

emeri ta zabal zazu



Universidad del País Vasco Euskal Herriko Unibertsitatea

BILBOKO INGENIARITZA ESKOLA ESCUELA DE INGENIERÍA DE BILBAO

INDUSTRIA INGENIARITZA TEKNIKOKO ATALA

SECCIÓN INGENIERÍA TÉCNICA INDUSTRIAL

--

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

ÍNDICE MEMORIA

2.1 Objeto	3
2.2 Alcance del Proyecto	4
2.3 Antecedentes	5
2.3.1 Orígenes de las motocicletas	5
2.3.2 Evolución de las motocicletas	8
2.3.3 Tipos de motocicletas	13
2.4 Normas y referencias	19
2.4.1 Disposiciones legales y Normas aplicadas	19
2.4.2 Bibliografía	20
2.4.3 Programas de cálculo	20
2.5 Definiciones y abreviaturas	21
2.5.1 Definiciones	21
2.5.2 Abreviaturas	22
2.5.3 Simbología	23
2.6 Requisitos de diseño	30
2.7 Análisis de soluciones	32
2.7.1 Introducción a las motocicletas	32
2.7.2 Tipos de chasis	32
2.7.2.1 Chasis de simple cuna cerrado	33
2.7.2.2 Chasis de simple cuna abierto o interrumpido	33
2.7.2.3 Chasis de cuna simple desdoblado	34
2.7.2.4 Chasis de doble cuna	34
2.7.2.5 Chasis multitubular	35
2.7.2.6 Chasis de doble viga perimetral	36
2.7.2.7 Chasis de doble viga perimetral cerrado	36
2.7.2.8 Chasis monocasco	37
2.7.2.9 Chasis monoviga o de espina central	38
2.7.2.10 Chasis tipo omega	38
2.7.3 Embragues	39
2.7.3.1 Embrague seco	39
2.7.3.2 Embrague húmedo	41
2.7.4 Caja de cambios	42
2.7.4.1 Caja de cambios automática	42

2.7.4.2	Caja de cambios manual	43
2.7.5	Engranajes	44
2.7.6	Rodamientos	46
2.7.6.1	Rodamientos de bolas	47
2.7.6.1.1	Rodamientos rígidos de bolas	47
2.7.6.1.2	Rodamientos de bolas de contacto angular	47
2.7.6.2	Rodamientos de rodillos	48
2.7.6.2.1	Rodamientos rodillos cilíndricos	48
2.7.6.2.2	Rodamientos rodillos cónicos	48
2.7.6.2.3	Rodamientos de agujas	48
2.7.7	Transmisión secundaria	49
2.7.7.1	Transmisión por cadena	49
2.7.7.2	Transmisión por correa dentada	50
2.7.7.3	Transmisión por cardan	51
2.8	Resultados finales	52
2.8.1	Embrague	52
2.8.2	Caja de cambios	53
2.8.2.1	Cálculos previos	53
2.8.2.2	Engranajes	54
2.8.2.3	Ejes	57
2.8.2.4	Chavetas	59
2.8.2.5	Casquillos	60
2.8.2.6	Rodamientos	60
2.8.3	Transmisión secundaria	63
2.8.3.1	Juntas cardan	63
2.8.3.2	Engranajes cónicos	64
2.8.3.3	Ejes de transmisión secundaria	64
2.8.3.4	Casquillos de la transmisión secundaria	65
2.8.4	Chasis	67
2.8.4.1	Aceleración máxima	68
2.8.4.2	Frenada máxima	68
2.8.4.3	Paso por curva	69
2.9	Planificación	71

2.1. OBJETO

El objeto de este proyecto es el análisis y diseño del chasis y la transmisión de una motocicleta y demás elementos que intervienen en el sistema. Concretamente se analizará la motocicleta BMW K75.

El diseño del chasis estará adecuado para soportar los esfuerzos requeridos, además de permitir montar todos los componentes que conforman una motocicleta. El chasis está formado por barras de acero soldadas. Este tipo de análisis permite comprender la resistencia de una estructura.

A sí mismo, el diseño del sistema de transmisión repercute directamente en el comportamiento de una motocicleta, dando las capacidades de aceleración, velocidad máxima y respuesta según su diseño.

En la transmisión se realizará el estudio de dos componentes principalmente, la caja de cambios y el eje de transmisión por cardán. Mediante este análisis se comprende la cantidad de componentes que necesita un mecanismo complejo, así como su funcionamiento, diseño y elección de materiales.



Figura 1. Motocicleta BMW K75

2.2. ALCANCE DEL PROYECTO

Primero se hará un análisis dinámico del vehículo para comprobar que es capaz de superar las resistencias que se le oponen, así como la resistencia aerodinámica, la de rodadura, la de pendiente y la fuerza de inercia.

A continuación, se calculará el embrague ya que es el primer componente que se encuentra a la salida del cigüeñal. Se calcularán las dimensiones y el número de discos de fricción necesarios, así como la fuerza axial idónea para generar el rozamiento.

Después se dimensionarán los engranajes de cada marcha partiendo del número de dientes y las fuerzas que actúan sobre estos, obteniéndose así el módulo necesario.

Una vez dimensionados los engranajes se llevarán todas las fuerzas a los ejes y se diseñarán el eje primario, intermedio y secundario mediante el código ASME.

Para diseñar los rodamientos se calcularán las reacciones en los apoyos y se obtendrá la carga dinámica que deben soportar teniendo en cuenta la duración requerida y se seleccionarán del catálogo correspondiente.

Por último, se calculará la transmisión por eje cardan. Este estará compuesto por engranajes cónicos y un eje de transmisión unido por una junta cardan.

Para el cálculo y diseño del chasis se comenzará obteniendo las sollicitaciones más críticas que puede soportar una motocicleta. Se considera que estas son frenada máxima, aceleración máxima y paso por curva, dado que es una motocicleta diseñada para el uso urbano.

Una vez obtenidos estos valores, se procederá a trasladar estos esfuerzos a los puntos de apoyo del chasis. Mediante el uso de un programa informático se realizará el análisis estático de la estructura.

Es importante mencionar que el diseño de los componentes se llevará a cabo para las situaciones más desfavorables posibles. Permitiendo así prevenir cualquier tipo de fallo mecánico que desencadene en un accidente.

2.3. ANTECEDENTES

2.3.1. Orígenes de las motocicletas

La historia de la motocicleta está estrechamente relacionada con la bicicleta, ya que fue a partir de esta máquina más sencilla de donde partió para construir lo que hoy se conoce como moto.

Al igual que con la bicicleta, la historia de la motocicleta ha levantado muchas controversias en cuanto a quien fue el padre de la motocicleta, y es que muchos historiadores no tienen muy claro quién fue el primero en poner las bases de la historia de la bicicleta.

En el año 1868, el americano Sylvester Howard Roper se hizo una pregunta que cambiaría el mundo del transporte en dos ruedas, y es que planteó que pasaría si le adaptara un motor de vapor a una bicicleta. Al parecer, este visionario americano pondría la primera piedra de la historia de la motocicleta con esta innovación. Este estadounidense, se puso manos a la obra y fabricó un motor de dos cilindros para el que utilizó el carbón como combustible. Lo incrustó en el cuadro de una bicicleta y creó lo que hoy se conoce como la primera motocicleta de la historia.

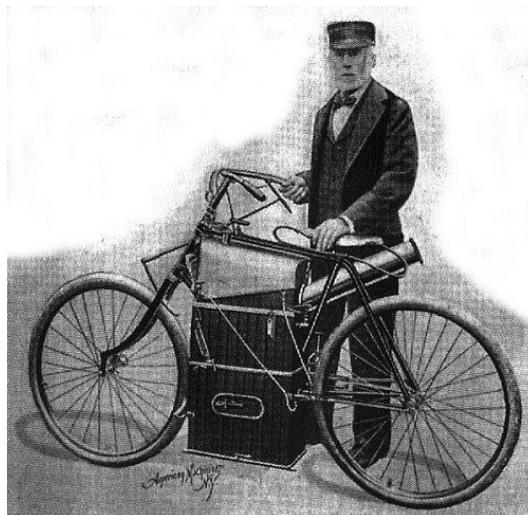


Figura 2. Howard Roper con la primera motocicleta

La controversia en cuanto a esto, es que algunos expertos dicen que la máquina que creó Howard Roper con esas características no puede considerarse como una verdadera motocicleta moderna, y que por ello no es la primera máquina de este tipo.

Para aquellos expertos que no consideran motocicleta a la máquina creada por Howard Roper, dicen que la primera motocicleta real fue creada por dos alemanes, Wilhelm Maybach y Gottlieb Daimler.

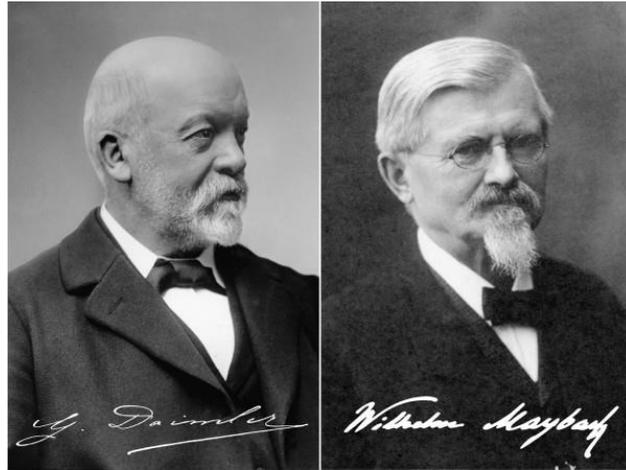


Figura 3. Gottlieb Daimler y Wilhelm Maybach

Estos, construyeron en 1885 una motocicleta de cuadro y ruedas de madera que estaba propulsada por un motor de combustión interna. El motor no fue diseñado por este par de alemanes, si no que fue inventado por el ingeniero Nikolaus August Otto, el cual por esa época ya era todo un experto en crear y construir motores.

El motor de la que es para muchos la primera motocicleta, contenía 0,5 caballos de fuerza y permitía una velocidad de 18 Kilómetros por hora. Que el motor fuera de combustión interna es lo que algunos historiadores consideren a esta máquina como la primera motocicleta de la historia.



Figura 4. La primera motocicleta de Gottlieb Daimler y Wilhelm Maybach

En el año 1894, los alemanes Hildebrand y Wolfmüller presentan en Múnich la primera motocicleta fabricada en serie, la cual obviamente tenía fines comerciales específicos. Estas motocicletas propiedad de Hildbrand y Wolfmüller se estuvieron

produciendo hasta el año 1897. A estas alturas, y a pesar de todos los avances que se habían producido en la historia de la motocicleta, la sociedad no mostraba un claro interés por ellas.



Figura 5. Motocicleta de los alemanes Hildebrand y Wolfmüller

Ya en 1897 es cuando se ve un claro cambio en la tendencia, y es que a mucha gente empieza a interesarle de verdad este nuevo intento. Esto sucede, cuando aparece en el mercado la motocicleta de los hermanos Eugene y Michel Werner. Estos hermanos, no eran ingenieros ni mecánicos, si no que eran dos periodistas de origen ruso quienes decidieron montar un pequeño motor sobre una bicicleta.

Al principio lo colocaron en forma horizontal encima de la rueda trasera, luego delante del manillar con una correa de cuero que lo unía a la rueda delantera. Un año después, en 1898, llegaría el verdadero éxito de esta máquina cuando los hermanos Werner empezaron a fabricarla y presentaron esta nueva máquina como motocicleta. Este nombre de la marca se extendió y así se empezó a llamar a todos los bicis equipados con motor.



Figura 6. Motocicleta de los hermanos Eugene y Michel Werner

En el año 1902, en Francia aparece el Scooter o ciclomotor, al cual se llamó Autosillón. Se trata de una moto unida con un salpicadero de protección, de pequeñas ruedas y con un cuadro abierto que permite al piloto viajar sentado. Este vehículo fue creado por Georges Gauthier quien lo fabrico en 1914.

El desarrollo de la Scooter, se hizo fuerte a partir de 1919 y tuvo un gran éxito con la Vespa italiana, a partir de 1946. Sin duda alguna, la Vespa es el Scooter más famoso del mundo, el cual fue diseñado por Corradino d'Ascanio.

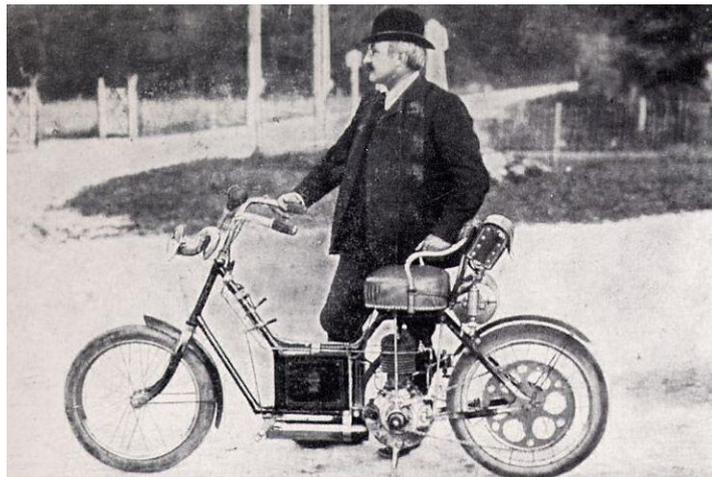


Figura 7. Primer Scooter creado por Georges Gauthier

Desde el primer momento el Scooter ha tenido una gran popularidad entre los jóvenes. Desde su creación ha aparecido una gama amplísima de estos vehículos baratos, ligeros y de fácil manejo, cuyas características principales son las ruedas pequeñas y el cuadro abierto.

2.3.2. Evolución de las motocicletas

Con el paso de los años, revisando la historia de la motocicleta, se observa como han pasado de ser máquinas simples con un solo cilindro a convertirse en grandes máquinas de motores altamente sofisticados que son capaces de superar los 300Kmh y soportar grandes viajes.

- Década de 1900 y 1910

Pasado el siglo XIX, muchas marcas de motocicletas empezaron a diseñar motos de dos y hasta cuatro cilindros antes de la Primera Guerra Mundial, dejando atrás aquellas máquinas mono cilíndricas del siglo anterior. Con el avance del diseño y prestaciones de motores y apariencia, las personas también fueron interesándose de estas máquinas, viendo la comodidad y rapidez que ofrecían.

En el año 1902, el francés Georges Gauthier inventó el scooter, una moto que dispone de un salpicadero de protección. Está compuesta por dos ruedas de poco diámetro y un cuadro abierto que permite al conductor estar sentado en vez de estar parado a medio agachar. También contiene una carrocería que protege todos los mecanismos, y ofrece algún pequeño espacio de almacenaje de objetos y de una rueda de recambio.

Son vehículos urbanos, aunque también se pueden hacer viajes largos. Lo que destaca en este tipo de motos es la comodidad del manejo y facilidad de conducción, y no el desarrollo de grandes velocidades.

Las máquinas de cuatro cilindros construidas por la empresa belga FN no eran las más rápidas de los primeros años del motociclismo, pero sí se contaban entre las más fiables y sofisticadas.

En 1904 nace la FN Four, la cual se convirtió en un auténtico éxito debido a su avanzado diseño, el cual incluía transmisión secundaria por cardán y un chasis simple pero ligero y eficiente. La FN Four fue un auténtico éxito de ventas, aguantó más de dos décadas en producción, durante las cuales se le realizaron sucesivos aumentos de cilindrada.

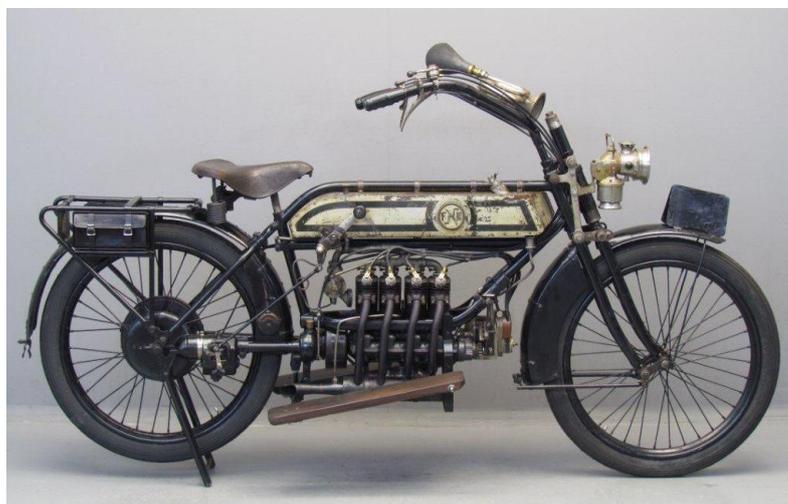


Figura 8. FN Four con transmisión por cardan

En 1910 apareció el sidecar, un carro con una sola rueda lateral que se une a un lado de la motocicleta. Consta de un bastidor y de una carrocería que protege al pasajero. La motocicleta que lo arrastra, se convierte en un vehículo de tres ruedas y conducción se controla mediante el giro del manillar, al no poder ejecutarse la basculación. Ya había aparecido años antes, pero en bicicletas y en la actualidad con la proliferación de los vehículos llamados “utilitarios” han desaparecido prácticamente de la circulación.

- Década de 1920 a 1960

En las décadas de 1920 y 1930, las motocicletas se convirtieron en vehículos que eran cada vez más sofisticados y veloces. Esto les valió la popularidad frente a los demás transportes de la época. Fue en estos años, que aparecieron motocicletas como las Speed Twin de Triumph y la Brough Superior. Estas motocicletas de doble cilindro fueron el pistoletazo de salida de las grandes cilindradas.

Triumph presentó su Speet Twin de 500 cc justo antes de la Segunda Guerra Mundial, pero su influencia se extendió mucho más allá. Gracias a estas innovadoras y bonitas máquinas, los fabricantes británicos dominaron el sector comercial de las motocicletas durante las décadas de 1940 y 1950.



Figura 9. Triumph Speed Twin de 500 cc

Las mono-cilíndricas mantuvieron el tipo gracias a modelos deportivos como la Gold Star de BSA y la Gilera Saturno, las cuales aportaron estilo y rendimiento con lo que supieron equilibrar la balanza, dejando de lado el aburrido formato práctico de la mayoría de los demás modelos. Es también en esta época, en la que marcas como Vincent, Harley-Davidson e Indian tomaban el camino de exaltar las virtudes de las dos cilindros en V de gran cilindrada.

En la década de 1960 la inclusión en el mercado de las motocicletas japonesas fue destacada. Modelos como la Honda CB450 y la Suzuki T500 combinaban un diseño sofisticado con un rendimiento en muchos casos extraordinario y, además, dieron un primer aviso de las extraordinarias motos que las seguirían.

- Década de 1970

Las innovaciones de la década de 1970 en el mundo de las motocicletas, empezó en 1969, ya que fue en este año cuando Honda lanzó la CB750.

La primera superbike no solo maravilló por su motor de cuatro cilindros en línea, que pronto sería adoptado por las demás marcas japonesas, sino que también hizo gala de un nivel de sofisticación muy superior al de los fabricantes británicos, lo que confirmaba que había comenzado una nueva era.

Al final de la década de los '70, las marcas japonesas habían ofrecido una amplia e increíble diversidad de superbikes, las cuales contaban con dos, tres y seis cilindros. Algunas de estas motocicletas tenían una potencia superior a los cien CV. Los fabricantes europeos también vieron el potencial del mercado de las motocicletas, y entraron en él con modelos extravagantes y nuevos.

En la década de 1970, Suzuki presenta la alternativa de tres cilindros. Esta tenía su propia rival de peso medio en la figura de la GT 550 de tres cilindros, que, presentada en 1972, se parecía en diseño y líneas al modelo GF 380. Su moto de 543cc refrigerado por aire generaba 53 CV que proporcionaban una excelente aceleración y una velocidad máxima cercana a los 177 Km/h.

- Década de 1980

En la década de 1980, se experimenta un refinamiento de las superbikes, en estos años la tendencia gira en torno a una mayor potencia y un mayor tamaño. Las importantes de esta época fueron una variación de lo visto antes: motos grandes y pesadas, con motor de varios cilindros refrigerado por aire, bastidor de acero tubular y doble amortiguador trasero. Sin embargo, las motos siguientes se refinaron y lograron un mayor rendimiento y potencia adicional. La nueva raza de superbikes contaba con motor de refrigeración por agua, bastidor de aluminio, suspensión trasera por mono-amortiguador y carenado aerodinámico.

Cuando llegó el final de la década de los '80, la superbike definitiva era una máquina más pequeña, ligera y sofisticada.

- Década de 1990

En los años noventa, las superbikes mejoraron siendo mucho más rápidas, llegando a alcanzar velocidades de más de 241 Km/h. El manejo de las máquinas estándar, las producidas en serie, era igual al de las motos de competición de unos años antes. Los avances tecnológicos estaban allí para todos aquellos que podían permitírselos, como los pistones ovalados de Honda o las suspensiones delanteras sin horquilla de Yamaha y Bimota.

A pesar de las innovaciones, muchos usuarios de motocicletas preferían máquinas más convencionales, y por ello la mayoría de las mejores superbikes de la época, eran versiones mejoradas de formatos establecidos, como las bien diseñadas dos cilindros en V de Ducati o las rápidas y ligeras cuatro cilindros japonesas. Para los que buscaban velocidad pura, la mejor que había en el mercado era la aerodinámica de la Hayabusa de Suzuki.



Figura 10. Suzuki Hayabusa

2.3.3. Tipo de motocicletas

- Motos deportivas

Son motos pensadas para pista de carrera, adaptadas para usar en la calle. Van equipadas en su mayoría de un carenado que mejora su aerodinámica con el fin de alcanzar altas velocidades, habitualmente por encima de 250 Km/h o incluso más de 300 km/h en los más exóticos. La posición de conducción de una moto deportiva es usualmente muy agresiva, en el sentido de que obliga al cuerpo a estar muy adelantado. De esta manera se gana estabilidad en la dirección y se facilita la aerodinámica. Estas motos son las que tienen mejor relación entre peso y potencia, además heredaron de las motos de carrera su tecnología punta ofreciendo una aceleración solo comparable con la de los fórmula uno.



Figura 11. Ducati 1199 Panigale S

- Motos Naked

También denominadas “desnudas” son motos para usar en ciudad. Son motos que están diseñadas sin carenado y que son exclusivas de ciudad, aunque también sirven por su potencia para disfrutar de una ruta. La moto Naked, obtiene este calificativo por la ausencia del carenado, dando la impresión de llevar al descubierto gran parte de la mecánica de la misma. Son motos de Alto Cilindraje y suelen tener mucha potencia. Son ideales para sentir la mecánica de la moto desde todas las perspectivas.



Figura 12. BMW r1200r Naked

- Motos Street

Son motos apropiadas para usar en ciudad y para trabajar. En este segmento se incluyen las motos que tienen diseño sin carenado y que son exclusivas de ciudad. Bajo la definición de Street están todas aquellas motos de baja cilindrada de 100cc a 250cc, que están diseñadas para uso en ciudad, ya sea para el transporte o para trabajar con ellas.

Estas motos son muy económicas, tanto por su precio como por su consumo. Y para facilitar su manejo en ciudades congestionadas son ligeras y ágiles. Por ello la mayoría de las marcas como BMW, Honda, Aprilia, Yamaha, Kawasaki, Suzuki, etc., cuentan con este tipo de motos entre sus catálogos.



Figura 13. Scooter Yamaha

- Motos tipo Turismo y Sport-Turismo

Este tipo de motos están diseñadas para viajar. Una moto de touring es ideal para realizar largos viajes. Suelen ser de media o gran cilindrada, y en la mayoría de las ocasiones vienen con 2 maletas a ambos lados de la parte trasera de la moto.

Generalmente se utilizan para viajar por ruta, ya que tienen una posición de conducción relajada, con el cuerpo más o menos derecho y por lo general vienen equipadas con un parabrisas alto para proteger al piloto del viento y del agua.



Figura 14. Moto touring BMW r1200RT

- Motos Custom y Choppers

Una moto custom es un tipo de moto pensada para paseos por ciudad o ruta, que se destaca por su preciosa estética, sus cromados y su particular estilo. La idea de esta moto es que sus dueños la puedan adaptar como quieran. En general son motos de no mucha potencia en donde lo que prima es el par motor y pocas revoluciones. Se caracterizan por el sonido característico de su motor, el cual es muy ronco. Es tan característico que marcas como Harley Davidson han patentado el sonido de sus modelos. Se basa en la poca utilidad de elementos como los cristales, guardabarros delantero, grandes luces, topes direccionales, parachoques, grandes asientos, etc.



Figura 15. Moto custom chopper

- Motos Scooters, MaxiScooters y Ciclomotores

Se trata de motos para usar en la calle. Son motocicletas con un cuadro abierto en la que el conductor se sienta sin necesidad de separar las piernas por culpa de la estructura. La mayoría de los Scooters modernos tienen ruedas más pequeñas que las motos, de entre 8 y 14 pulgadas (20-35 cm) de diámetro.

En contraste con la mayoría de las motos, las Scooters suelen tener carenado, incluyendo una protección frontal para las piernas y un cuerpo que oculta toda o la mayor parte de la mecánica. El diseño clásico del Scooter presenta un suelo plano para los pies del conductor y a menudo incluye algún hueco de almacenaje integrado, ya sea bajo el asiento, en la protección frontal para las piernas o en ambos sitios.



Figura 16. Moto MaxiScooter Suzuki Burgman

- Motos de Cross y Enduro

Son motos para usar off-road y en circuitos. Estas motos se caracterizan por su capacidad para circular por terrenos irregulares. Tienen las suspensiones con más recorrido que otro tipo de motos y se aplica toda la potencia para sacarle la mayor aceleración posible, ya que no hace falta que tengan mucha velocidad. Son motos que no están homologadas para circular por las calles ya que carecen de faros, matrícula, etc., aunque en determinados modelos existen kits para ello. Su uso está diseñado para circuitos.

La enduro es una moto que es un término medio entre la moto de Cross y la moto de Trail. Estéticamente es muy parecida a la moto de Cross, pero con luces y matrícula. Se trata de un vehículo apto para ir por los caminos, subir montañas, transitar rutas y cruzar ríos. Tiene suspensiones muy cómodas para circular por terrenos difíciles y poder saltar con ella sin problemas, aunque también es apta para circular por asfalto. Son motos muy completas para ir por el campo, homologadas para circular en todo terreno. En estas motos la potencia se busca a bajo y medio régimen para poder sortear cualquier zona sin problemas. Es importante destacar que este tipo de moto tiene fuerza, se puede decir que el par motor se obtiene rápidamente para subir cuestas muy empinadas, transitar por caminos difíciles, sortear rutas con barro, o campos pedregosos.



Figura 17. Moto de Cross Honda CRF450R

- Motos Supermotard

Las motos Supermotard son una fusión entre el motociclismo de carretera y el motocross. Usualmente estas motos son usadas para carreras que tienen lugar comúnmente en pistas con secciones todoterreno dentro del mismo circuito; aproximadamente un 70% es de asfalto y el 30% restante es de tierra y normalmente con algún salto. Las motocicletas son frecuentemente creaciones hechas a partir de motos todoterrenos con ruedas o neumáticos de motocicletas de carrera. Los conductores visten también con una combinación de trajes de carrera y todoterreno, normalmente de cuero, cascos y botas de todoterreno.

A diferencia de las competiciones de carretera normales, el énfasis predomina en carreras lentas (velocidades máximas inferiores a 160Km/h), y pistas cortas con muchas curvas, donde las habilidades del competidor son más importantes que el desempeño de la máquina.



Figura 18. Moto Supermotard KTM 690 SMC R

2.4. NORMAS Y REFERENCIAS

2.4.1. Disposiciones legales y Normas aplicadas

Para que la motocicleta diseñada en el presente proyecto cumpla unos requisitos mínimos de diseño se debe exponer dicha motocicleta a una serie de normas, las cuales son emitidas por distintos organismos.

Dichos organismos son la FEM (Federación Europea de Manutención) y AENOR (Agencia Española de Normalización). El primer organismo es a nivel internacional y está formado por los fabricantes europeos en estrecha colaboración con las Universidades y Organismos de Normalización. El segundo organismo es a nivel nacional, y trata de recoger las principales normas FEM, traducirlas y publicarlas como Normas UNE (Una Norma Española).

Las normas UNE que se han seguido en este proyecto son las siguientes:

- UNE 18016-1984. Engranajes cilíndricos para mecánica general y mecánica pesada.
- UNE 18113-1983. Rodamientos. Capacidad de carga dinámica y vida útil.
- UNE 157001-2002. Documentos de los proyectos
- UNE EN 10025. Designación de aceros.
- UNE 50132. Numeración de documentación.
- UNE 1039. Acotación.
- UNE 1-032-82. Cortes y secciones.
- UNE 1-026-83. Cortes y secciones.
- UNE 1035-83. Cajetín.
- UNE 1036. Escalas.
- UNE 1027-76. Plegado de planos.

En cuanto a componentes normalizados, las normas seguidas son:

- DIN 625. Rodamientos de bolas
- DIN 471. Anillos elásticos de retención
- DIN 6885. Chavetas
- ISO 7042. Tuercas
- ISO 4015. Tornillos de cabeza hexagonal.

2.4.2. Bibliografía

- Libros/Apuntes de clase
 - ABASOLO, M., NAVALPOTRO, S., IRIONDO, E, “Diseño de Máquinas”.
 - COSSALTER V., “Motorcycle Dynamics”, Second Edition.
 - BUDYNAS R. y NISBETT J., “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley”, Octava edición, McGrawHill.
 - BHANDARI V., “Design of machine elements”.

- Catálogos
 - FAG, “Rodamientos FAG”, Catálogo WL 41 520/3 SB.
 - ISB, “Casquillos Bushes”, Catálogo técnico general, Versión 1.07.12.
 - TECNOPOWER, “Juntas universales Cardan y Conjuntos telescópicos”.
 - HISPANOX, “Catálogo general”, Barcelona.

2.4.3. Programas de cálculo

- Microsoft Office Word
- Microsoft Office Excel
- AutoCAD 2017
- Autodesk Inventor 2017

2.5. DEFINICIÓN Y ABREVIATURAS

2.5.1. Definiciones

- Carenado: Es la estructura de forma aerodinámica que ayuda a proteger la motocicleta y al piloto. Habitualmente está conformada por un material ligero y resistente que alberga los faros y otros componentes electrónicos.

- Naked: Es un tipo de motocicleta, normalmente deportiva o superbike, que carece de carenado, por lo que gran parte de su mecánica está al descubierto (por ello la denominación *desnuda* en inglés).

- Offroad: Es un tipo de motocicleta, y como su nombre inglés indica para terrenos fuera de carretera.

- Trail: Es un tipo de motocicleta muy polivalente capaz de ir por carreteras, caminos o tierra. Generalmente usadas para rutas de carretera.

- Par motor: También conocido como torque es el momento de fuerza que ejerce un motor sobre el eje de transmisión de potencia

- Potencia: Es la cantidad de trabajo efectuado por unidad de tiempo. La potencia desarrollada por el par motor es proporcional a la velocidad angular del eje de transmisión.

- Régimen de giro: Es la velocidad angular de un eje medida en rpm.

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

- Modulo: Es la relación que existe entre el diámetro primitivo y el número de dientes.

- Transmisión primaria: Se considera transmisión primaria al conjunto de embrague y caja de cambios y todos sus componentes que la conformen.

- Transmisión secundaria: Se considera transmisión secundaria a todos los componentes que realizan la transmisión desde la salida de la caja de cambios hasta la rueda motriz. Formado por los ejes unidos por un par de juntas cardan y los engranajes cónicos.

- Junta cardan: Es un componente mecánico que permite unir dos ejes no colineales. Su objetivo es transmitir el movimiento de rotación de un eje al otro a pesar de la no colinealidad.

- Tensión de fluencia: En materiales dúctiles, es la tensión a partir de la cual se rebasa el límite elástico lineal y la pieza comienza a comportarse inelástica/plásticamente, manteniendo deformaciones permanentes.

- Coeficiente de seguridad: Es el cociente entre el valor calculado de la capacidad máxima de un sistema y el valor del requerimiento esperado real a que se verá sometido.

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

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

- Ángulo de lanzamiento: Ángulo que forma el eje de la pipa de dirección con la vertical.

- Basculante: Es el componente que une la rueda trasera al chasis.

- Pipa de dirección: Parte del bastidor que lo une con el tren delantero. Determina el ángulo de lanzamiento.

2.5.2. Abreviaturas

- FEM (Federación Europea de Manutención)
- AENOR (Agencia Española de Normalización)
- UNE (Una Norma Española)
- DIN (Deutsches Institut für Normung)
- ASME (The American Society of Mechanical Engineers)
- AISI-SAE (American Iron and Steel Institute-Society of Automotive Engineers)

3.2.3. Simbología

Dinámica del vehículo

SÍMBOLO	UNIDADES	DENOMINACIÓN
R_r	N	Resistencia a la rodadura
P_T	N	Peso total con carga autorizado
μ_{rod}	—	Coefficiente de rodadura
R_p	N	Resistencia por pendiente
$\%_{pen}$	—	Porcentaje de pendiente
R_a	N	Resistencia aerodinámica
C_x	—	Coefficiente aerodinámico
ρ	kg/m^3	Densidad del aire
A	m^2	Área de la sección frontal
v	m/s	Velocidad vehículo
R_i	N	Resistencia a la inercia
m_T	kg	Masa total con carga autorizada
a	m/s^2	Aceleración
v_f	m/s	Velocidad final
v_o	m/s	Velocidad inicial
t	s	Tiempo
T_5	$N \cdot m$	Par de salida en 5ª
F_5	N	Fuerza aplicada por la rueda trasera en 5ª
T_{max}	$N \cdot m$	Par máximo del motor
i_{eje1}	—	Reducción eje primario
i_{eje2}	—	Reducción eje secundario
i_{cardan}	—	Reducción transmisión secundaria (cardan)
T_1	$N \cdot m$	Par de salida en 1ª
F_1	N	Fuerza aplicada por la rueda trasera en 1ª

Tabla 1. Simbología de dinámica del vehículo.

Embrague

SÍMBOLO	UNIDADES	DENOMINACIÓN
T_{roz}	$N \cdot mm$	Par capaz de soportar por el embrague
μ	—	Coefficiente de rozamiento

p_{max}	N/mm^2	Presión máxima aguantada por el embrague
D	mm	Diámetro mayor del disco
d	mm	Diámetro menor del disco
Pot_{max}	W	Potencia máxima del motor
ω	rad/s	Velocidad angular
T_{motor}	$N \cdot m$	Par torsor máximo del motor

Tabla 2. Simbología del embrague.

Relación de transmisión

SÍMBOLO	UNIDADES	DENOMINACIÓN
i_{totalx}	—	Reducción total de la marcha "x"
i_{eje1}	—	Reducción eje primario
i_{eje2}	—	Reducción eje secundario
i_{cardan}	—	Reducción transmisión secundaria (cardan)
ω	rad/s	Velocidad angular
v_x	m/s	Velocidad del vehículo en la marcha "x" a 8500 rpm

Tabla 3. Simbología de la relación de transmisión.

Dimensionamientos de engranajes

SÍMBOLO	UNIDADES	DENOMINACIÓN
d	mm	Distancia entre ejes
m	cm y mm	Modulo del engranaje
z	—	Número de dientes
β_a	$^\circ$	Ángulo de inclinación debido a la helicoidalidad
Pot	CV	Potencia máxima
ω	rpm	Velocidad angular del engranaje
Ψ	—	Factor de forma
σ_{adm}	kg/cm^2	Tensión admisible para el fallo por rotura de diente
Y	—	Factor de forma de Lewis
T	$kg \cdot cm$	Par máximo
i	—	Relación de transmisión
K_{adm}	kg/cm^2	Presión admisible de rodadura
α	$^\circ$	Ángulo de contacto

R_3^x	mm	Radio del engranaje situado en el eje intermedio de la marcha x
$R_4^{x'}$	mm	Radio del engranaje situado en el eje secundario de la marcha x
z_3^x	—	Nº de dientes del engranaje situado en el eje intermedio de la marcha x
$z_4^{x'}$	—	Nº de dientes del engranaje situado en el eje secundario de la marcha x
R_p	mm	Radio primitivo
e	mm	Longitud de contacto
a	mm	Diámetro interior
b	mm	Diámetro exterior

Tabla 4. Simbología de las dimensiones del embrague.

Esfuerzos sobre engranajes

SÍMBOLO	UNIDADES	DENOMINACIÓN
T_x	$N \cdot mm$	Momento torsor en el respectivo eje
F_t	N	Fuerza tangencial
F_r	N	Fuerza radial
F_a	N	Fuerza axial
F	N	Fuerza resultante
R_1	mm	Radio del engranaje situado en el eje primario
R_2	mm	Radio del engranaje situado en el eje intermedio que recibe el par del eje primario
R_3^x	mm	Radio del engranaje situado en el eje intermedio de la marcha x
$R_4^{x'}$	mm	Radio del engranaje situado en el eje secundario de la marcha x
R_5	mm	Radio del engranaje situado en el eje cardan
R_6	mm	Radio del engranaje situado en la rueda motriz
α	°	Ángulo de contacto
m	mm	Módulo
θ	°	Ángulo de conicidad

Tabla 5. Simbología de esfuerzos sobre engranajes.

Dimensionamiento de los ejes transmisión primaria

SÍMBOLO	UNIDADES	DENOMINACIÓN
σ_{yp}	MPa	Tensión de fluencia
$M_{m\acute{a}x}$	Nmm	Momento flector total máximo
M_{xy}	Nmm	Momento flector en el plano XY
M_{xz}	Nmm	Momento flector en el plano XZ
$T_{m\acute{a}x}$	Nmm	Momento torsor máximo
C_m	–	Coeficiente para momento flector
C_t	–	Coeficiente para momento torsor
τ_{max}	MPa	Tensión cortante máxima
τ_{yp}	MPa	Tensión cortante de fluencia
M	Nmm	Momento flector
T	Nmm	Momento torsor
J	mm ⁴	Momento de inercia polar
r	mm	Radio del eje
d	mm	Diámetro del eje

Tabla 6. Simbología de dimensionamientos de los ejes de transmisión primaria.

Chavetas ejes

SÍMBOLO	UNIDADES	DENOMINACIÓN
τ	N/mm ²	Tensión a cortadura
T	N · mm	Par torsor soportado por el eje
R	mm	Radio del eje
b	mm	Anchura de la chaveta
L	mm	Longitud de la chaveta
σ_{yp}	N/mm ²	Tensión de fluencia
τ_{yp}	N/mm ²	Tensión de fluencia a cortante
CS	–	Coeficiente de seguridad
σ	N/mm ²	Tensión a aplastamiento
h	mm	Altura de la chaveta

Tabla 7. Simbología de chavetas en ejes.

Embrague de arrastre

SÍMBOLO	UNIDADES	DENOMINACIÓN
F	N	Fuerza que soporta cada diente
T	$N \cdot mm$	Par torsor total
D	mm	Diámetro exterior del diente del embrague de arrastre
d	mm	Diámetro interior del diente del embrague de arrastre
α	$^{\circ}$	Ángulo que ocupa cada diente del embrague de arrastre
b	mm	Longitud de cada diente del embrague de arrastre
CS	–	Coefficiente de seguridad
τ	N/mm^2	Esfuerzo a cortante calculado
σ	N/mm^2	Esfuerzo a aplastamiento calculado

Tabla 8. Simbología de embrague de arrastre.

Cálculo de rodamientos transmisión primaria

SÍMBOLO	UNIDADES	DENOMINACIÓN
F_r	N	Fuerza radial
F_{r_y}	N	Fuerza radial en el eje Y
F_{r_z}	N	Fuerza radial en el eje Z
F_e	N	Fuerza radial equivalente
X, Y, V	–	Coefficientes de cálculo
F_{eq}	N	Fuerza radial equivalente con cargas variables
L	$M de rev.$	Nº de revoluciones del rodamiento
D	$horas$	Duración
W	rpm	Velocidad de giro
L_{10}	$M de rev.$	Vida nominal
C	N	Capacidad dinámica

Tabla 9. Simbología de cálculo de rodamientos de la transmisión primaria.

Elección de casquillos

SÍMBOLO	UNIDADES	DENOMINACIÓN
P	N/mm^2	Capacidad de carga
F	N	Fuerza radial del engranaje
d	mm	Diámetro interior del casquillo
b	mm	Longitud del casquillo

Tabla 10. Simbología de elección de casquillos.

Dimensionamiento de los ejes transmisión secundaria

SÍMBOLO	UNIDADES	DENOMINACIÓN
σ_{yp}	MPa	Tensión de fluencia
$M_{m\acute{a}x}$	$N \cdot mm$	Momento flector total máximo
M_{xy}	$N \cdot mm$	Momento flector en el plano XY
M_{xz}	$N \cdot mm$	Momento flector en el plano XZ
$T_{m\acute{a}x}$	$N \cdot mm$	Momento torsor máximo
C_m	—	Coefficiente para momento flector
C_t	—	Coefficiente para momento torsor
τ_{max}	MPa	Tensión cortante máxima
τ_{yp}	MPa	Tensión cortante de fluencia
M	$N \cdot mm$	Momento flector
T	$N \cdot mm$	Momento torsor
J	mm^4	Momento de inercia polar
r	mm	Radio del eje
d	mm	Diámetro del eje

Tabla 11. Simbología de dimensionamientos de los ejes de transmisión secundaria.

Junta cardan

SÍMBOLO	UNIDADES	DENOMINACIÓN
T_{max}	$N \cdot mm$	Par torsor máximo en primera
w_{1°	rpm	Velocidad angular de la junta en primera
K	—	Factor de ángulo
D	—	Factor de vida útil
T_{cal}	$N \cdot m$	Par torsor calculado en primera
T_{max}	$N \cdot m$	Par torsor máximo en primera

Tabla 12. Simbología de la junta cardan.

Cálculo de apoyos de transmisión secundaria

SÍMBOLO	UNIDADES	DENOMINACIÓN
F_r	N	Fuerza radial
F_{r_y}	N	Fuerza radial en el eje Y
F_{r_z}	N	Fuerza radial en el eje Z
F_e	N	Fuerza radial equivalente
P	N/mm^2	Capacidad de carga
F	N	Fuerza radial del engranaje
d	mm	Diámetro interior del casquillo
b	mm	Longitud del casquillo
X, Y, V	–	Coefficientes de cálculo
F_{eq}	N	Fuerza radial equivalente con cargas variables
L	$M de rev.$	Nº de revoluciones del rodamiento
D	$horas$	Duración
W	rpm	Velocidad de giro
L_{10}	$M de rev.$	Vida nominal
C	N	Capacidad dinámica

Tabla 13. Simbología de cálculo de apoyos de transmisión secundaria.

Chasis

SÍMBOLO	UNIDADES	DENOMINACIÓN
$c. d. g.$	–	Centro de gravedad
F_i	N	Fuerza de inercia de 0 a 100 en 4,6s
F_t	N	Fuerza de tracción
P	N	Peso máximo de la moto
$d_{x.c.d.g.}$	mm	Distancia al c.d.g. en el eje x
$d_{y.c.d.g.}$	mm	Distancia al c.d.g. en el eje y
r_{rueda}	mm	Radio de la rueda

Tabla 14. Simbología del chasis.

2.6. REQUISITOS DE DISEÑO

Los requisitos de diseño de esta motocicleta vienen definidos por las especificaciones de la ficha técnica del propio vehículo. Debe cumplir las prestaciones mínimas requeridas por BMW para su modelo K75, aprovechando al máximo las capacidades de la motocicleta.

A continuación, se muestra las especificaciones técnicas definidas por el fabricante, necesarias para comenzar con los cálculos de diseño de este proyecto.

- **Potencia máxima:** 55 kW / 75 CV
- **Régimen de potencia máxima:** 8.500 rpm
- **Par máximo:** 6,8 m. daN
- **Régimen de par máximo:** 6750 rpm
- **Peso total con carga autorizado:** 228 Kg
- **Número de marchas:** 5
- **Reducción primaria:** 35/18 (1,94)
- **Relación de marchas:**
 - 1ª marcha: 37/16
 - 2ª marcha: 35/23
 - 3ª marcha: 32/27
 - 4ª marcha: 29/30
 - 5ª marcha: 24/28
- **Reducción secundaria (cardan):** 32/10 (3,20)
- **Neumáticos:**
 - Delantero: 100/90 H 18
 - Trasero: 130/90 H 17

Chasis:

	K 75 y C
Longitud (mm)	2 220
Ancho total con retrovisor (mm)	900
Altura total (mm)	1 300
Altura hasta el sillín (mm)	760
Distancia entre ejes en vacío (mm)	1 516
Altura al suelo en vacío (mm)	175
Peso total con carga autorizado (Kg)	228
Reparto delantero/trasero /Kg)	105/123
Reparto delantero/trasero (%)	46/54

Figura 19. Dimensiones y peso de la BMW K75.

Dado que el fabricante no especifica todas las medidas necesarias del chasis, se han realizado mediciones sobre un chasis real de este modelo. A pesar de que estas mediciones no serán exactamente iguales que las reales, se ha intentado obtener las medidas más semejantes a la realidad, de forma que cumpla las mismas solicitaciones que el chasis real.

2.7. ANALISIS DE SOLUCIONES

2.7.1. Introducción a las motocicletas

Las motocicletas son vehículos para transportar a un número reducido de personas. Por lo general resultan vehículos ágiles y ligeros, de poco consumo y relativamente económicos comparados con el resto de vehículos motorizados del mercado.

Dado a la gran variedad de modelos disponibles en el mercado, resulta sencillo encontrar el vehículo apropiado a las necesidades de cada uno.

Por regla general, son vehículos impulsados por un motor de combustión, aunque en los últimos años han aparecido ciertos modelos propulsados por un motor eléctrico.

2.7.2. Tipos de chasis.

Una motocicleta se compone por diferentes componentes como los frenos, las ruedas, suspensión, motor, depósito de combustible, etc. El chasis es el encargado de unir y formar el conjunto.

En los comienzos de las motocicletas, todos los chasis estaban formados por tubos de acero. Cualquiera con una máquina de curvar tubos y un poco de habilidad soldando podía hacer un chasis. En esa época, los neumáticos no tenían un gran agarre por lo que no eran capaces de transmitir tantos esfuerzos al chasis. Las carreteras tampoco eran las apropiadas ya que la gran mayoría eran caminos, y la mayor parte de los sistemas de suspensión eran muy primitivos. Algunos se basaban en unos simples muelles situados bajo el asiento del piloto. Por ello, los chasis de las primeras motocicletas estaban diseñados con el fin de alojar el motor, siendo muy robusto a la vez que pesados.

Con el tiempo los chasis han ido evolucionando siendo cada vez más ligeros y robustos. Siendo su diseño de gran importancia, dado que el chasis es el encargado de transmitir y soportar la mayor parte de los esfuerzos de una motocicleta.

El cabezal de dirección y la zona de anclaje del basculante son las zonas más reforzadas del chasis. Los tipos de chasis se clasifican en función de la forma de unión del cabezal de dirección con la zona del anclaje del basculante.

2.7.2.1. Chasis de simple cuna cerrado.

El chasis de simple cuna cerrado es aquel que dispone de perfiles en un solo plano vertical que parten desde el cabezal de dirección hasta la zona del eje del basculante, es decir, desciende un solo tubo desde la columna de dirección y pasa por debajo del motor formando una cuna. La estructura, compuesta por tubos soldados, alberga al motor en su interior.

El perfil en la parte inferior del chasis es continuo desde el cabezal de dirección hasta la zona del basculante.

Se utilizaba en motos no deportivas de bajas prestaciones, ya que la rigidez-peso-potencia es poco favorable. Actualmente los modelos que se fabrican con este tipo de chasis prácticamente han desaparecido.



Figura 20. Chasis de simple cuna cerrado

2.7.2.2. Chasis de simple cuna abierto o interrumpido.

Es una variante del chasis de simple cuna cerrado, y se diferencia de este, porque el perfil en la parte inferior está interrumpido al llegar al motor, siendo el motor el que cierra esa zona.

En este caso se utiliza el motor como estructura resistente.

Estos chasis son muy económicos y son habituales sobre todo en cilindradas pequeñas, como 125 y 250 cc, y en la mayoría de motocicletas trail.



Figura 21. Chasis de simple cuna abierto o interrumpido. Ducati 24 horas

2.7.2.3. Chasis de simple cuna desdoblado.

Es otra variante del chasis de simple cuna, en el que del cabezal de dirección desciende un único tubo pero que se desdobra delante o debajo del motor, llegando dos tubos a la zona del eje del basculante trasero.

Este tipo de chasis se utiliza habitualmente en motocicletas de campo y trail.



Figura 22. Chasis de simple cuna desdoblado. KTM 150 SX-F

2.7.2.4. Chasis de doble cuna.

Dos tubos descienden desde el cabezal de dirección y pasan por debajo del motor formando una cuna y abrazando el motor por los laterales en su parte inferior, en la zona del cárter, llegando al anclaje del basculante por separado.

Estos chasis son más rígidos que los de simple cuna ya que forman una estructura más sólida. En muchos casos la cuna o parte inferior del chasis va atornilladas para facilitar su desmontaje a la hora de introducir el motor.

Es usual en motocicletas tipo custom. También era típico de motocicletas de grandes cilindradas en los años 80.

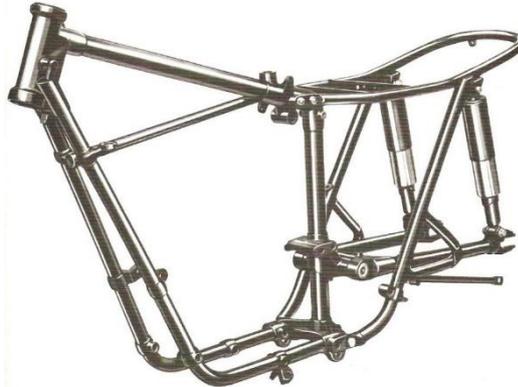


Figura 23. Chasis de doble cuna. Triumph

2.7.2.5. Chasis multitubular.

Este chasis consiste en dos vigas a cada lado del motor, que unen el cabezal de dirección con la zona del eje del basculante trasero, pero compuestas por tubos, rectos y cortos, colocados a modo de celosía. Estos tubos cortos, que suelen ser de secciones circulares y de acero al cromo molibdeno, le dan una gran rigidez al chasis. Generalmente estos tubos se diseñan para que solo trabajen a tracción o a compresión.

En muchos casos el motor se utiliza adicionalmente como elemento estructural, soportando incluso el anclaje directo del basculante trasero. Este tipo de chasis es muy característico de Ducati.



Figura 24. Chasis multitubular. KTM Duke

2.7.2.6. Chasis de doble viga perimetral.

Este tipo de chasis es el más utilizado en motos deportivas. La estructura que conforma este tipo de chasis se define perfectamente por su nombre, está formada por dos vigas de elevada sección, una a cada lado del motor, que parten del cabezal de dirección y acaban en la zona del eje del basculante. Las vigas abrazan perimetralmente al motor por su parte superior suelen ser generalmente de aleaciones de aluminio. Además, incorporan soportes inferiores para anclar el motor.

En algunos casos se incorporan aberturas en las vigas para el paso del aire hacia la admisión. Estos chasis pueden ser fabricados por fundición, laminación o extrusión, o por combinación de estos métodos.

El cabezal de dirección y la zona de anclaje del basculante son las zonas que sufren mayores esfuerzos, por ello son zonas que generalmente suelen fabricar mediante fundición.



Figura 25. Chasis de doble viga perimetral. Yamaha R6

2.7.2.7. Chasis de doble viga perimetral cerrado.

Es una variante del chasis de doble viga y que apareció anteriormente. En este caso, además de disponer de las dos vigas que abrazan al motor en su zona superior por los laterales, parten otros dos tubos del cabezal de dirección hacia la zona inferior del motor y al basculante, haciendo de cuna y con sección muy inferior que las de la doble viga.

Este tipo de chasis se utilizaba en motocicletas deportivas de los años 0 como la Suzuki GSX T 750 (1993), la Kawasaki ZXR 750 (1990) o la Suzuki GS 500 (1989-2007).

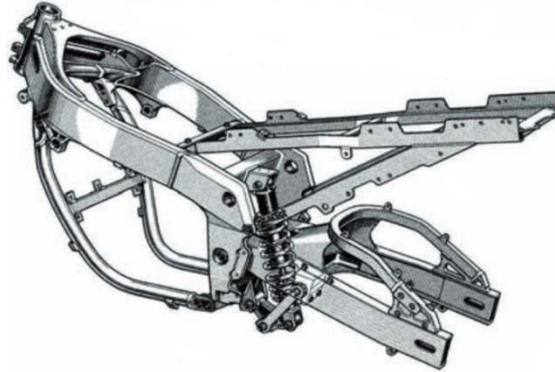


Figura 26. Chasis de doble viga perimetral cerrado. Kawasaki ZXR 750

2.7.2.8. Chasis monocasco.

Es el tipo de chasis utilizado por Vespa durante muchos años. Chasis monocasco autoportante de chapa estampada que hace las funciones de chasis y carrocería al mismo tiempo. Es una técnica que se utiliza en su mayoría en los diseños del automóvil (carrocería autoportante).

Este tipo de chasis es muy inusual en otros modelos de motocicletas, sin embargo, la utiliza una moto deportiva como la Kawasaki ZX12R (2005) y la ZZR 1400, fabricado en aleación de aluminio, en el que el chasis conforma además parte de la caja de admisión.



Figura 27. Chasis monocasco. Vespa

2.7.2.9. Chasis monoviga o de espina central.

Podría considerarse como un tipo de chasis tubular en el cual, el tubo que discurre por la parte superior, toma mayor protagonismo, con mayores dimensiones y llega a ser prácticamente una viga. El motor ya no se rodea en la parte inferior por la cuna, sino que queda colgado bajo el perfil tubular o espina central del chasis.

Esta monoviga dispone de unos soportes laterales para permitir anclar el motor. Entre modelos que disponen este chasis se encuentran la Honda CB 600F Hornet o la Triumph Trophy 900 (1997).



Figura 28. Chasis monoviga o espina central. Honda CB 600 F

2.7.2.10. Chasis tipo Omega.

Es un chasis inusual, la Yamaha GTS o la Bimota Tesi son modelos que disponían de este tipo de chasis.

Se denomina así por s parecido con la última letra del alfabeto griego. La horquilla delantera tiene una forma más similar a un basculante, aunque permite el giro para cambiar de dirección (basculante monobrazo en el caso de la Yamaha GTS). Adicionalmente se utilizan estructuras de entramados tubulares para soportar el cabezal de dirección.



Figura 29. Chasis omega. Yamaha GTS 1000

2.7.3. Embragues.

Los embragues son elementos que sirven para acoplar y desacoplar dos ejes, uno proveniente del motor y el otro el situado a la entrada de la caja de cambios. El conductor será el encargado de realizar este acoplamiento/desacoplamiento a través de la maneta del embrague situada en el manillar.

En la actualidad, existen infinidad de tipos de embrague utilizados para la transmisión de las motos, pero solamente se analizarán los embragues de fricción ya que son los más utilizados y característicos en mercado del motociclismo.

Principalmente, se diferencian entre embragues secos y embragues húmedos, pudiendo ser monodisco o multidisco (en caso de necesitar soportar un mayor par).

2.7.3.1. Embrague seco.

Este tipo de embrague suele estar algo menos dimensionado que los húmedos, y son algo menos contaminantes porque el gas desprendido por el desgaste no se libera.

Se aprecia fácilmente cuando las motos llevan un embrague en seco ya que están expuesto debido a su necesidad de refrigeración por aire.



Figura 30. Embrague seco.

Ventajas:

- Alta capacidad para aguantar un gran par gracias a su alto coeficiente de fricción.
- Se puede dejar al descubierto para que el polvo del desgaste se evacue.
- Es de fácil montaje y mantenimiento económico.
- Se calienta menos gracias a su refrigeración por aire.
- No le afecta directamente el aceite del motor ni su estado ya que no lleva.
- En caso de ser multidisco, utiliza menos número de discos.
- Los discos pueden ser más pequeños, por lo que menos peso.

Desventajas:

- Es más ruidoso que uno húmedo.
- Dura menos que uno húmedo.
- El acoplamiento es más agresivo debido a su alto coeficiente de rozamiento.

2.7.3.2. Embrague húmedo.

Este tipo de embragues suele tener una dimensión mayor que los secos y lo utilizan la gran mayoría de las motos del mercado. Su construcción se basa en múltiples discos alojados y sumergidos en aceite.



Figura 31. Embrague húmedo.

Ventajas:

- Es más silencioso que el seco, ya que va encerrado.
- Al humedecerse, la duración es superior. Se humedece con el propio aceite del motor.
- Es menos brusco, permitiendo una conducción más progresiva.

Desventajas:

- Al usar el mismo aceite que el motor lo ensucia mucho con el desgaste.
- Requiere un mayor mantenimiento, siendo este más complicado.
- Está a mayores temperaturas al estar bañado con el aceite del motor.
- Hay que tener mucho cuidado con la elección del aceite debido a que podría hacer que el embrague patine.

2.7.4. Caja de cambios.

La caja de cambios es el elemento encargado de transmitir el par motor suficiente para que la motocicleta pueda ponerse en movimiento la posición de parado, venciendo la resistencia la avance.

Esto se logra gracias a las diferentes relaciones de transmisión que se obtienen con los diferentes engranajes que conforman la caja de cambios. Esto quiere decir que para una misma velocidad de giro del cigüeñal se pueden obtener distintas velocidades de giro en las ruedas.

Principalmente se distinguen dos tipos de cajas de cambios: automática y manual.

2.7.4.1. Caja de cambios automática.

La caja automática es un sistema que, de manera automática, 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 eléctrico hidráulico que determina los cambios de velocidad; en el caso de las cajas de cambio 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.

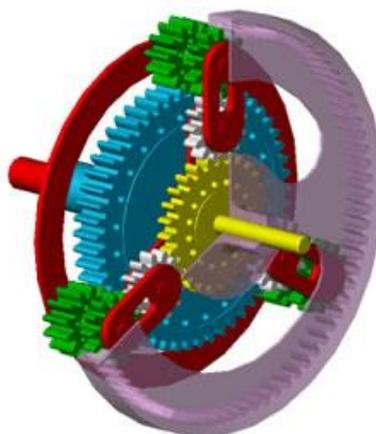


Figura 32. Caja de cambios automática.

Ventajas:

- Más cómodas.
- Alto poder de tracción.
- Mantenimiento económico.

Desventajas:

- Elevado peso.
- Bajo rendimiento mecánico.

2.7.4.2. Caja de cambios manual.

Son aquellas que se componen de elementos estructurales, funcionales, rodamientos, engranajes, etc. De tipo mecánico. En este tipo de cajas de cambio, la selección de las diferentes velocidades se realiza mediante un mando mecánico. En este caso un pedal.

Los elementos sometidos a rozamiento como ejes, engranajes, o selectores están lubricados mediante baño de aceite en el cárter aislados del exterior mediante juntas que garantizan la estanquidad.



Figura 33. Caja de cambios manual.

Ventajas:

- Cambios rápidos
- Durabilidad mecánica
- Alto rendimiento mecánico

Desventajas:

- Brusquedad en los cambios rápidos
- Menor elasticidad
- Mayor frecuencia en reparaciones y mantenimientos.

2.7.5. Engranajes.

Los engranajes son elementos de transmisión de potencia por contacto directo. La principal ventaja de las transmisiones por engranajes mediante ruedas dentadas es la gran exactitud en la relación de transmisión que se puede alcanzar frente a otros tipos de transmisiones.

Por otro lado, el empleo de materiales con gran dureza y rigidez, permite transmitir pares elevados de fuerza a velocidades de giro elevadas, conservando a la vez constante la relación de transmisión.

Principalmente se pueden distinguir 4 tipos de engranajes:

- Engranajes cilíndricos:



Figura 34. Engranaje cilíndrico recto (1) y helicoidal (2).

- Engranajes cónicos:



Figura 35. Engranaje conico recto (1) y helicodal (2).

Los engranajes rectos son de gran aplicación cuando se requiere transmitir el movimiento de un eje a otro paralelo y cercano. Son apropiados para velocidades pequeñas y medias.

Cuando lo que se requiere es un funcionamiento más silencioso, que transmita menores cargas dinámicas a los cojinetes de apoyo, y puedan funcionar a mayores rangos de velocidad, lo ideal es utilizar engranajes helicoidales. En este caso los dientes son como hélices cilíndricas, de manera que cuando una pareja de dientes entra en contacto siempre hay otros conectados, con lo que se consigue que la conexión se realice gradualmente, sin impactos ni ruidos.

En el caso de que el movimiento a transmitir es entre ejes cruzados o perpendiculares, entonces lo recomendable es usar engranajes cónicos.

En cambio, al basarse la transmisión por engranajes en el contacto directo entre superficies de los dientes de la rueda conductora y la conducida, esto ocasiona que se generen pérdidas por rozamiento en forma de calor calentando el engranaje, por lo que se hace necesario emplear lubricantes que envuelvan el contacto entre los dientes. De esta manera, empleando el lubricante adecuado se reduce el rozamiento entre superficies, además de servir como medio para evacuar el calor generado.

2.7.6. Rodamientos.

Los rodamientos son elementos mecánicos que reducen la fricción entre un eje y las piezas conectadas a éste por medio de una rodadura, que le sirve de apoyo y facilita su desplazamiento.



Figura 36. Diferentes tipos de rodamientos.

Las ventajas de uso de rodamientos frente a cojinetes de fricción o casquillos son:

- Capacidad de soportar cargas y combinaciones de cargas radiales y axiales.
- Menor fricción en los procesos transitorios (especialmente en el arranque).
- Exigen menor espacio axial.
- Son elementos fáciles de seleccionar.
- La lubricación es más sencilla y pueden trabajar a mayores temperaturas sin requerir mantenimiento riguroso.

Los inconvenientes de los rodamientos:

- Exigen mayor espacio radial.
- Su instalación posee algo de complejidad y dispositivos especiales.
- Tienen mayor peso.
- Poseen una durabilidad menor en virtud de las altas tensiones que deben soportar los elementos rodantes.

Hay una gran variedad de rodamientos, pero se estudiarán los más característicos.

2.7.6.1. Rodamientos de bolas.



Figura 37. Rodamiento de bolas.

2.7.6.1.1. Rodamientos rígidos de bolas.

Estos rodamientos son de uso general, ya que pueden absorber cargas radiales y axiales en ambos sentidos, así como las fuerzas resultantes de estas cargas combinadas; a su vez, pueden operar a elevadas velocidades,

Son de sencillo diseño a pesar de que no son desmontables ni auto alineables, por lo que requieren una perfecta alineación del asiento del soporte. Requieren poco mantenimiento.

2.7.6.1.2. Rodamientos de bolas con contacto angular.

En este tipo de rodamientos, la línea que une los puntos de contacto de las bolas de acero con los anillos interior y exterior, forma un ángulo con la línea que define la dirección radial, llamado ángulo de contacto.

En adición a las cargas radiales, pueden soportar grandes cargas axiales en un sentido; en consecuencia, se suelen disponer dos a dos en posición simétrica para soportar cargas axiales en los dos sentidos; también se pueden disponer en montaje aparcado en serie para cargas radiales y axiales elevadas en un solo sentido.

2.7.5.2. Rodamientos de rodillos.



Figura 38. Rodamiento de rodillos.

2.7.6.2.1. Rodamientos rodillos cilíndricos.

En este tipo de rodamientos, los rodillos cilíndricos están en contacto lineal con los caminos de rodadura. Tienen la misma función que los rodamientos rígidos de bolas, es decir, absorber cargas puramente radiales. No obstante, su capacidad de carga es mucho más elevada. Son desmontable y existe una gran variedad de tipos, siendo la mayoría de ellos de una sola hilera de rodillos con jaula.

2.7.6.2.2. Rodamientos rodillos cónicos.

Tienen los rodillos dispuestos entre los caminos de rodadura cónicos de los aros interior y exterior. El diseño de estos rodamientos los hace especialmente adecuados para soportar varas combinadas. Su capacidad de carga axial depende del ángulo de contacto, cuanto mayor es el ángulo, mayor es la capacidad de carga axial del rodamiento.

2.7.6.2.3. Rodamientos de agujas.

Son rodamientos con rodillos muy delgados y largos en relación con su menor diámetro. A pesar de su pequeña sección, estos rodamientos tienen una gran capacidad de carga y son eminentemente apropiados para las aplicaciones donde el espacio radial es limitado. Este tipo es comúnmente utilizado en los pedales para bicicletas.

2.7.7. Transmisión secundaria.

La transmisión secundaria, también conocido como kit de arrastre, es la encargada de transmitir la potencia del motor a la rueda trasera.

El método más común de transmitir esa potencia a la rueda trasera es mediante cadena y engranaje, pero hay otros métodos que pueden verse instalados en las motos que ofrecen los fabricantes, entre los cuales los más utilizados son la transmisión por correa dentada y engranajes, y el cardan con árbol de transmisión de engranajes cónicos.

2.7.7.1. Transmisión por cadena.

Hay muchas clases de cadenas que se pueden encontrar en el mercado para montar en las motocicletas, pero se pueden clasificar a grandes rasgos todos estos tipos de cadenas en dos grandes grupos, cadenas con retenes y cadenas simples sin retenes. La diferencia entre una y otras consiste en que los eslabones en las cadenas simples están unidos los unos a los otros directamente, y en las cadenas con retenes llevan unos pequeños aros de goma, que protegen tanto de la entrada de suciedad o polvo entre eslabones y pernos como también reteniendo la grasa de origen que se aplica durante el montaje de este tipo de cadenas.

Este tipo de transmisión es el más empleado en competición, no solo por su mínima pérdida de potencia con respecto a otros sistemas como el cardan, sino también por la sencillez en la sustitución de los engranajes, piñón y corona, para realizar un completo cambio en el comportamiento de la moto.

Entre las desventajas se encuentra su mantenimiento, con cierta regularidad se ha de limpiar, engrasar y tensar la cadena para garantizar su duración no siendo una tarea demasiado complicada. Otra de las desventajas características es la suciedad que provoca encontrando motas de grasa que se desprenden por la fuerza centrífuga producida al girar a gran velocidad.



Figura 39. Transmisión por cadena.

2.7.7.2. Transmisión por correa dentada.

La base de este tipo de transmisión es la misma que por cadena, pero en vez de esta, usa una correa dentada y engranajes adaptados para la unión de la correa con estos.

Las ventajas respecto a una transmisión por cadenas son varias, entre ellos el casi nulo mantenimiento además de su duración prolongada y mayor silencio en funcionamiento.

Entre sus inconvenientes se encuentra su peso que, aunque la correa en si pesa menos que una cadena tradicional, el piñón y la corona son sensiblemente más pesados. Además, hay que destacar su fragilidad en terrenos sucios, con tierra o embarrados dado que cualquier objeto anguloso con una cierta dureza que por mala fortuna se meta entre la correa y la corona puede ocasionar daños en esta.

Normalmente este tipo de transmisión por correa dentada se utiliza en un tipo de moto con potencias no superiores a los 100cv por una razón fundamental y es que en potencias superiores la dimensión de la correa tendría que ser mucho más ancha y gruesa para aguantar esa potencia, aunque la evolución en los materiales empleados en la construcción de las correas como el kevlar y estructuras metálicas han hecho que estas desventajas se vean reducidas pudiendo fabricar correas con mucha más resistencia a roturas y con dimensiones más reducidas, resistiendo mayores potencias.



Figura 40. Transmisión por correa dentada.

2.7.7.3. Transmisión por cardan.

Este tipo de transmisión normalmente se usa en tipo de motos ruteras o trail en las que la potencia se transmite a través de engranajes cónicos y un eje de transmisión. Estos engranajes cónicos están colocados en un ángulo de 90 grados con respecto los unos de los otros.

Este tipo de transmisión es uno de los que más ha evolucionado rompiendo con sus clásicas desventajas de tacto áspero y brusco tanto en las reducciones como en aceleración. Y al igual que la correa dentada sus principales ventajas son la limpieza, mínimo mantenimiento y escaso ruido en su funcionamiento además de una duración muy superior a sus rivales.

Entre sus desventajas se encuentra su elevado peso del conjunto, su tacto un tanto especial al tener gran número de piezas girando y provocando efectos giroscopios hacían que la conducción con los antiguos carda fuera un tanto especial llegando en algunos modelos a notar en plena aceleración como la parte trasera de la moto tendía a levantarse o incluso a ir ligeramente hacia el lado en el que este estaba colocado.

Todos estos pequeños inconvenientes se fueron corrigiendo con el paso del tiempo con sistemas como el paralever empleado por BMW o con soluciones de doble junta homocinética que paliaban estos comportamientos extraños, avanzando hasta los cardan actuales en los que se nota que lleve un sistema de transmisión distinto al tradicional por cadena.

En competición es difícil ver el empleo del cardan, ya que tantos engranajes y arboles rozando unos con otros llevan a hacer que se pierda potencia desde la salida del motor hasta su llegada efectiva a la rueda.



Figura 41. Transmisión por cardan.

2.8. RESULTADOS FINALES

Tras haber tenido en cuenta todas las posibilidades de diseño disponibles se va a proceder a seleccionar cual será la más apropiada para este diseño.

A continuación, se muestra un pequeño esquema del sistema de transmisión:

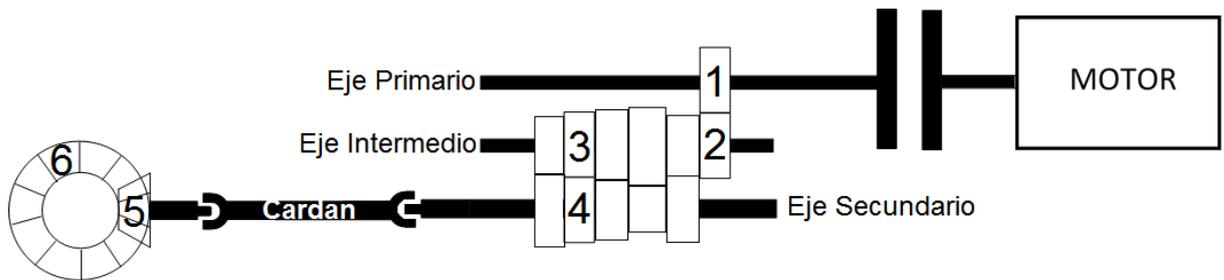


Figura 42. Esquema del sistema de transmisión.

2.8.1. Embrague

Este elemento es de vital importancia, ya que es el encargado de transmitir la potencia y el par del motor al eje primario de la caja de cambios. Para ello el embrague debe disponer de un diseño apropiado, siendo capaz de transmitir el par máximo sin realizar deslizamientos.

Para ello, se ha tenido en cuenta los diámetros interior y exterior, la presión necesaria que se debe ejercer y el rozamiento de los discos.

Se ha optado por un embrague de fricción mono-disco en seco de asbestos tejido sobre acero, debido a su alta capacidad para aguantar grandes pares. De esta manera, con unos diámetros más reducidos se puede transmitir el mismo par máximo permitiendo un diseño más compacto.

Además, debido a su sencillez, resulta de fácil montaje con un mantenimiento muy económico. Factor que repercutirá positivamente en el presupuesto.

A continuación, se muestran las características del embrague diseñado:

EMBRAGUE DE FRICCIÓN MONODISCO EN SECO	
Diámetro Exterior	165 mm
Diámetro interior	140 mm
Presión	71,38 kg/cm ²
Par de rozamiento	176,07 Nm

Tabla 15. Características del embrague.

Tras realizar la comprobación del embrague mínimo necesario, al tratarse de una diferencia mínima en el diseño del embrague se ha optado por utilizar el diseño del embrague comercial utilizado por BMW.

2.8.2. Caja de cambios

Para la caja de cambios se ha optado por una transmisión manual de 5 velocidades, construida sobre 3 ejes. Dispuesta con 6 pares de engranajes cilíndricos helicoidales, 1 par de la toma constante y 5 pares de las 5 marchas que dispone.

Se ha optado por una caja de cambios de engranajes desplazables, la cual no necesita sincronizadores, de forma que se pueda obtener una caja de cambios más reducida.

Los engranajes locos se acoplan mediante los desplazamientos de los engranajes desplazables, los cuales disponen de unos dientes que realizan la función de embrague de arrastre. Este desplazamiento se realiza mediante unas horquillas selectoras, las cuales empujan a los engranajes superando la fuerza axial generada por la helicoidalidad de los engranajes. Estas horquillas no son objeto de diseño en este proyecto.

2.8.2.1. Cálculos previos

Previamente, con de las relaciones de transmisión final proporcionadas por el fabricante, se han realizado unos cálculos previos para demostrar que la motocicleta alcanza las situaciones requeridas: aceleración máxima de 0 a 100, velocidad máxima y pendiente capaz de superar.

$i_{Primera}$	14,4
$i_{Segunda}$	9,472
$i_{Tercera}$	7,36
i_{Cuarta}	6,016
i_{Quinta}	5,344

Tabla 16. Relación de transmisión total.

Una vez que se ha comprobado que con esta relación de transmisión es capaz de superar las 3 situaciones requeridas, se procede a diseñar los engranajes de esta transmisión.

2.8.2.2. Engranajes

Para los engranajes se ha optado por un acero con tratamiento térmico de temple y revenido, más concretamente de Acero Mejorado F-154, apropiado para soportar diferentes fuerzas y velocidades.

Para que todos los engranajes engranen sin problema deben sumar la misma distancia entre ejes. Para poder cumplir esta condición teniendo diferentes engranajes, se han calculado los ángulos de helicoidalidad en función de la distancia entre ejes.

Una vez obtenidos los ángulos se procede a calcular la resistencia de los dientes de cada marcha a cortante y a aplastamiento mediante las ecuaciones de Lewis y Hertz. Con ello se obtiene el módulo mínimo necesario.

Dado que cada par de engranajes debe tener el mismo módulo y el mismo ángulo de helicoidalidad se mostrarán los resultados por pares de engranajes en la siguiente tabla:

	Ángulo de contacto	Ángulo de helicoidalidad	Módulo
TC	20°	20°	$m = 2,5 \text{ mm}$
Primera	20°	30°	$m = 2,5 \text{ mm}$
Segunda	20°	18,61°	$m = 2,5 \text{ mm}$
Tercera	20°	15,41°	$m = 2,5 \text{ mm}$
Cuarta	20°	15,41°	$m = 2,5 \text{ mm}$
Quinta	20°	31,8°	$m = 2,5 \text{ mm}$

Tabla 17. Ángulo de contacto, ángulo de helicoidalidad y módulo de los engranajes.

Para obtener unos resultados más sencillos y que no cometer errores a la hora de realizar el diseño se ha optado por utilizar el mismo módulo en todos los engranajes de la caja de cambios, el módulo más elevado de todos ellos. Este valor es un valor normalizado para el diseño de engranajes de la serie I.

Con todos estos datos obtenidos ha procedido a calcular los radios primitivos de los engranajes, usando la siguiente formula:

$$R = \frac{m \cdot z}{2 \cdot \cos \beta_a}$$

	Radio primitivo
TC ₁	23,94 mm
TC ₂	46,56 mm

Tabla 18. Radio primitivo de la toma constante.

	Primera	Segunda	Tercera	Cuarta	Quinta
Engranaje 3	23,09 mm	30,34 mm	35 mm	38,9 mm	41,18 mm
Engranaje 4	53,4 mm	46,16 mm	41,49 mm	37,6 mm	35,3 mm

Tabla 19. Radio primitivo de los engranajes de cada marcha.

La anchura de los engranajes viene determinada por la norma según el factor de forma, todos los engranajes tendrán una anchura de 30 mm.

Una vez obtenidos estos resultados, se ha comprobado que el diseño de los engranajes es correcto, demostrando que todos los pares de engranajes se encuentran a la misma distancia, pudiendo ser montados en el mismo eje.

Ciertos engranajes de esta transmisión dispondrán de unos dientes que realizarán el acoplamiento de los engranajes locos. Estos engranajes son los engranajes desplazables, que introducen sus dientes dentro de los engranajes locos fijándolos al eje y realizando la transmisión a través de ellos.

Estos dientes están formados por el mismo material que los engranajes, Acero F-154. Para su comprobación, se han analizado de la misma manera que un embrague de arrastre.

Para estos cálculos se ha supuesto la situación más crítica a la que estarán sometidos, de esta manera se ha conseguido una libertad de diseño a la hora de realizar el dimensionado, dado que la situación resultara menos crítica que la supuesta.

$$\text{Comprobación a cortadura: } \tau = \frac{F}{\frac{\alpha}{2} \cdot \frac{D^2 - d^2}{4}} \leq \frac{\tau_{yp}}{CS}$$

$$\text{Comprobación a aplastamientos: } \sigma = \frac{F}{b \cdot \frac{D - d}{2}} \leq \frac{\sigma_{yp}}{CS}$$

Se ha diseñado un embrague de arrastre con dos dientes de 45° de amplitud, diámetro exterior 67 mm, diámetro interior 40 mm y longitud del diente de 8 mm. La comprobación más crítica es la de aplastamiento con una tensión de 72,31 N/mm²,

menor que la tensión de fluencia 450 N/mm^2 . Cuanto mayor sean el ángulo de amplitud, el diámetro exterior, la longitud del diente y el número de dientes mayor será la tensión que será capaz de soportar.

2.8.2.3. Ejes

Para continuar con el diseño de esta caja de cambios se necesita dimensionar los ejes. Estos ejes están compuestos por el acero AISI-SAE 4140, uno de los aceros más usados para este tipo de ejes que otorga una mayor dureza, mayor resistencia mecánica y un coste moderado.

Para continuar con el dimensionado de los ejes, previamente se han tenido que calcular los esfuerzos que genera cada engranaje sobre estos ejes. Al tratarse de engranajes helicoidales generarán esfuerzos tangenciales, radiales y axiales.

Con las fuerzas obtenidas, se procede a calcular el diagrama de momentos flectores de cada eje y cada marcha. Datos que posteriormente se utilizaran para calcular el diámetro mínimo necesario de cada eje mediante el código ASME.

RESUMEN DE MOMENTOS FLECTORES Y TORSORES DEL EJE PRIMARIO	
Momento Flector	74760,86 Nmm
Momento Torsor	61930 Nmm

Tabla 20. Resumen de los momentos flectores y torsores del eje primario. Los valores más críticos se encuentran indicados en amarillo.

RESUMEN DE MOMENTOS FLECTORES Y TORSORES DEL EJE INTERMEDIO					
	Primera	Segunda	Tercera	Cuarta	Quinta
Momento Flector	142.278,24	240.993,74	180.793,63	147.525,32	69.201,82
Momento Torsor	120445,13	120445,13	120445,13	120445,13	120445,13

Tabla 21. Resumen de los momentos flectores y torsores del eje intermedio. Los valores más críticos se encuentran indicados en amarillo.

RESUMEN DE MOMENTOS FLECTORES Y TORSORES DEL EJE SECUNDARIO					
	Primera	Segunda	Tercera	Cuarta	Quinta
Momento Flector	239.468,92	256.101,9	183.683,37	170.323,78	84.529,52
Momento Torsor	278.552,02	183.248,27	142.779,12	116.419,75	103.246,75

Tabla 22. Resumen de los momentos flectores y torsores del eje secundario Los valores más críticos se encuentran indicados en amarillo.

Este código ASME permite calcular el diámetro de una forma conservadora, basado en mayorar los momentos torsores y flectores. A continuación, se muestra la formula aplicada:

$$\tau_{max} = \frac{r}{J} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2} < \tau_{yp}$$

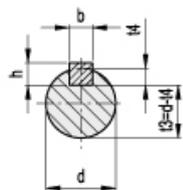
Aplicando la formula se obtienen los diferentes diámetros mínimos de cada eje. A pesar de que se obtienen resultados decimales y se podría optimizar el uso del material utilizando el diámetro mínimo, se opta por valores comunes que permitan utilizar componentes normalizados o de catálogo. A continuación, se muestra los resultados:

- Eje Primario: 14 mm
- Eje Intermedio: 20 mm
- Eje Secundario: 22 mm

2.8.2.4. Chavetas

Para poder unir los engranajes fijos o desplazables a los ejes se utilizarán chavetas de acuerdo con la norma DIN 6885. El material elegido para estas chavetas es el Acero Mejorado sin Alear CK60, menos resistente que los ejes y los engranajes para que cumpla la función de fusible mecánico en caso de que se produzca una sobrecarga. Siempre resulta más sencillo y económico reemplazar una chaveta que un eje o un engranaje.

Estas chavetas, según la norma DIN 6885, deberán tener unas dimensiones según el diámetro en el que se vayan a montar. A tener diámetros desde 18 mm hasta 32 mm las chavetas tendrán diferentes tamaños:



DIN 6885/1 KEYWAYS					
d	b P9/JS9 hole	b P9/N9 shaft	h	t2	t4
from 6 to 8	2	2	2	1 ^{+0.1}	1.2 ^{+0.1}
over 8 to 10	3	3	3	1.4 ^{+0.1}	1.8 ^{+0.1}
over 10 to 12	4	4	4	1.8 ^{+0.1}	2.5 ^{+0.1}
over 12 to 17	5	5	5	2.3 ^{+0.1}	3 ^{+0.1}
over 17 to 22	6	6	6	2.8 ^{+0.1}	3.5 ^{+0.1}
over 22 to 30	8	8	7	3.3 ^{+0.2}	4 ^{+0.2}
over 30 to 38	10	10	8	3.3 ^{+0.2}	5 ^{+0.2}
over 38 to 44	12	12	8	3.3 ^{+0.2}	5 ^{+0.2}
over 44 to 50	14	14	9	3.8 ^{+0.2}	5.5 ^{+0.2}

Figura 43. Dimensiones de las chavetas según la norma DIN 6885.

La comprobación de resistencia de las chavetas se ha realizado utilizando el par torsor máximo transmitido por los ejes. Con este par se ha comprobado su resistencia a cortadura y aplastamiento, cálculos que definen la longitud mínima de la chaveta.

$$\text{Formula de cortadura: } \tau = \frac{T/R}{b \cdot L} \leq \frac{\tau_{yp}}{CS}$$

$$\text{Formula de aplastamiento: } \sigma = \frac{T/R}{h \cdot L/2} \leq \frac{\sigma_{yp}}{CS}$$

- Diámetros de ejes de 14: L>5,89 mm
- Diámetros de ejes de 17 a 22 mm: L>18,2 mm
- Diámetros de ejes de 22 a 30 mm: L>12,06 mm
- Diámetros de ejes de 30 a 38 mm: L>7,74 mm

Al resultar todos los engranajes de una anchura de 30 mm se superan las longitudes de chavetas mínimas necesarias.

2.8.2.5. Casquillos

Para que los engranajes locos puedan girar sin problemas sobre los ejes que van montados se ha elegido el uso de casquillos, elegidos de un catálogo comercial.

Se ha optado por casquillo en lugar de rodamientos debida su sencillez, fiabilidad y su coste reducido. Siendo el modelo elegido SF-1 de ISB específico para el uso en motocicletas.

El catálogo especifica una fórmula para la elección del casquillo más apropiado, en la cual se ha introducido los valores más críticos:

$$P = \frac{F}{d \cdot b} = 2,43 \text{ N/mm}^2 < 56 \text{ N/mm}^2$$

Al fabricar casquillos para una gran variedad de motocicletas, la capacidad del casquillo es muy elevada comparada la sollicitación, ya que esta no es una moto de gran potencia.

Elección: Casquillos SF – 1 del fabricante ISB

2.8.2.6. Rodamientos

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

Para esta aplicación se ha optado por rodamientos de bolas, ya que son capaces de soportar grandes cargas y girar a grandes velocidades. Estos rodamientos tendrán que ser capaces de soportar fuerzas, movimiento, impactos, aceleraciones, vibraciones, ...

Se han calculado los rodamientos necesarios para cada uno de los ejes de la transmisión. Para que los cálculos sean conservadores se ha considerado que el motor gira a una velocidad media de 5000 rpm, valor mucho más elevado que en la realidad, y una fiabilidad del 0,95.

A continuación, se muestra un esquema de la caja de cambios donde se muestra como están montados los rodamientos:

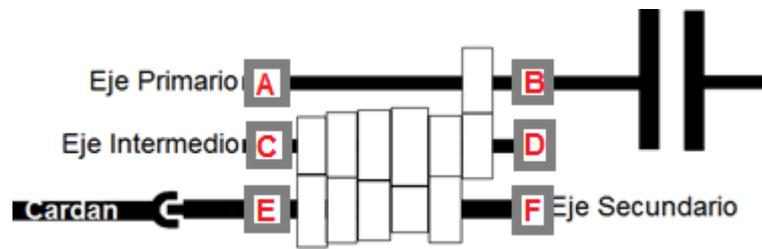


Figura 44. Posición de los rodamientos en la caja de cambios.

Para el cálculo se han obtenido los esfuerzos que soportan los rodamientos y mediante los cálculos se ha obtenido la capacidad necesaria del rodamiento.

A continuación, se ha elegido un rodamiento rígido de bolas de una hilera de catálogo FAG, y se han recalculado los valores para comprobar que los rodamientos tienen la capacidad necesaria.

Para el eje primario se han montado un par de rodamientos rígidos de bolas de una hilera para ejes de diámetro 17 mm, debido a que un único rodamiento para ejes de este diámetro no tenía suficiente capacidad se han montado dos por apoyo. Se descarta la posibilidad de elegir un rodamiento para ejes de mayor diámetro ya que se sobredimensionaría en exceso el eje y aumentaría mucho el presupuesto.

Para el eje intermedio se han montado un par de rodamientos rígidos de bolas de una hilera para ejes de diámetro 20 mm. De la misma manera que en el eje primario, debido a que un único rodamiento para ejes de este diámetro no tenía suficiente capacidad se han montado dos por apoyo. Se descarta la posibilidad de elegir un rodamiento para ejes de mayor diámetro ya que se sobredimensionaría en exceso el eje y aumentaría mucho el presupuesto.

Para el eje secundario se ha montado un rodamiento rígido de bolas de una hilera para ejes de 25 mm.

4 rodamientos rígidos de bolas de una hilera para ejes de diámetro 17 mm de FAG

4 rodamientos rígidos de bolas de una hilera para ejes de diámetro 20 mm de FAG

2 rodamientos rígidos de bolas de una hilera para ejes de diámetro 25 mm de FAG

A continuación, se muestra una imagen del conjunto de transmisión primaria:

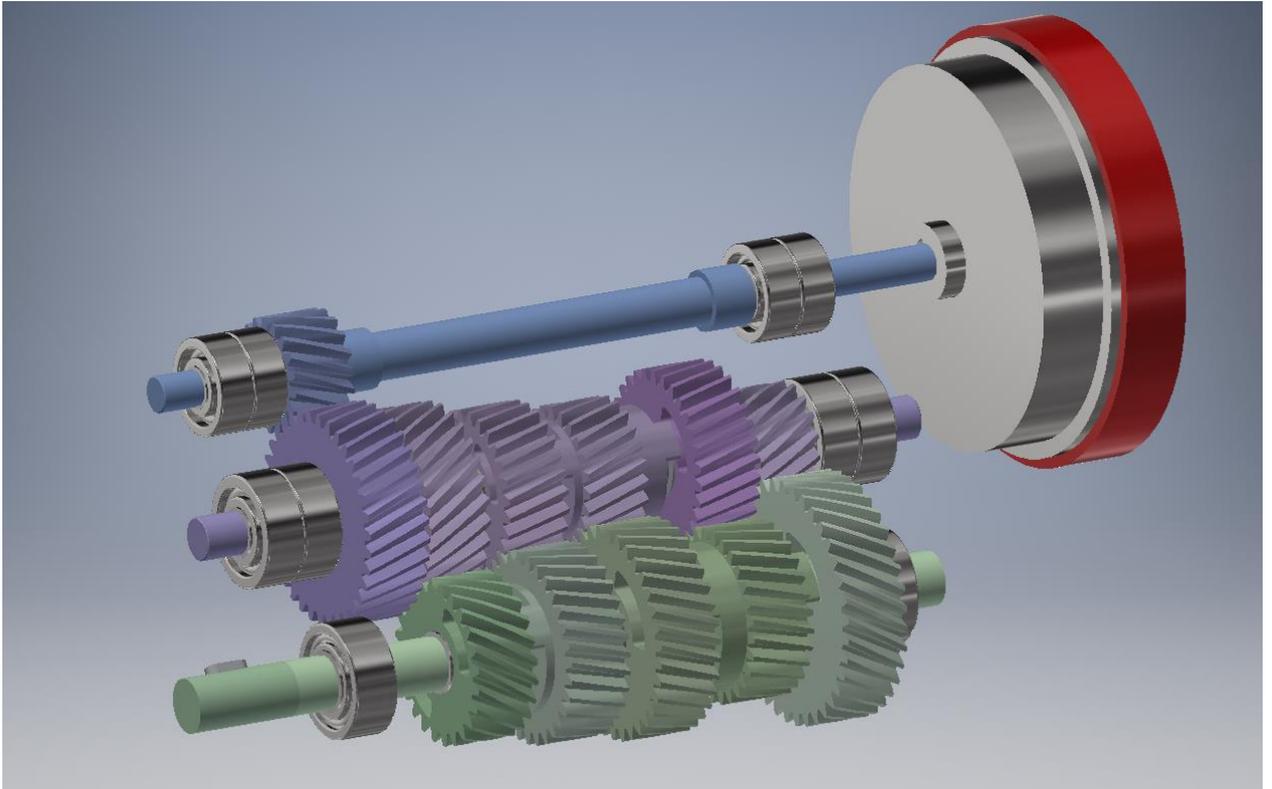


Figura 45. Transmisión primaria.

2.8.3. Transmisión secundaria

Esta transmisión secundaria está compuesta por 2 ejes no colineales unidos mediante otro eje con una junta carda, un par de rodamientos y dos engranajes cónicos de dientes rectos dispuestos a 90 grados.

A continuación, se muestra un pequeño esquema de la transmisión secundaria:



Figura 46. Esquema del sistema de transmisión secundaria.

2.8.3.1. Juntas cardan

Las juntas cardan son juntas que permiten la transmisión de giro entre dos ejes no colineales.

Se ha optado por la transmisión por candar debido a elevada limpieza comparada con las transmisiones por correa o cadena, su escaso ruido y su mínimo mantenimiento. Esto permite al cliente unos costes de mantenimiento más reducidos evitando tener que limpiar y engrasar la transmisión cada poco tiempo.

A pesar de que la vida útil estimada de esta transmisión es de 2500 horas, se ha optado por una junta cardan del fabricante TECNOPOWER con una vida útil superior de 5000 horas. Esto es debido a que este modelo, junta universal cardan 02.100 SERIE 02, se ajusta más a las necesidades y requisitos de la transmisión.

Para elegir este modelo se han realizado ciertos cálculos indicados por el catálogo del fabricante TECNOPOWER, partiendo de los datos de par máximo transmitido por la junta cardan y las revoluciones de giro a las que se produce ese par. Además, se incluye un coeficiente modificativo que depende del ángulo de giro que puede llegar a alcanzar esta junta. Se han realizado cálculos conservadores usando un coeficiente de 20° de variación, dado que con este ángulo la rueda llegaría a estar en contacto con el chasis.

Elección: Junta universal cardan 02.100 SERIE 02 del fabricante TECNOPOWER

2.8.3.2. Engranajes cónicos

Para poder realizar la transmisión del eje giratorio a la rueda motriz se ha optado por unos engranajes cónicos de dientes rectos en disposición de 90° entre sí. Estos engranajes están compuestos por el mismo material que los engranajes de la caja de cambios, Acero F-154.

Con la relación de transmisión indicada por el fabricante se han definido los radios primitivos, el módulo y el ángulo de conicidad:

	Dientes	Módulo	Ángulo de contacto	Diámetro Interior	Diámetro Exterior	Distancia de contacto
Engranaje 5	10	3 mm	20°	16 mm	26,4 mm	20 mm
Engranaje 6	32	3 mm	20°	56 mm	92 mm	20 mm

Tabla 23. Características de los engranajes cónicos.

El engranaje 5 recibe el par torsor que genera el eje secundario de la caja de transmisión, transmitido mediante los ejes con las juntas cardan. Estos engranajes, debido a su transmisión, generan esfuerzos tangenciales, esfuerzos radiales y esfuerzos axiales. Esfuerzos que han sido necesarios para calcular la sección 3 del eje de transmisión cardan y necesarios para la elección del rodamiento y el casquillo.

2.8.3.3. Ejes de la transmisión secundaria

Para los ejes de la transmisión secundaria se ha optado por utilizar el mismo material que los ejes de la caja de cambios, el acero AISI-SAE 4140, debido a que otorga una gran dureza, gran resistencia mecánica y un coste moderado.

De igual manera que los ejes de la caja de cambios, con los esfuerzos generados por los engranajes cónicos, se han obtenido los mayores momentos flectores y torsores dependiendo de que marcha este engranada. Con estos valores se ha aplicado el código ASME con el que se ha obtenido el diámetro mínimo necesario.

Cabe resaltar que las secciones 1 y 2 del eje de transmisión cardan solo trabajan a esfuerzo torsor, por lo que serán menos críticas. La sección 3 del eje es la que soporta los esfuerzos de los engranajes, que posteriormente transmite a los rodamientos.

A continuación, se muestran los resultados obtenidos:

Sección 1	20 mm
Sección 2	20 mm
Sección 3	25 mm

Tabla 24. Diámetro de las secciones del eje cardan.

Como se puede apreciar, la sección 3 del eje cardan es algo mayor que las otras dos. Esto se debe a que la sección soporta todos los esfuerzos generados por los engranajes cónicos, mientras que las secciones 1 y 2 solo soportan un par torsor.

2.8.3.4. Casquillos de la transmisión secundaria

En la transmisión secundaria se ha optado por el uso de un casquillo y un par de rodamientos debido a disminuido espacio que se dispone para el montaje.

Para la elección del casquillo de esta transmisión secundaria se ha utilizado un método similar al que se ha usado para la elección de los rodamientos de la transmisión primaria (caja de cambios).

A continuación, se muestra un esquema de la disposición de estos apoyos:

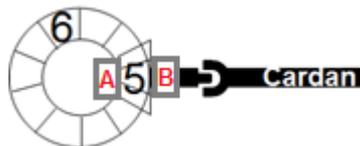


Figura 47. Posición de los apoyos en la transmisión secundaria.

Habiendo tenido en cuenta el porcentaje de uso de cada marcha y los esfuerzos que generan cada una de ellas, se ha obtenido una fuerza equivalente. A partir de esta fuerza se ha aplicado la fórmula indicada por el fabricante en el catálogo.

Se ha optado por un casquillo SF-1 de 30 mm de diámetro interior con una anchura de 10 mm. Este modelo de casquillo esta específicamente indicado para motocicletas.

1 Casquillo de 15 mm de diametro interior y 25 mm de anchura modelo SF1 de ISB

Para la elección del par de rodamientos se han realizado los cálculos como se han realizado en la caja de transmisión. Para que los cálculos sean conservadores se ha considerado que el motor gira a una velocidad media de 5000 rpm, valor mucho más elevado que en la realidad, y una fiabilidad del 0,95.

Se han obtenido los esfuerzos que soportan los rodamientos y mediante los cálculos se ha obtenido la capacidad necesaria del rodamiento. Debido a que no había un único rodamiento para ejes de diámetro 25 que tuviera suficiente capacidad, se ha optado por montar dos rodamientos.

2 rodamientos rígidos de bolas de una hilera para ejes de diametro 25 mm de FAG

A continuación, se muestra una imagen del conjunto de transmisión secundaria:



Figura 48. Transmisión secundaria.

Tras la elección de todos los componentes se ha obtenido esta transmisión final:

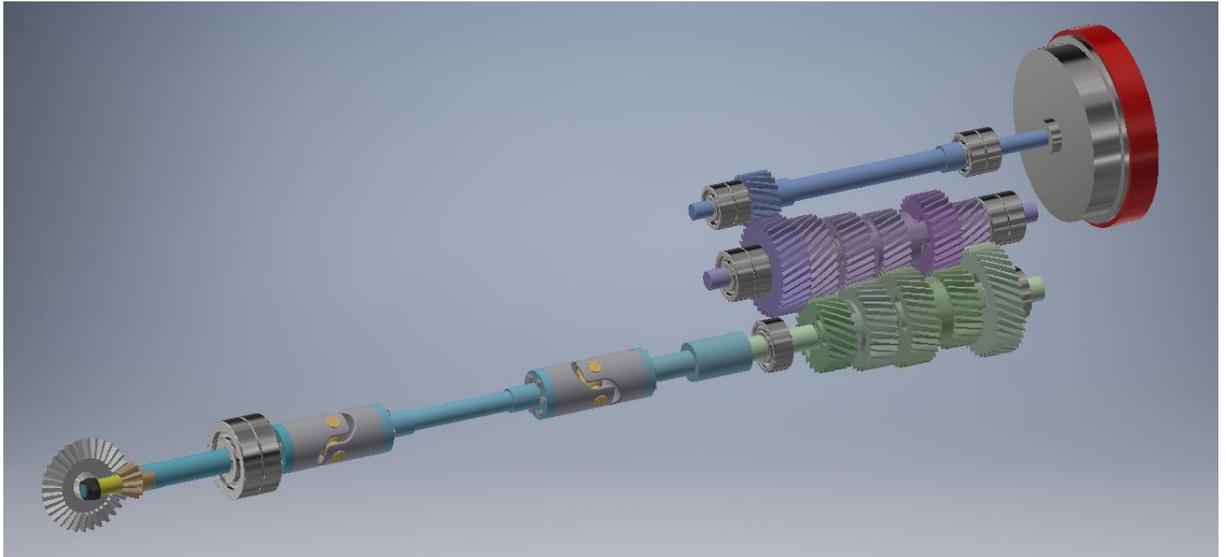


Figura 49. Transmisión completa.

2.8.4. Chasis

Para el diseño del chasis se ha optado por mantener la estructura del chasis original para que a la hora de realizar el montaje no haya problemas de compatibilidad con las piezas que son necesarias instalar. Se trata de un chasis de simple cuna abierto.

Como ya se ha mencionado en el apartado datos de partida, el fabricante no proporciona todas las dimensiones necesarias, por lo que se han realizado mediciones en un chasis real de este modelo, tratando de ser lo más preciso posible para obtener un chasis con las mismas solicitaciones que el fabricado por la marca BMW.

Para la construcción del chasis se ha elegido la utilización de tubos de acero al cromo-molibdeno. Acero al carbono con un tratamiento térmico de temple y revenido, también conocido como F-125 o AISI-SAE 4140, comúnmente usado en la construcción de chasis de motocicletas.

Para obtener las solicitaciones más críticas que soporta el chasis se han realizado 3 hipótesis: aceleración máxima, frenada máxima y paso por curva a máxima velocidad. Todas estas hipótesis se han realizado con el peso máximo autorizado que permite el fabricante.

2.8.4.1. Aceleración máxima

Para obtener estos esfuerzos se ha realizado un equilibrio de momentos respecto el eje sobre el que gira la rueda motriz. En este equilibrio influyen la fuerza de inercia del conjunto (moto y pasajeros), el peso del conjunto (moto y pasajeros) y la fuerza de tracción capaz de realizar la rueda motriz.

Para poder realizar la hipótesis se ha obtenido el centro de gravedad del conjunto de motocicleta y pasajeros, y se ha comprobado que la moto es capaz de vencer los esfuerzos (momento en el que la moto soportaría el 100% del peso sobre la rueda trasera, si llegar a levantar la rueda delantera).

Los esfuerzos calculados se transmiten a través de la suspensión y el basculante a los puntos de anclaje, en los cuales se aplican las fuerzas que afectan chasis.

Tras introducir los esfuerzos obtenidos en el programa de simulación de elementos finitos AutoCAD Inventor Professional 2017, se han obtenido las tensiones equivalentes máximas del chasis según Von Mises y el desplazamiento máximo que sufre.

Se ha obtenido una tensión máxima en el chasis es de 108,5 MPa, inferior a la tensión de fluencia del acero F-125 de 350 MPa. Además, al tratarse de un vehículo de tracción trasera se aprecia que las mayores tensiones se encuentran en la parte trasera.

En el apartado del desplazamiento se ha obtenido un valor de 0,7119 mm. Un valor más que aceptable para este chasis.

2.8.4.2. Frenada máxima

Para obtener los esfuerzos de frenada máxima de la motocicleta, se ha utilizado un método diferente al usado en la aceleración máxima. Esto es debido a que no se puede hacer un equilibrio debido a que no se conoce la capacidad de frenado del sistema de frenado de esta motocicleta.

Por suerte se ha podido encontrar tabulada la fuerza soportada por una deceleración máxima de la motocicleta. En estas condiciones todo el peso se encontrará desplazado y soportado sobre la rueda delantera.

Estos esfuerzos se transmiten a través de la horquilla o pipa de dirección de la rueda hasta el contacto con el chasis. Esta fuerza genera una fuerza y un momento en el punto de contacto con la pipa de dirección.

Tras introducir los esfuerzos obtenidos en el programa de simulación de elementos finitos AutoCAD Inventor Professional 2017, se han obtenido las tensiones equivalentes máximas del chasis según Von Mises y el desplazamiento máximo que sufre.

Se ha obtenido una tensión máxima en el chasis es de 117,1 MPa, inferior a la tensión de fluencia del acero F-125 de 350 MPa.

En el apartado del desplazamiento se ha obtenido un valor de 0,2672 mm. Un valor más que aceptable para este chasis.

2.8.4.3. Paso por curva

Para esta hipótesis se ha considerado la situación más crítica posible, el paso por una curva a la velocidad máxima del vehículo (200km/h). Además, esta curva se realizará a una inclinación máxima de 50°, realizando los cálculos lo más conservadores posible dado que con esa inclinación la motocicleta entraría en contacto con el suelo.

Con los valores de velocidad máxima y ángulo de inclinación al tomar la curva, se ha podido obtener la fuerza centrífuga soportada.

Una vez obtenidos todas las fuerzas soportadas en esta hipótesis, se han trasladado a sistema de coordenadas local del chasis para poder meterlo en el programa de simulación de elementos finitos.

Tras introducir los esfuerzos obtenidos en el programa de simulación de elementos finitos AutoCAD Inventor Professional 2017, se han obtenido las tensiones equivalentes máximas del chasis según Von Mises y el desplazamiento máximo que sufre.

Se ha obtenido una tensión máxima en el chasis es de 277,2 MPa, inferior a la tensión de fluencia del acero F-125 de 350 MPa.

En el apartado del desplazamiento se ha obtenido un valor de 1,899 mm. Valor superior al obtenido en el resto de las hipótesis, pero dentro de los valores aceptables.

Se puede apreciar que esta hipótesis resulta la más crítica de todas, pero también la más complicada de alcanzar, ya que solo pilotos profesionales altamente cualificados y un circuito en óptimas condiciones se puede llegar a poner la motocicleta en esta situación.

A continuación, se muestra el chasis diseñado:

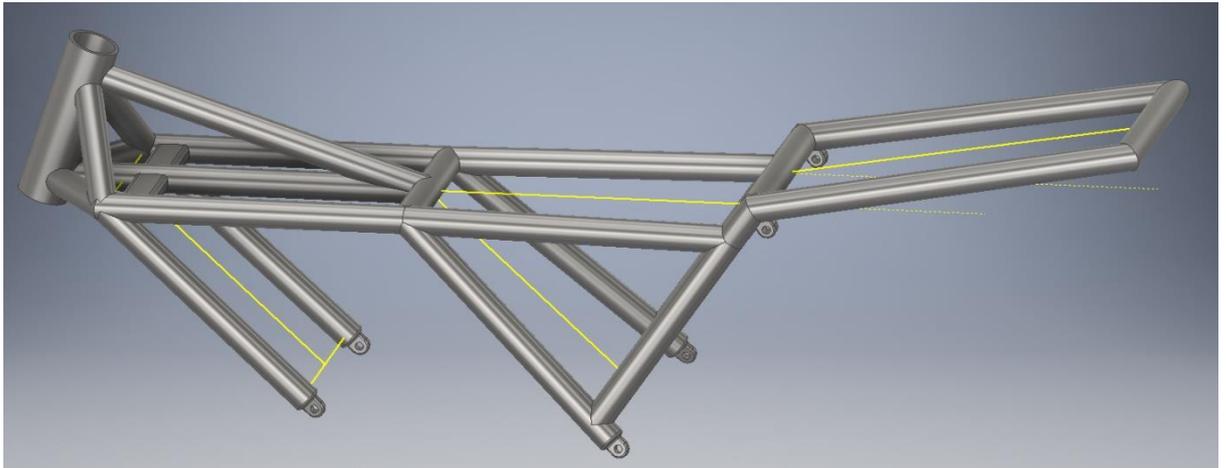


Figura 50. Chasis.

2.9. PLANIFICACIÓN

En este apartado se muestra el diagrama de Gantt con la planificación del proyecto planteada al comenzar:

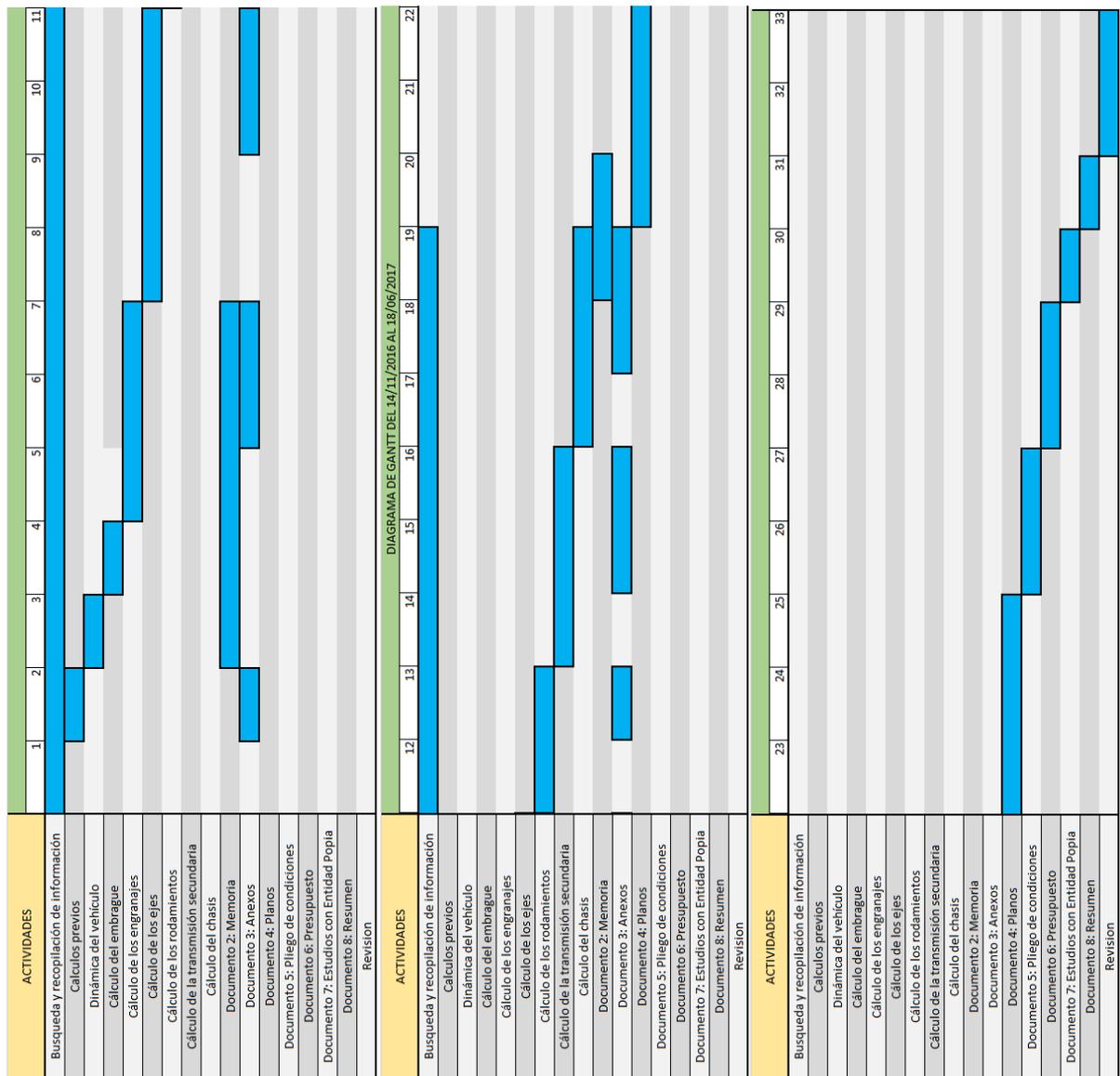


Figura 51. Diagrama de Gantt.

La planificación viene indicada por el número de semanas comenzando la tercera semana de noviembre (14/11/2016) y concluyendo en la tercera semana de junio (08/06/2017).

Esta planificación se planteó antes sabiendo específicamente cuanto tiempo requeriría cada tarea. Ciertas actividades han requerido más o menos tiempo del esperado.

A pesar de tener ciertos imprevistos, se ha intentado seguir la planificación prevista para poder entregar dentro de los plazos previstos de la convocatoria de junio de 2017.

Bilbao, a 9 de Junio de 2017

Ingeniero Mecánico, JON GRISALEÑA PÉREZ

Fdo.