil
- Del ángulo de presión (el normalizado es el de 20°)
- Del número virtual de dientes (z_v): es una expresión simbólica que evalúa el número de dientes necesario de considerar a efectos de cálculo para determinar el factor de Lewis de una rueda helicoidal. Este parámetro se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}$$

Para un perfil de evolvente y un ángulo de presión de 20°, los valores más usuales se recogen en la tabla 4:

z_v	y	z_v	y
12	0,078	27	0,111
13	0,083	30	0,114
14	0,088	34	0,118
15	0,092	38	0,122
16	0,094	43	0,126
17	0,096	50	0,130
18	0,098	60	0,134
19	0,100	75	0,138
20	0,102	100	0,142
21	0,104	150	0,146
23	0,106	300	0,150
25	0,108	cremallera	0,154

Tabla 12 Factores de forma de Lewis para ruedas helicoidales

5.3.2. Rueda del engranaje más débil

Siempre se ha de diseñar para aquella rueda que trabaje en las condiciones más duras de transmisión. Teniendo esto en cuenta, se pueden realizar las siguientes consideraciones:

- Si el material de las ruedas del engranaje es el mismo, la rueda más débil será el piñón.
- En caso de que el material no sea el mismo, la rueda más débil será aquella que verifique el producto $(\sigma_{adm} \cdot Y)$ menor.

5.3.3. Tensión dinámica admisible (σ'_{adm})

La tensión dinámica admisible es el límite de resistencia mecánica del diente cuando la rueda funciona como un engranaje. Este valor es función de la velocidad tangencial de la rueda en un punto cualquiera situado sobre la circunferencia primitiva y su expresión es la siguiente:

$$\sigma'_{adm} = \sigma_{adm} \cdot \frac{43}{43 + \sqrt{v}}$$

Las unidades de la tensión admisible son kp/cm^2 y las de la velocidad lineal m/min .

5.3.4. Anchura necesaria del diente (b)

Para determinar la anchura del diente es necesario aplicar la ecuación de la resistencia mecánica, la cual nos dice que “la tensión de trabajo que actúa sobre el diente ha de ser menor o igual a la tensión dinámica admisible”:

$$\sigma_t \leq \sigma'_{adm}$$

Sustituyendo la expresión del trabajo en la anterior obtenemos:

$$b = \frac{2 \pi M}{\sigma'_{adm} y a_c^2 \cos \beta z} \cdot c_d$$

Para que este valor de anchura sea aceptable ha de verificarse la siguiente condición:

$$x = \frac{b}{a}$$

$$4 < x < 6$$

Si el valor de la condición es inferior a 4 se adopta el siguiente:

$$b \approx 5 \cdot a$$

5.3.5. Resistencia al desgaste del diente

Será necesario aplicar la teoría de Buckingham para ruedas helicoidales para evaluar la resistencia al desgaste del diente. Esta teoría dice que para que la rueda tenga la suficiente resistencia al desgaste se ha de verificar la siguiente condición:

- La carga dinámica que actúa sobre el diente (F_d) ha de ser menor o igual a la carga admisible al desgaste del diente (F_w):

$$F_d \leq F_w$$

La carga dinámica actuante sobre el diente helicoidal se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$F_d = \frac{0,0744 \cdot v \cdot A' \cdot \cos \beta}{0,164 \cdot v + \sqrt{A'}} + F_t$$

Siendo:

$$A' = 0,3937 \cdot b \cdot C \cdot \cos^2 \beta + 2,2045 \cdot F_t$$

$$C = e / 1,6 \left(\frac{1}{E_p} + \frac{1}{E_r} \right)$$

Dónde:

F_d : carga dinámica que actúa sobre el diente (kp)

v : velocidad tangencial de la rueda (m/min)

F_t : fuerza tangencial de transmisión (kp)

A : constante que simplifica la ecuación de la carga dinámica

b : anchura del diente (cm)

C : coeficiente de deformación de Buckingham

e : error cometido en el mecanizado del diente (cm)

E_p : módulo de elasticidad del piñón (kp/cm²)

E_r : módulo de elasticidad de la rueda (kp/cm²)

La carga admisible al desgaste superficial del diente se obtiene a partir de la siguiente ecuación:

$$F_w = \frac{d \cdot b \cdot Q \cdot P_c}{\cos^2 \beta}$$

Siendo:

$$Q = \frac{2 \cdot z_r}{(z_p + z_r)}$$

$$P_c = \frac{\sin \alpha_n}{1,4} \cdot \sigma_s^2 \left(\frac{1}{E_p} + \frac{1}{E_r} \right)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_n = \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos \beta$$

$$\sigma_s = 28 \cdot HB - 700$$

Dónde:

F_w : carga admisible al desgaste superficial del diente (kp)

d : diámetro primitivo de la rueda (cm)

b : anchura del diente (cm)

Q : factor característico del número de dientes del engranaje

z_p : número de dientes del piñón

z_r : número de dientes de la rueda

P_c : presión de contacto entre dientes (kp/cm^2)

σ_s : límite de tensión al desgaste superficial (kp/cm^2)

HB : dureza Brinell (kp/cm^2)

Las durezas superficiales para ruedas dentadas más usuales son:

150HB - 200HB - 250HB - 300HB - 350 HB - 400HB . . .

El presente proyecto utilizará para los dientes de los engranajes y los estriados una dureza superficial de 68HV, lo que cual equivale aproximadamente a 700 HB.

5.3.6. Resistencia mínima a la fatiga del diente

Para evaluar el grado de resistencia a la fatiga del diente Buckingham plantea la siguiente condición:

- La carga dinámica que actúa sobre el diente (F_d) ha de ser menor o igual a la carga admisible a la fatiga (F_f):

$$F_d \leq F_f$$

La carga admisible a la fatiga del diente se obtiene a partir de la siguiente expresión:

$$F_f = \sigma_{adm} \cdot b \cdot y \cdot a$$

Dónde:

- F_f : carga admisible a la fatiga del diente (kp)
- σ_{adm} : tensión nominal admisible del material (kp/cm²)
- b : anchura del diente (cm)
- y : factor de forma de Lewis (adimensional)
- a : paso circular (cm)

5.3.7. Condiciones de resistencia del diente

Se han de verificar las siguientes condiciones con el fin de conseguir un correcto dimensionado del diente:

- Resistencia mecánica $\sigma_t \leq \sigma'_{adm}$
- Resistencia al desgaste $F_d \leq F_w$
- Resistencia a la fatiga $F_d \leq F_f$

5.3.8. Factor de divergencia de carga

Se trata de un factor adimensional que trata de compensar (de una forma bastante conservadora) la distribución no homogénea de fuerzas en la superficie del diente. Depende del ancho de la rueda en cuestión. De acuerdo con la bibliografía consultada, tenemos los siguientes valores:

b(mm)	Cd
50	1,6
150	1,7
250	1,8

Tabla 13 Cd en función de b

Pese a que desconocemos el ancho necesario de las ruedas, no es descabellado pensar que muy posiblemente no llegarán a 150 mm, por lo que tomaremos un Cd de 1,6.

5.4. Esfuerzos en los sincronizadores

Los sincronizadores soportan esfuerzos de la siguiente manera

- Los dientes del cuerpo cónico del engranaje transmiten el par a los dientes del cuerpo superior del sincronizador
- El cuerpo superior transmite el movimiento al cuerpo inferior a través de las estrías practicadas en sus superficies interior y exterior respectivamente
- El cuerpo inferior, transmite el movimiento al eje a través de las estrías practicadas en la superficie del eje y en la superficie interior del cuerpo inferior.

5.5. Estriados

Para el cálculo de los estriados de ambos cuerpos del sincronizador y del eje se procederá siguiendo las pautas del cálculo de ejes estriados, para todos los elementos.

Se impondrá un valor de ancho de la estría, tras lo cual se obtendrá la división entera de ese ancho entre el perímetro del eje en la sección estudiada. De esa división se obtendrá el número posible de estrías. Más tarde, se impondrá un valor de profundidad, tras lo cual se calculará la longitud mínima del estriado. Se impondrá un valor de longitud aceptable, y se calculará el factor de seguridad con el que trabajará el estriado.

El valor de longitud impuesto, corresponderá al ancho mínimo de los anillos de los sincronizadores. Por cuestiones de funcionamiento, el estriado del eje habrá de ser mayor. Por lo tanto, se estará diseñando en función del ancho de los anillos.

5.6. Dientes del sincronizador

Los dientes del sincronizador y del cuerpo cónico del engranaje se calcularán de forma análoga a los dientes de los engranajes, despreciando la variación de par a lo largo del diámetro (por ser un objeto de revolución) y tomando su valor máximo como constante.

Se consideran los dientes superiores de los sincronizadores como elementos prismáticos, de base b , ancho h y altura a . La sección resistente se considerará cuadrada, de medidas $b \cdot h$, siendo h la longitud máxima paralela a la fuerza que soporta.

Por cuestiones de funcionamiento, el radio de posición de los dientes de los sincronizadores no puede exceder el radio máximo de la rueda más pequeña, quedando su radio de cálculo como sigue:

- Sincronizador A – $d_{\max}=180\text{mm}$ (rueda R2)
- Sincronizador B – $d_{\max}=138\text{mm}$ (rueda R4)
- Sincronizador C – $d_{\max}=16\text{mm}$ (Rueda R6)
- Sincronizador D – $d_{\max}=131\text{mm}$ (Rueda RA2)

El caso del grupo sincronizador D es excepcional. Ha de ser más pequeño que la rueda RA2, puesto que de no ser así, rozaría con el eje E3, y la caja no podría ser montada.

Se considerará la sección resistente a flector, siendo

$$M_f = F_t \cdot a$$

$$M_t = \frac{M_{\max}}{R_{\min}}$$

$$I_b = \frac{b \cdot h^3}{12}$$

$$W_b = \frac{b \cdot h^2}{6}$$

$$\sigma_{Mf} = \frac{F_t \cdot a \cdot 6}{b \cdot h^2}$$

$$\sigma = \frac{M_t \cdot a \cdot 12}{b \cdot h^2}$$

$$\sigma \leq \sigma_f$$

Tomando:

$$\sigma_f \approx 0,5\sigma_r$$

$$\sigma_f = 0,5 \cdot 1200 = 600 \text{ MPa}$$

Se buscará el parámetro b prefijando los demás en las condiciones previstas. Así obtenemos

$$b \geq \frac{M_T \cdot a \cdot 12}{d \cdot \sigma_d \cdot b^2}$$

El diámetro se considerará media altura del diente.

h se considerará como la división exacta del diámetro exterior entre el número de dientes deseado, siendo los espacios interdentes del mismo tamaño exactamente.

$$2\pi \cdot r^2 = P$$

$$\frac{2\pi \cdot r^2}{a} = x$$

$$x \cdot a = P' = 2\pi \cdot r'$$

$$r' = \frac{x \cdot a}{2\pi}$$

El diámetro d en que deben estar situados estos dientes se considerará:

$$2\pi \cdot r^2 = P$$

$$\frac{2\pi \cdot r^2}{h} = x$$

Siendo h el ancho de diseño impuesto y x un número irracional; el número de dientes posible. El radio a considerar será:

$$r' = \frac{x^{ent} \cdot h}{2\pi}$$

Siendo x^{ent} la parte entera del valor de x, hallado en el punto anterior.

El radio primitivo de diseño se tomará como

$$R_d = r' - \frac{a}{2}$$

Se considerará que par es soportado por el 25% de los dientes en contacto. De ese modo, y siguiendo con el cálculo unidental, el esfuerzo máximo soportable por cada diente quedará:

$$\sigma_d = \sigma_f \cdot n \cdot 0,25$$

De ese modo, la longitud de base quedará:

$$b \geq \frac{M_T \cdot a \cdot 6}{R_d \cdot \sigma_d \cdot h^2}$$
$$b \geq \frac{M_T \cdot a \cdot 6}{R_d \cdot \sigma_f \cdot n \cdot 0,25 \cdot h^2}$$

Y se considerará que la pieza no fallará mientras se cumpla que

5.7.2. *Selección de los rodamientos*

Conocidos los datos del apartado anterior, se procederá a la selección del rodamiento más adecuado, de acuerdo con la ecuación:

CAPÍTULO 6.

HIPÓTESIS DE

CARGA

6.1. Carga máxima

Sean cuales sean las sollicitaciones a las que se vea sometido el vehículo, se puede afirmar sin miedo a equivocarse que la caja nunca sufrirá más esfuerzos de los que pueda erogar el motor. Ello simplifica bastante el cálculo, dado que es posible establecer un esfuerzo máximo, sea cual sea la situación a la que se enfrente el conjunto del vehículo.

Como se ha comentado anteriormente, el motor más potente con el que se prevé que sea montada la caja que se estudia entrega un par máximo de 270 Nm. A su vez, este motor puede girar a un régimen máximo de 6500 rpm. Por motivos de seguridad, se han seguido los preceptos de VolksWagen, y se ha realizado el cálculo resistente para un esfuerzo de 350 Nm.

6.2. Escenarios

Para cada relación engranada, podemos evaluar un valor máximo de esfuerzo cortante, un valor máximo de momento flector, un valor máximo de momento torsor, y un valor máximo de desgaste.

Los tres primeros conceptos coinciden con el régimen de vueltas al que el motor entrega el par máximo. El último, coincide con el régimen máximo del motor. Ambos regímenes de vueltas no coinciden.

Sería contraproducente evaluar el desgaste a régimen de máximo esfuerzo, de igual modo que lo sería evaluar el esfuerzo a régimen de máximo desgaste. Por este motivo, ambas solicitaciones se han evaluado independientemente unas de otras, buscando como se ha comentado, que ningún FS baje de 1,1.

Del mismo modo ocurre en cada escenario posible. Es fácil darse cuenta de que no tendremos un flector máximo en la sección de la rueda R1 cuando la rueda R5 está engranada y transmite potencia. Es por ello que se ha diseñado para cada sección en función del escenario más desfavorable.

No obstante, sería prematuro afirmar que cuando la caja gira en 2ª velocidad, los esfuerzos en esa sección son mayores que cuando gira en 1ª (recordemos que el engranaje de 1ª se encuentra entre los engranajes de 2ª y 4ª). Para evitar este posible error, se han construido unos diagramas de esfuerzos máximos, que aúnan para cada eje, la peor situación a la que se verían sometidos si todas sus ruedas transmitiesen par a la vez, manteniendo la entrada máxima de 350Nm. De ese modo, se han ahorrado procesos de cálculo irrelevantes y contraproducentes.

6.3. Esfuerzos sobre los ejes

Las características propias de la caja hacen que cada eje sufra esfuerzos que no siempre van originados en la misma dirección o en el mismo plano. Por este motivo, los ejes sufren esfuerzos sobre varios planos tangentes, que se cortan entre sí con ángulos distintos.

Para el eje primario de la caja, los esfuerzos dependen de la marcha que esté engranada, y por consiguiente, de la posición del eje que los origina.

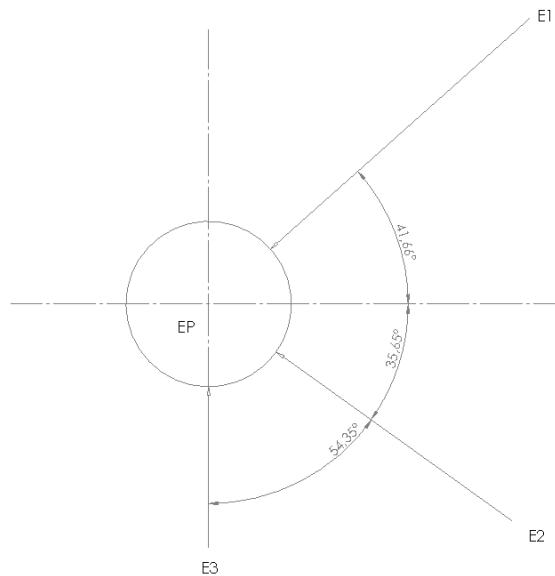


Ilustración 18. Ángulos de incidencia de esfuerzos de los distintos ejes sobre EP

Obteniendo y corrigiendo los ángulos de incidencia de cada eje sobre EP, podemos construir un sistema ortogonal, que permite evaluar más sencillamente los esfuerzos que sufre.

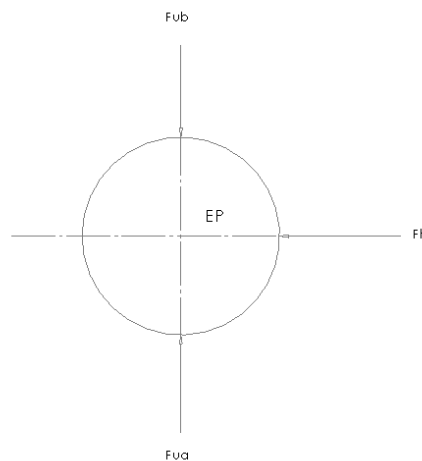


Ilustración 19 Sistema ortogonal de fuerzas sobre EP

Resultando las siguientes relaciones sobre los ejes y y z de cada eje

EP

$$y \quad E1; E2 \cdot \cos(77,31)$$

$$z \quad E2 \cdot \sin(77,31)$$

$$E3 \cdot (-\sin(41,66))$$

$$E3 \cdot \cos(41,66)$$

$$E1 \quad y \quad EP \quad z \quad CD1 \cdot \cos(27,16)$$

$$CD \cdot (-\sin 27,16)$$

$$E2 \quad y \quad E3 \quad z \quad EP \cdot \sin(27,16)$$

$$-CD1; -EP \cdot \cos(54,35) \quad z \quad EP \cdot \sin(54,35)$$

$$E3 \quad y \quad EP; E2 \cdot \cos(73,1) \quad z \quad E2 \cdot \sin(73,1)$$

6.4. Construcción de los diagramas de esfuerzos máximos

Para evitar malentendidos, se expone lo siguiente: todos los posibles escenarios de carga han sido evaluados individualmente. De ellos se han extraído los valores máximos de esfuerzo para cada sección, y con ellos se han construido dichos diagramas. Es posible afirmar que este proceso no conlleva sobredimensionamiento alguno.

De ese modo, sobre el eje E1 tendríamos un estado ortogonal de esfuerzos cortantes como el siguiente:

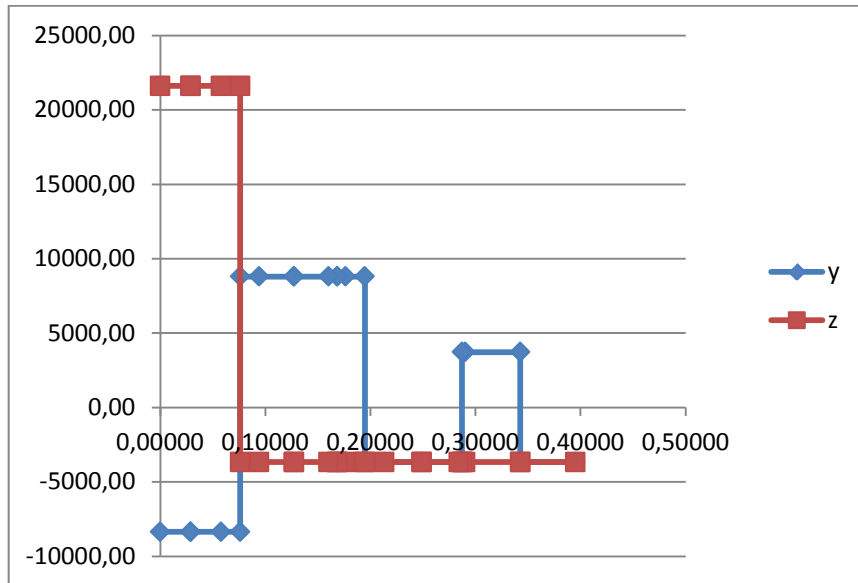


Ilustración 20 Diagrama de esfuerzos cortantes máximos para el eje EP

Si construimos un sistema bidimensional, obtenemos un diagrama como el siguiente:

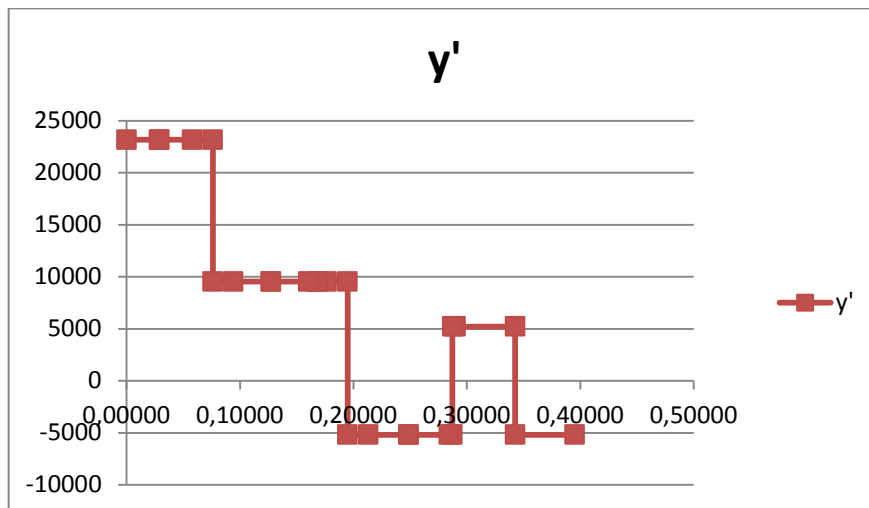


Ilustración 21 Diagrama bidimensional de esfuerzos cortantes máximos para el eje EP

Que será en función del cual se deba diseñar. Lo mismo ocurre para los diagramas de flector, de torsor y de normal.

CAPÍTULO 7.

TALLADO DE LAS RUEDAS

Tanto ruedas como ejes serán construidos en acero aleado F-1252, con una resistencia máxima a la tracción de 1100 N/mm^2 .

El par que soporta cada eje para cada relación de marcha, con la fuerza tangencial que soporta la rueda que lo transmite, están recogidos en la siguiente tabla.

R	Marcha	i	d1 (mm)	d2 (mm)	Mt (Nm)	Sobre el eje	Ft (kN)
1	P1→R1	0,2927	60,00	205,00	1195,83	E1	11,67
2	P2→R2	0,4750	85,34	179,66	736,84	E1	8,20
3	P3→R3	0,7000	109,12	155,88	500,00	E1	6,42
4	P4→R4	0,9189	126,90	138,10	380,88	E1	5,52
5	P5→R5	0,9118	115,70	126,90	383,87	E2	6,05
6	P4→R6	1,0968	126,90	115,70	319,12	E2	5,52
R1	P1→RA1	0,4000	60,00	79,46	875,00	E3	22,02
R2	PA1→RA2	0,6087	79,46	130,54	1437,50	E2	22,02

Tabla 14 Par y fuerzas máximas para cada eje

El caso del eje E3 es especial, puesto que sus dos engranajes giran solidariamente y transmiten movimiento a la vez. Ello será tenido en cuenta a la hora de calcularlo.

DISEÑO DE UNA CAJA DE CAMBIOS DE SEIS MARCHAS

PFC2

En orden de marcha a régimen de par máximo, los esfuerzos sobre las ruedas de los ejes que más sufren son:

Eje	F (kN)	Ft (kN)	Fr (kN)
E1	34,11	11,67	4,25
E3	64,39	22,02	8,02
E2	64,39	22,02	8,02

Tabla 15 Relación de esfuerzos sobre las ruedas que más sufren de cada eje.

De forma análoga a lo anterior, se han hallado las cargas de funcionamiento a régimen de máximo par para las ruedas D1 y D2.

Las ruedas P1, P2, P3, P4 y P5 serán talladas sobre el eje EP.

Las ruedas RA1 y PA1 serán talladas sobre el eje E3.

Eje	i	d1	d2	Mt	Ft (kN)
D1	0,2381	75,00	315,00	929,33	24,78
D2	0,3016	95,00		1117,14	23,52

Tabla 16. Par y fuerza tangente de sobre las ruedas D1 y D2

Rueda	F (kN)	Ft (kN)	Fa (kN)	Fr (kN)
D1	72,46	24,78	14,31	10,42
D2	68,76	23,52	13,58	9,88

Tabla 17 Relación de esfuerzos sobre las ruedas D1 y D2

CAPÍTULO 8.

PLIEGO DE CONDICIONES

En este capítulo se recoge toda la información necesaria referente a las herramientas empleadas durante el proyecto así como los procesos necesarios para el desarrollo y fabricación de la caja de cambios objeto del proyecto.

8.1. Herramientas utilizadas

Para el diseño de la caja de cambios se ha empleado el programa SolidWorks.

SolidWorks es un programa de diseño asistido por computadora (CAD) para modelado mecánico. El programa permite modelar piezas y conjuntos y extraer de ellos tanto planos como otro tipo de información necesaria para la producción de un modelo.

Es un programa que funciona con base en las nuevas técnicas de modelado con sistemas CAD. El proceso consiste en construir tridimensionalmente el modelo deseado. Una vez diseñado, a partir de dicho modelo se realizan los planos en dos dimensiones necesarios de una forma bastante automatizada.

8.2. Materiales

A continuación se detallarán las diferentes características del material utilizado para la fabricación de la caja de cambios así como los motivos de su elección.

8.2.1. Acero

El acero es, principalmente, una composición de hierro y carbono, aunque también puede alearse con otros metales y metaloides. Tanto la cantidad de carbono como las de los distintos aleantes, otorgarán al acero distintas propiedades mecánicas. También los diferentes tratamientos térmicos aplicables variarán sus propiedades. Estas variaciones en las propiedades mecánicas, serán debidas a cambios en la estructura cristalina del material, tanto a deformaciones que puede sufrir la red en la que cristaliza, como al hecho de poder cristalizar en distinto tipo de red.

Dependiendo de su composición, se pueden dividir los aceros en dos clases fundamentales:

- Aceros al carbono: se consideran aceros al carbono aquellos que estando formados esencialmente por hierro y carbono, no superan ciertas cantidades de otros elementos (fundamentalmente tendrán manganeso y silicio).
- Aceros aleados: los aceros aleados son los que contienen, además del carbono e impurezas, elementos de aleación voluntaria, como cromo, níquel, molibdeno, vanadio, wolframio...

7.2.1.1 F-11XX: Aceros al carbono

El grupo de aceros al carbono o de construcción, está formado por aceros cuyas composiciones oscilan entre los siguientes límites:

- Carbono: 0,10% - 0,80%
- Silicio: 0,15% - 0,30%
- Manganeso: 0,30% - 0,70%

Estos aceros están fabricados, en general, en un horno eléctrico, garantizando su composición entre límites muy estrechos y contenidos de azufre y fósforo en general menores que el 0,03%. La cantidad de carbono que contenga hará variar su soldabilidad, siendo menor la de los aceros de mayor contenido en carbono. Al no contener aleantes, será la cantidad de carbono la que determine la dureza de estos aceros, siendo más duros cuanto más carbono contengan. Principalmente existen cinco tipos de aceros:

- F-1110: su porcentaje de carbono es del 0,15%
- F-1120: con un porcentaje de carbono del 0,25%
- F-1130: cuyo porcentaje de carbono es del 0,35%

- F-1140: con un porcentaje de carbono del 0,45%
- F-1150: su porcentaje de carbono es del 0,55

7.2.1.2 *F-12XX y F-13XX: Aceros aleados de gran resistencia*

Se da el nombre de aceros aleados a aquellos aceros que además de los cinco elementos (carbono, silicio, manganeso, fósforo y azufre) contienen también cantidades relativamente importantes de otros elementos como el cromo, níquel, molibdeno, etc., que sirven para mejorar alguna de sus características fundamentales.

También pueden considerarse aceros aleados aquellos que contienen alguno de los cuatro elementos diferentes del carbono citados anteriormente en mayor cantidad que los porcentajes que normalmente suelen contener los aceros al carbono y cuyos límites superiores suelen ser generalmente los siguientes:

- Silicio: 0.50%
- Manganeso: 0.90%
- Fósforo: 0.100%
- Azufre: 0.100%

Los aleantes influyen de muy diversas maneras en las propiedades de los aceros, sin embargo, la mejora principal que se obtiene con los elementos de adición es el aumento en la templabilidad, y por eso los elementos aleados que más se utilizan son los que contribuyen a este fin. Los elementos de aleación que más frecuentemente suelen utilizarse para la fabricación de aceros aleados son: níquel, manganeso, cromo, vanadio, wolframio, molibdeno, cobalto, silicio, cobre, titanio, circonio, plomo, selenio, aluminio, boro y niobio. La influencia que ejercen estos elementos es muy variada, y, empleados en proporciones convenientes, se obtienen aceros con ciertas características que, de no usar este método, no se pueden alcanzar con los aceros ordinarios al carbono. Sin embargo, estas mejores propiedades mecánicas se deben pagar, ya que estos aceros presentan precio más elevado.

Las características mecánicas de los aceros al carbono son siempre bajas en piezas de cierto espesor y volumen, ya que tienen baja templabilidad. Utilizando aceros aleados es posible la fabricación de piezas de gran espesor, con resistencias muy elevadas en el interior de las mismas. En elementos de máquinas y motores se llegan a alcanzar grandes durezas con gran tenacidad. Es posible fabricar mecanismos que mantengan elevadas resistencias, aún a altas temperaturas. Hay aceros inoxidables que sirven para fabricar elementos decorativos, piezas de máquinas y herramientas, que resisten perfectamente a la acción de los agentes corrosivos. Es posible preparar troqueles de formas muy complicadas que no se deformen ni agrieten en el temple...

7.2.1.3 *Clasificación de los aceros aleados de acuerdo con su composición*

Los aceros aleados se clasifican, atendiendo a su composición, de la siguiente manera:

- Aceros al níquel: F-1210.
- Aceros al cromo-níquel: F-1220, F-1252 y F-1320.
- Aceros al cromo-molibdeno: F-1240 y F-1250.
- Aceros al cromo-vanadio: F-1310.
- Aceros al cromo-níquel-molibdeno: F-1260, F-1270, F-1280, F-1290 y F-1330.

7.2.1.4 Clasificación de los aceros aleados de acuerdo con su utilización

Según sus aplicaciones, los aceros aleados pueden clasificarse en:

Aceros en los que tiene una gran importancia la templabilidad:

- Aceros de gran resistencia
- Aceros de cementación
- Aceros de muelles
- Aceros indeformables

Aceros de construcción:

- Aceros de gran resistencia
- Aceros de cementación
- Aceros para muelles
- Aceros de nitruración
- Aceros resistentes al desgaste
- Aceros para imanes
- Aceros para chapa magnética
- Aceros inoxidable y resistentes al calor

Aceros de herramientas:

- Aceros rápidos
- Aceros de corte no rápidos
- Aceros indeformables
- Aceros resistentes al desgaste
- Aceros para trabajos de choque
- Aceros inoxidable y resistentes al calor.

7.2.1.5 F-15XX y F-16XX: Aceros para cementar

Los aceros cementados, consiguen combinar una buena tenacidad con una gran dureza superficial. Esta combinación es muy adecuada para piezas de maquinaria como engranajes, que deben tener la superficie muy dura para resistir al desgaste, y el núcleo de los dientes muy tenaz para resistir los golpes que se puedan producir en alteraciones de la máquina, como arranques y paradas bruscas. Se pueden cementar tanto aceros al carbono como aceros aleados, mejorando su dureza superficial sin alterar las características propias del acero base.

El espesor más corriente de la capa cementada es de entre 0,50 y 1,50 mm, dependiendo del tamaño de la pieza. Los tipos de aceros que hay en este subgrupo son los siguientes:

- Aceros al carbono: F-1510
- Aceros al níquel: F-1520
- Aceros al cromo-níquel: F-1530 y F-1540
- Aceros al cromo-molibdeno: F-1550
- Aceros al cromo-níquel-molibdeno: F-1560 y F-1570
- Aceros de baja aleación al cromo-níquel-molibdeno: F-1580 y F-1590

7.2.1.6 *F-17XX: Aceros para nitrurar*

La nitruración consiste en endurecer la superficie del acero por absorción de nitrógeno en condiciones adecuadas. Los aceros nitrurados tienen una alta dureza superficial, manteniéndose las características tenaces del núcleo. Los aceros para nitrurar son siempre aleados con un contenido de carbono comprendido entre 0,25 y 0,50%, según las características que se desean obtener en el núcleo. Los elementos más utilizados de aleación son el aluminio, el molibdeno, el vanadio, el cromo y el níquel. Las principales aplicaciones de estos aceros nitrurados son la construcción de maquinaria, motores, máquinas-herramientas, etc. En este subgrupo se tienen los tipos:

- Aceros al cromo-molibdeno-vanadio: F-1710, F-1720 y F-1730
- Aceros al aluminio-cromo-molibdeno: F-1740

7.2.1.7 *Mecanización*

El acero es un metal altamente mecanizable. A continuación se describen algunas de las muchas operaciones que pueden realizarse con el acero.

7.2.1.8 *Estampado*

La estampación del acero consiste en un proceso de mecanizado sin arranque de viruta donde a la plancha de acero se la somete por medio de prensas adecuadas a procesos de embutición y estampación para la obtención de determinadas piezas metálicas con la forma deseada. Para ello en las prensas se colocan los moldes adecuados.

7.2.1.9 *Troquelación*

La troquelación del acero es un proceso de mecanizado sin arranque de viruta donde se perforan todo tipo de agujeros en la plancha de acero por medio de prensas de impactos donde tienen colocados sus respectivos troqueles y matrices.

7.2.1.10 *Mecanizado blando*

Las piezas de acero permiten su mecanizado en procesos de arranque de virutas en máquinas-herramientas (taladro, torno, fresadora, centros de mecanizado CNC...) para posteriormente ser endurecidas por tratamiento térmico y terminar los mecanizados por procedimientos abrasivos en los diferentes tipos de rectificadoras existentes.

7.2.1.11 Rectificado

El proceso de rectificado permite obtener muy buenas calidades de acabado superficial y medidas con tolerancias muy ajustadas permitiendo así la construcción de maquinaria y equipos de calidad.

7.2.1.12 Mecanizado duro

En ocasiones especiales, el tratamiento térmico del acero puede llevarse a cabo antes del mecanizado en procesos de arranque de virutas, dependiendo del tipo de acero y los requerimientos necesarios para la pieza a obtener. Por este motivo, debe tenerse en cuenta que las herramientas necesarias para dichos trabajos deben estar preparadas para evitar un rápido desgaste en su vida útil. Pueden darse este tipo de casos cuando las tolerancias de fabricación son tan ajustadas que no se permite la inducción de calor en tratamiento por llegar a alterar la geometría de la pieza.

En ocasiones es preferible el mecanizado después del tratamiento térmico, ya que la estabilidad óptima del material ha sido alcanzada y, dependiendo de la composición y el tratamiento, el mismo proceso de mecanizado no es mucho más difícil.

7.2.1.13 Taladrado profundo

En muchas situaciones, la dureza del acero es determinante para un resultado exitoso, como por ejemplo en el taladrado profundo al procurar que un agujero mantenga su posición referente al eje de rotación de la broca.

7.2.1.14 Doblado

El doblado del acero que ha sido tratado térmicamente no es muy recomendable pues el proceso de doblado en frío del material endurecido es más difícil y el material muy probablemente se haya tornado demasiado quebradizo para ser doblado; el proceso de doblado empleando antorchas u otros métodos para aplicar calor tampoco es recomendable puesto que al volver a aplicar calor al metal duro, la integridad de este cambia y puede ser comprometida.

7.2.1.15 Perfiles de acero

Para su uso en construcción, el acero se distribuye en perfiles metálicos, siendo éstos de diferentes características según su forma y dimensiones y debiéndose usar específicamente para una función concreta, ya sean vigas o pilares.

7.2.1.16 Disponibilidad

El acero es el metal más utilizado a día de hoy en la industria por todas las características descritas anteriormente y por su económico coste. Además, su principal componente, el hierro, es el metal más abundante y el cuarto elemento con mayor presencia en la corteza terrestre con una abundancia de aproximadamente un 5%.

7.2.1.17 Reciclaje

El acero, al igual que otros metales, puede ser reciclado. Al final de su vida útil, todos los elementos contruidos en acero se pueden desguazar, separando los diferentes materiales y originando unos desechos seleccionados llamados comúnmente chatarra. La chatarra es prensada en bloques que se vuelven a enviar a la acería para ser reutilizados. De esta forma se reduce el gasto en materias primas y en energía. Se estima que la chatarra reciclada cubre el 40% de las necesidades mundiales de acero (cifra de 2006).

El proceso de reciclado se realiza bajo las normas de prevención de riesgos laborales y las medioambientales.

8.2.2. Níquel

Desde que se empezó a usar el níquel en los aceros, se observó que este elemento mejora las propiedades de los aceros. El empleo de aceros con níquel es sobre todo interesante para la construcción de piezas de máquinas y motores de alta calidad. Una de las ventajas más importantes que reporta el empleo del níquel, es evitar el crecimiento del grano en tratamientos térmicos, lo que sirve para conseguir siempre con ellos gran tenacidad.

Los aceros al níquel sometidos a temperaturas demasiado elevadas, quedan después del temple y revenido con muy buena tenacidad. El níquel, hace descender los puntos críticos y por ello los tratamientos térmicos pueden hacerse a temperaturas ligeramente más bajas que las correspondientes a los aceros ordinarios. Experimentalmente se observa que con los aceros aleados con níquel se obtiene para una misma dureza, un límite de elasticidad ligeramente más elevado y mayores alargamientos y resistencias que con aceros al carbono. También es muy interesante señalar que para la misma dureza su resistencia a la fatiga es un 30% superior a la de los aceros de baja aleación.

El níquel es un elemento de extraordinaria importancia en la fabricación de aceros inoxidables y resistentes a altas temperaturas.

Los aceros al níquel más utilizados son los siguientes:

- Aceros al de níquel: 2,3% - 5% de Ni, 0,1-0,25% de C (para cementación) y con 0,25-0,4% de C (para piezas de gran resistencia)
- Aceros cromo-níquel y aceros cromo níquel molibdeno: con porcentajes variables de C (0,1-0,22%) se emplean para cementación y con 0,25-0,4% de C se emplean para piezas de gran resistencia. En estos aceros los porcentajes de cromo-níquel suelen tener una relación aproximada de 1% Cr y 3% Ni.
- Aceros de media aleación níquel-molibdeno y níquel manganeso: 0,25- 0,4% de C para piezas de gran resistencia y con 0,1-0,25% para piezas cementadas, Ni de 1-2%, Mn 1-1,5%, Molibdeno 0,15-0,4%.
- Aceros inoxidables y resistentes al calor cromo-níquel: con 8-25% de Ni
- Otros aceros de menor importancia son los aceros cromo-níquel para estampación en caliente, algunos de los aceros al níquel para herramientas, y otros de uso poco frecuente

8.2.3. *Cromo*

Es uno de los elementos especiales más empleados para la fabricación de aceros aleados, usándose indistintamente en los aceros de construcción, en los de herramientas, en los inoxidables y en los de resistencia en caliente. Se emplea en cantidades diversas desde 0,3 a 30% de Cr según los casos, y sirve para aumentar la dureza y la resistencia a la tracción de los aceros, mejora la templabilidad, impide las deformaciones en el temple, aumenta la resistencia al desgaste, la inoxidabilidad...

8.3. Procesos de fabricación

En este apartado se procederá a describir los procesos de fabricación llevados a cabo para la obtención de los distintos elementos que componen la caja de cambios. Dichos procesos son principalmente de mecanizado, pero también serán necesarios tratamientos térmicos para mejorar las propiedades del material de los elementos constituyentes de la caja.

8.3.1. *Acero aleado al cromo-níquel F-1252*

El material empleado para la fabricación de la caja de cambios objeto de este proyecto será un acero aleado al cromo-níquel. Concretamente se trata del acero F-1252. Esta aleación, es un metal muy tenaz y que a su vez, puede llegar a alcanzar grandes durezas, haciéndolo idóneo para la fabricación de elementos que deban soportar grandes esfuerzos a altas temperaturas.

DISEÑO DE UNA CAJA DE CAMBIOS DE SEIS MARCHAS

PFC2

Además, este tipo de acero permite la fabricación de piezas de gran espesor que deban soportar grandes esfuerzos en su interior. A continuación se muestra una tabla con las principales características mecánicas de diversas aleaciones entre las que se encuentra el empleado para la fabricación de los elementos de la caja objeto de estudio, el acero F-1252. En ella se puede observar que posee una resistencia a la tracción de 900MPa, así como un alargamiento del 28%. También posee una dureza Brinnell de entre 295 y 325HB. Esto nos indica que no es un acero especialmente dúctil ya que no posee un alargamiento muy elevado.

<i>Aleación</i>	<i>Denominación</i>	<i>Resistencia a tracción (MPa)</i>	<i>Alargamiento (%)</i>	<i>Densidad (g/cm³)</i>	<i>Resistencia específica</i>
<i>Acero al carbono</i>	<i>F-1110</i>	300	47	7,80	39
	<i>F-1140</i>	520	20		67
	<i>F-1150</i>	900	16		115
<i>Aceros aleados</i>	<i>F-1230</i>	700	16		90
	<i>F-1252</i>	900	28		115
<i>Aceros inoxidables</i>	<i>F-3517</i>	620	40		80
	<i>F-3534</i>	515	40		66
	<i>F-3113</i>	415	20		55
	<i>F-3411</i>	490	20		63
<i>Aluminio</i>	<i>1050-O</i>	75	39		2,70
	<i>1050-H1</i>	160	7	60	
	<i>2024-T3</i>	490	18	181	
	<i>3003-H3</i>	260	7	96	
	<i>6063-T4</i>	172	20	64	
<i>Cobre</i>	<i>C11000</i>	220	45	8,96	25
	<i>C26000</i>	300	68		35
	<i>C51000</i>	380	70		45
<i>Magnesio</i>	<i>AZ10A</i>	240	10	1,74	138
	<i>HN31A</i>	285	10		164
<i>Níquel</i>	<i>270</i>	345	50	8,90	40
	<i>600</i>	655	40		75
<i>Titanio</i>	<i>R50250 (99,8% Ti)</i>	240	24	4,50	55
	<i>R56400 (Ti6Al4V)</i>	1000	12		220

Tabla 18 Características mecánicas de diversas aleaciones

aceros aleados	σ_{adm} kp/mm ²	dureza HB
F-1220	27	280-305
F-1230	22	235-265
F-1250	30	295-325
F-1260	33	321-351
F-1280	32	307-337
F-1320	30	309-339
aceros no aleados	σ_{adm} kp/mm ²	dureza HB
F-1120	1012	135-160
F-1130	20	214-244
F-1140	23	247-277
F-1150	27	278-308
aceros nitrurados	σ_{adm} kp/mm ²	dureza HB
F-1710	35	--
F-1720	27	--
F-1730	23	--
F-1740	27	--
aceros cementados	σ_{adm} kp/mm ²	dureza HB
F-1530	33	--
F-1540	25	--
F-1550	25	--
F-1560	37	--
fundición gris	σ_{adm} kp/mm ²	dureza HB
FG-21	7	175-215
FG-28	9	210-260
FG-35	12	235-265
FG-42	14	250-300

Tabla 19 Tensión admisible y dureza de aleaciones

8.3.2. Fabricación de los engranajes

Antes de proceder al mecanizado de los dientes, los engranajes deben tener mecanizadas todas sus dimensiones exteriores y agujeros, en caso de tenerlos, en máquinas herramientas como

tornos y fresadoras, dejando los excedentes necesarios en caso de que tengan que recibir tratamiento térmico y posterior mecanizado de alguna de sus zonas.

El mecanizado de los dientes de los engranajes a nivel industrial se realiza en máquinas talladoras construidas para este fin llamadas fresas madres.

Los engranajes normales cilíndricos tanto rectos como helicoidales se mecanizan en talladoras de gran producción y precisión. Cada talladora tiene sus constantes y sus transmisiones adecuadas para fabricar el engranaje que se programe. Tipo Liebherr, Hurth, Pfauter...

8.3.3. *Chaflanado y redondeado de dientes*

Esta operación se realiza especialmente en los engranajes desplazables de las cajas de velocidad para facilitar el engrane cuando se produce el cambio de velocidad. Esta operación se realiza en máquinas y herramientas especiales (Hurth).

8.3.4. *Tratamiento térmico de los engranajes*

Los engranajes están sometidos a grandes presiones en la superficie de contacto y por eso el tratamiento que la mayoría de ellos recibe consiste en un tratamiento térmico de cementación o nitruración con lo cual se obtiene una gran dureza en la zona de contacto de los dientes y una tenacidad en el núcleo que evite su rotura por un sobreesfuerzo.

La cementación consiste en efectuar un calentamiento prolongado en un horno de atmósfera controlada y suministrarle carbono hasta que se introduzca en la superficie de las piezas a la profundidad que se desee. Una vez cementada la pieza se la somete a temple, con lo cual se obtiene gran dureza en la capa exterior, ideal para soportar los esfuerzos de fricción a que se someten los engranajes.

Los engranajes que se someten a cementación están fabricados de aceros especiales adecuados para la cementación.

Otras veces el tratamiento térmico que se aplica a los engranajes es el de nitruración, que está basado en la acción que ejercen sobre la superficie exterior de las piezas el carbono y el nitrógeno. La nitruración reduce la velocidad crítica de enfriamiento del acero, alcanzando un mayor grado de dureza una pieza nitrurada y templada que cementada y templada, aun para un mismo tipo de material.

En la actualidad, y particularmente en la industria de la automoción, se están supliendo aceros aleados por aceros más sencillos dadas las grandes ventajas técnicas que ofrece la nitruración (elevadas durezas, regularidades de temple, menos deformaciones...). En los procesos de nitruración se puede obtener capas entre 0.1-0.6mm., siendo las durezas en la periferia del orden de los 60-66 HRC.

La nitruración es un proceso para endurecimiento superficial que consiste en penetrar el nitrógeno en la capa superficial. La dureza y la gran resistencia al desgaste proceden de la

formación de los nitruros que forman el nitrógeno y los elementos presentes en los aceros sometidos a tratamiento.

A veces hay engranajes que se les aplica un temple por inducción donde el calentamiento es limitado a la zona a tratar y es producido por corrientes alternativas inducidas. Cuando se coloca un cuerpo conductor dentro del campo de una bobina o de un solenoide con corrientes de media o alta frecuencia, el cuerpo es envuelto por una corriente inducida, la cual produce el calentamiento. Para ello se emplean inductores que tienen la forma apropiada de la dentadura que queremos tratar.

La ausencia de todo contacto entre el inductor y la pieza sometida a calentamiento permite la obtención de concentraciones del orden de los 25.000 W cm^{-2} . La velocidad de calentamiento es casi unas 15 veces más rápida que por soplete. Para templar una pieza por inducción será necesario que tenga un espesor por lo menos unas diez veces superior al espesor que se desea templar. El éxito de un buen temple reside en acertar con la frecuencia de corriente de calentamiento, para que ésta produzca una concentración suficiente de corriente inducida en la zona a templar.

El sistema que se emplea en el calentamiento es en dos fases: 10.000 ciclos para el calentamiento de la base de los dientes y 375.000 para el calentamiento de la periferia. Después de efectuados los dos calentamientos el engrane es sumergido en agua o aceite en función del tipo de acero que sea.

Una posibilidad que existe para solucionar los problemas que aparecen en los engranajes ha sido el níquel químico. Los depósitos de níquel le confieren a la pieza tratada una buena resistencia a la corrosión, una gran resistencia a la fricción y una gran dureza con ayuda de unos precipitados concretos. El niquelado químico consigue que las capas sean uniformes, siempre y cuando todas las partes de la pieza estén en contacto con la solución y la composición de esta se mantenga constante, y el espesor de esta capa varía según el tiempo de tratamiento y la composición. Las piezas antes de ser tratadas deben de pasar por otras fases como pueden ser el decapado, ataque, para garantizar su adhesión, y otra cosa a tener en cuenta es que el niquelado químico reproduce en la superficie la rugosidad de la pieza tratada.

8.4. Elementos que conforman la caja de cambios

Como ya se ha explicado en capítulos anteriores, la caja de cambios está constituida por varios elementos que tras su unión, conforman la caja al completo.

Ciertos piñones exigen ser tallados junto con los ejes. Se partirá de un semiproducto que será un redondo de acero de un determinado diámetro y una determinada longitud. Primero se mecanizarán las dimensiones exteriores de las ruedas y a continuación las del eje. Esta operación se realizará en un centro de mecanizado automatizado (CNC). Las operaciones a realizar serán de torneado. Deberán llevarse a cabo diferentes operaciones:

- Cilindrado para las dimensiones de la rueda y el eje. Se realizarán cilindrados de desbaste y de acabado.
- Ranurado para el estriado de los ejes.
- Mandrinado para el agujero interior del eje.
- Planeado de las superficies que lo requieran.

Una vez llevada a cabo estas operaciones, se procede al tallado de los dientes del engranaje. Dicho tallado se efectúa en una fresa madre.

En el caso de los piñones locos, se obtendrán también a partir de redondos de acero. Al igual que con el resto de engranajes, se les realizará un mecanizado de torneado previo para obtener sus dimensiones exteriores en un centro de mecanizado CNC. A los piñones, se les realizará también el taladro interior. Posteriormente, se efectuará el tallado de los dientes en una fresa madre.

Una vez tallados los dientes, tanto de las ruedas como de los piñones, éstos serán sometidos a un achaflanado y redondeado con el objetivo de facilitar el engrane cuando se produzca el cambio de velocidad.

Para los sincronizadores, se partirá también de un redondo de acero. Al semiproducto, se le realizará un proceso de mecanizado en un torno CNC para conseguir la forma necesaria. Dicho proceso, será totalmente automatizado. Deberán llevarse a cabo operaciones de:

- Cilindrado
- Taladrado
- Ranurado
- Planeado
- Achaflanado
- Fresado

Una vez obtenidos todos los elementos mecanizados, con el objetivo de conseguir la calidad superficial necesaria para el correcto funcionamiento del mecanismo, se les realizará un proceso de rectificado.

Para la realización de los rectificados, se utilizará una rectificadora. La máquina rectificadora está formada por cuatro piedras abrasivas de grano fino fijadas a una herramienta extensible que se hace girar y oscilar lentamente hasta lograr el acabado y el diámetro deseados. Estas muelas al actuar con elevada velocidad sobre la pieza en elaboración, arrancan minúsculas partículas de material.

Por último, se someterá a las piezas a un tratamiento de cementación en un horno de atmósfera controlada introduciéndole carbono hasta la profundidad necesaria.

La cementación comprende tres etapas:

- En la primera etapa las piezas son expuestas a una atmósfera que contiene Carbono o Carbono y Nitrógeno a una temperatura de entre 850 y 1.050°C.
- En la segunda etapa se puede producir inmediatamente el temple a partir de esa temperatura, o bien después de un enfriamiento intermedio y un recalentamiento a una temperatura de cementación específica del material.
- La tercera etapa, el revenido, sirve principalmente para aliviar tensiones internas y reducir la sensibilidad al agrietamiento durante el subsiguiente rectificado.

8.5. Elementos complementarios

El diseño de la caja de cambios viene sujeto al uso de ciertos elementos auxiliares ya existentes en el mercado. El uso de estos elementos viene dado sobre todo por factores económicos, ya que resulta más económica su compra que la fabricación de los mismos.

8.5.1. *Rodamientos*

Los árboles giran apoyados sobre unos soportes dispuestos en sus extremos, debiendo estar estos soportes suficientemente dimensionados para poder resistir con toda seguridad los esfuerzos que les transmitan aquéllos.

El árbol no gira directamente sobre el soporte, sino que entre ambos se sitúa el cojinete.

Se utilizarán rodamientos de rodillos cónicos. Éstos se situarán en los extremos de los ejes, tanto del árbol primario como de los secundarios.

Los rodamientos no se fabricarán, sino que se encargarán por catálogo. Para la elaboración de la caja de cambios objeto de este proyecto se han escogido los modelos que se especifican en el documento Cálculos y se detallan en los anexos.

8.5.2. *Circlips*

Los circlips impiden los desplazamientos laterales de los elementos acoplados en el eje. Mediante los circlips se pueden sujetar adecuadamente los retenes que impiden las fugas de lubricante incrementado así la vida útil de los diferentes rodamientos.

Los circlips, al igual que los rodamientos serán fabricados bajo pedido, debido a la imposibilidad de normalizar los diámetros interiores necesarios. Se detallan en los Anexos y en los planos.

8.5.3. Muelles

Los muelles deberán ser fabricados en hilo de acero inoxidable según la norma EN 10270-3, de 0.2 mm de diámetro de sección. El muelle deberá tener 5 mm de diámetro exterior y 15 mm de longitud total sin comprimir.

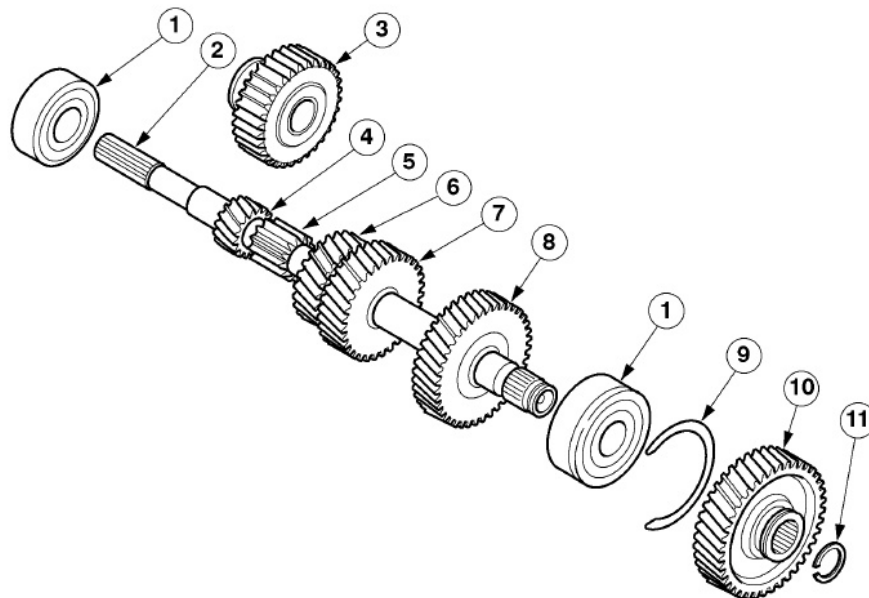


Ilustración 22 Eje de una caja de cambios con el rodamiento (1) y los circlips (9 y 11)

CAPÍTULO 9.

PRESUPUESTO

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

En los gastos de Oficina Técnica se han tenido en cuenta el uso de equipo informático y del programario necesario. También se ha tenido en cuenta las horas invertidas en dicho proyecto y el precio por hora que cobra el Ingeniero que ha realizado el proyecto en cuestión.

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

Oficina Técnica					
		Unidades	Precio Unidad	Uso(%)	Precio
Equipamiento	Informático				
	PC	1	1500	15	225
	Impresora	1	300	10	30

DISEÑO DE UNA CAJA DE CAMBIOS DE SEIS MARCHAS

PFC2

		Programario			
	Microsoft Office 2010	1	379	10	37,9
	SolidWorks 2011	1	2500	15	375
Ingeniería	Ingeniero	400	50		20000
Total Oficina Técnica					20667,9
Materiales					
	Redondo de acero Ø50	1	40/m		20
	Redondo de acero Ø110	3	75/m		107,5
	Redondo de acero Ø5250	1	270/m		135
	Circlips	4	1		4
	Rodamientos	8	10		80
	Bolas de acero Ø5mm	8	0,5		4
	muelles Ø5mmx10long	8	0,5		4
	Cojinetes 2mm de grosor	7	3		21
Total Materiales					375,5
Fabricación					
		Horas	Precio/hora		
	Mecanizado CNC	5	70		350
	Fresa madre CNC	2	70		140
	Cementado		100		100

DISEÑO DE UNA CAJA DE CAMBIOS DE SEIS MARCHAS

PFC2

Montaje	0,5	40		20
Total Fabricación				610
Subtotal				21653,4
Imprevistos (10%)				2165,34
Total sin Impuestos				23818,74
IVA (18%)				4287,37
TOTAL				28106,11

Tabla 20. Presupuesto de coste del prototipo inicial

CAPÍTULO 10.

CONCLUSIONES

10.1. Conclusiones

El presente proyecto concluye con la elaboración de una caja de cambios de similar diseño al modelo original desarrollada por VolksWagen y montada en distintas configuraciones motoras de los modelos Golf y Scirocco.

Mediante el diseño CAD se ha intentado llevar a cabo un modelo lo más parecido posible al original. Sin embargo, hay que tener en cuenta que éste no será exactamente igual, ya que no ha sido posible contar con una caja de cambios de dicho modelo para poder estudiarla en mayor detalle y poder así realizar un diseño mucho más aproximado al real.

Tampoco el material empleado para su fabricación ni el proceso de fabricación serán los mismos, ya que no nos ha sido posible contar con estos datos. Por este motivo, los parámetros dimensionales se han obtenido mediante cálculos resistentes o decididos por los autores del presente proyecto en el caso de los materiales y procesos de fabricación. En este último aspecto, sin embargo, hemos intentado que nuestra elección en el material sea lo más aproximada al material utilizado en la realidad. En el caso del proceso de fabricación, hemos escogido el que considerábamos que se ajustaba más al proceso real y el que también considerábamos más adecuado.

Las hipótesis de carga tomadas vienen determinadas por las situaciones que se suponen más críticas para la caja de cambios durante el funcionamiento del vehículo y de la misma.

Este proyecto ha permitido a los autores comprender en profundidad los mecanismos que determinan una caja de cambios y la influencia que éstos tienen sobre la conducción.

Durante la elaboración del proyecto se han utilizado herramientas de diseño CAD. Mediante el uso de estas herramientas los autores se han habituado a este entorno y han aprendido a manejar con mayor soltura herramientas como Toolbox de Solidworks. Gracias a Toolbox, los autores también han aprendido a editar los elementos que pueden cargarse con esta herramienta con mayor rapidez y eficacia. Aun así, debido a que las dimensiones de los elementos cargados con Toolbox son deducidas de expresiones matemáticas, nos ha resultado bastante complicado realizar las modificaciones necesarias de dichas dimensiones. Este hecho, también ha dado ciertas complicaciones a la hora del ensamblaje de los distintos elementos, aspecto al que le hemos dedicado bastante tiempo para que el resultado fuese lo más satisfactorio posible.

El uso de estas herramientas y los cálculos realizados a lo largo del proyecto han permitido a los autores poner en práctica los conocimientos teóricos adquiridos durante los últimos años y han permitido ver el efecto de los distintos cambios en el diseño motivados por esos mismos conocimientos. Materias como Diseño de Máquinas y Elementos de Accionamiento y Transmisión en Máquinas nos han resultado básicas y muy útiles a la hora de elaborar todos los cálculos.

En definitiva, tras la realización del proyecto, nos sentimos preparados para la elaboración de otros proyectos de diseño mecánico que incluyan el planteamiento de hipótesis de carga, el diseño de las piezas y el marcaje de directrices para su posterior prototipado.

10.2. Propuestas de mejora

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

10.3. Mejoras en el diseño.

Tal y como se ha detallado en el proyecto, los elementos utilizados para la elaboración de la caja de cambios no son normalizados. Este hecho viene dado por los resultados obtenidos en los cálculos realizados. Una posible mejora sería la elección de un material que permitiera soportar las mismas solicitaciones pero que a la vez permitiese el uso de elementos normalizados con el fin de una más correcta y sencilla elaboración del modelo en todos sus ámbitos.

Estos cambios no afectarán de modo alguno en el método de fabricación del modelo, pero eliminarán la necesidad de fabricar bajo demanda ciertos elementos complementarios que componen la caja de cambios como pueden ser los circlips o los cojinetes.

También sería interesante prestar atención al hecho de que los piñones y el eje sean una sola pieza. Fabricarlos por separado es una opción a tener en cuenta. Usando este método, el desperdicio de material sería mucho menor. Además, el proceso de fabricación resultaría bastante más sencillo. Todo esto, podría comportar una mayor economía a la hora de desarrollar la caja de cambios.

Consideramos que es una opción muy interesante y creemos firmemente que debería realizarse un estudio sobre este aspecto. Es un aspecto muy a tener en cuenta de cara a la elaboración de otros prototipos o también de cara a la producción en serie a partir del prototipo llevado a cabo en este proyecto.

10.4. Factor de seguridad

Del proceso de cálculo llevado a cabo se extraen las conclusiones siguientes.

Fabricada y construida tal y como se expone en el documento de Cálculos, los elementos de la caja funcionan con los siguientes factores de seguridad:

10.4.1. Dentado

FS	Resistencia	Desgaste	Fatiga
R1	1,677	3,75	2,89
R2	1,607	3,21	2,89
R3	1,294	2,34	2,44
R4	1,183	1,87	2,30
R5	1,179	1,69	2,25
R6	1,144	1,57	2,22
RA1	1,570	2,53	2,70
RA2	1,419	1,81	2,51
P1	1,105	1,10	1,90
P2	1,301	1,53	2,34
P3	1,140	1,64	2,15
P4	1,144	1,72	2,22
P5	1,102	1,54	2,10
PA1	1,156	1,10	2,04

DISEÑO DE UNA CAJA DE CAMBIOS DE SEIS MARCHAS

PFC2

D1	1,129	1,83	2,11
D2	1,142	2,24	2,30
CD	2,093	7,44	4,21

Tabla 21 Factores de seguridad del dentado de los engranajes

10.4.2. Estriados

Sincronizador	Fs
A	1,34
B	2,38
C	4,46
D	1,10

Tabla 22. Factores de seguridad del estriado de los ejes

10.4.3. Sincronizadores

Sincronizador	Fs
A	13,85
B	18,53
C	17,66
D	5,84

Tabla 23 Factores de seguridad del dentado de los sincronizadores

10.4.4. Ejes

		FS			FS
E1	a	11,10	EP	a	21,08
	1	1,02		1	5,26
	R3	2,18		P5	4,75
	2	1,52		2	1,69
	B	2,72		P3	2,97
	R4	1,34		3	1,84
	3	1,62		P4	3,04
	R1	1,68		4	1,23

	4	1,22		P1	1,24	
	A	1,68		P2	3,05	
	R2	1,39		5	2,65	
	5	1,45		b	6,47	
	D1	1,41		E3	a	7,77
	6	1,49			1	1,29
	b	8,93			PA1	1,30
E2	a	21,61	RA1		1,50	
	1	4,20	2		1,36	
	R5	5,26	b		6,64	
	2	4,20				
	C	6,20				
	3	4,98				
	R6	4,98				
	4	1,11				
	D	1,57				
	RA2	1,37				
	D2	2,25				
	5	2,71				
	b	24,78				

Tabla 24. Factores de seguridad para cada sección de diseño de los ejes

10.5. Observaciones

10.5.1. Objetivos

Se ha cumplido el objetivo preliminar de que ningún factor de seguridad bajase de 1,10. El punto más débil de la caja en este sentido, se halla en el desgaste del engranaje PA1, o en el estriado del eje del sincronizador D. Siendo que el desgaste es un proceso paulatino, es posible afirmar que el punto más débil de la caja es el estriado del sincronizador D.

Siendo ser que el par motor de entrada se había mayorado, el factor de seguridad global de la caja responde a la igualdad siguiente:

Resultando:

CAPÍTULO 11.

AGRADECIMIENTOS

A los efectos del presente proyecto, sus autores quieren extender los siguientes agradecimientos a quienes han apoyado nuestra labor.

A Don Pedro Ortiz, por su dedicación tanto profesional como personal a la hora de ayudar a los necesitados como nosotros.

A Doña Eva Martínez González, por su disponibilidad y atención, y probablemente, la persona sin la cual este proyecto jamás hubiera pasado del resumen.

A Don Alberto Roldán Pastor, por su sinceridad a la hora de recomendarnos un psiquiatra cuando supo acerca de nuestros planes, y por indicarnos el mejor camino a seguir para salir vivos de este proyecto.

Al tdo. Don David Aguilera Tuérgano, por compartir con nosotros su experiencia y dedicarnos su escaso y valioso tiempo, persona que probablemente sea el padrino de estos documentos.

A Don Jesus Petreñas Ranedo, por mover con habilidad y sabiduría los hilos de títere tras el telón, siempre desde un punto de vista práctico y en la clave de humor que le caracteriza.

A Doña Lidia Luque Lisón por enseñarnos a centrar las tablas en Word y a detectar fallos en la escritura.

En especial, queremos dar las gracias a personajes como el señor Carles Soteras Villalonga, Víctor Beltrán Burdallo o Daniel Martínez Morato, Joan Garau Serra y Jorge Plaza Gómez, por haber compartido con nosotros los tiempos muertos que ellos mismos nos arrastraron a tomar, pero que probablemente permitieron que recordemos el tiempo que nos llevó hacer este proyecto con bastante más cariño del que lo haríamos de no haber sido así. Y no sólo

durante este proyecto, también a lo largo de toda la carrera. Gracias a todos ellos por hacernos estos años más llevaderos y por hacer que los recordemos con cariño.

Por último, queremos agradecer a todo el personal docente y de administración, por habernos facilitado nuestra labor en la medida de lo que buenamente pudieron.

CAPÍTULO 12. BIBLIOGRAFÍA

12.1. Volúmenes

NORTON, RL. “Diseño de máquinas”. Ed. Prentice Hall

BESSA, GINER, RÓDENAS, TARRACÓN, VALERO. “Componentes de máquinas. Fatiga de alto ciclaje. Problemas y ejercicios resueltos”. Pearson Educación S.A.

CALERO PÉREZ, R: CARTA GONZALEZ, J.A. “Fundamentos de mecanismos y máquinas para ingenieros”. Ed. Mc Graw Hill.

Dani “Meganeboy”. MECANICA Virtual, (Febrero 2001)
<http://www.mecanicavirtual.org/caja-cambios.htm> (Actualizado 4 Julio 2010)

SHIGLEY, JOSEPH EDWARD, “Diseño en Ingeniería Mecánica”, Ed.McGraw Hill

12.2. Normativa consultada

UNE 18 004 79 (3) 1R: Engranajes. Vocabulario y definiciones geométricas. Engranajes cónicos.

UNE 18 004 79 (4) 1R: Engranajes. Vocabulario y definiciones geométricas. Engranajes de tornillo.

UNE 18 004 79 (5) 1R Engranajes. Vocabulario y definiciones geométricas. Índice español-alemán-inglés-francés

UNE 18 005 84 5R Engranajes. Cilíndricos para mecánica general y mecánica pesada. Módulos y diametrales Pitch.

UNE 18 008 59 1R Engranajes. Principios fundamentales.

12.3. Enlaces Web

12.3.1. *Wikipedia*

http://es.wikipedia.org/wiki/Acero#Caracter.C3.ADsticas_mec.C3.A1nicas_y_tecnol.C3.B3gicas_del_acero

http://es.wikipedia.org/wiki/Engranaje#Engranajes_cil.C3.ADndricos_de_dientes_helicoidales

http://es.wikipedia.org/wiki/Hierro#Abundancia_y_obtenci.C3.B3n

http://es.wikipedia.org/wiki/Acero#Reciclaje_del_acero

<http://en.wikipedia.org/wiki/Circlip>

<http://es.wikipedia.org/wiki/Retén>

12.3.2. *UPC Commons*

http://upcommons.upc.edu/pfc/bitstream/2099.1/10336/7/Annex_II.pdf

12.3.3. *Rincón del Vago*

<http://html.rincondelvago.com/aceros-aleados-y-elementos-de-aleacion.html>

http://html.rincondelvago.com/corteza-terrestre_1.html

12.3.4. *Escuela Técnico Profesional: Fundación Universidad de Atacama*

<http://www.etp.uda.cl/areas/electromecanica/apuntes/ahumada/pdfs/Rodamientos%20af.pdf>

12.3.5. *Universidad Tecnológica de Pereira*

http://www.utp.edu.co/~publio17/ac_aleados.htm

12.3.6. *Grupo Trateriber*

<http://www.trateriber.es/Catalogo/Cementacion.pdf>

12.3.7. *Blogspot*

<http://felipo06.blogspot.es/>

12.3.8. *Asociación Española de Normalización y Certificación*

<http://www.aenor.es>

12.4. Bibliografía de imágenes

12.4.1. *sobrecoches.com*

http://www.sobrecoches.com/var/plain_site/storage/images/coches/bmw/serie_3/novedad_gama_2008/tecnica/bmw_serie_3_gama_2008__7/259611-1-esl-ES/bmw_serie_3_gama_20081.jpg

12.4.2. *Wikipedia*

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

12.4.3. *Diariomotor.com*

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

12.4.4. *Rincón del vago*

<http://html.rincondelvago.com/el-embrague.html>

