



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA

CAMPUS D'ALCOI

*Diseño y modificación de los
piñones de la caja de cambios
de la motocicleta
Yamaha RD350*

MEMORIA PRESENTADA POR:

Carlos Tomás Pastor

GRADO DE INGENIERÍA MECÁNICA

Convocatoria de defensa: Julio de 2019

TUTORES: Tomás Vicente Esquerdo Lloret y
Francisco Javier Colomina Francés

RESUMEN Y PALABRAS CLAVE

CASTELLANO

Este proyecto tiene como objetivo mejorar el rendimiento en competición de la motocicleta Yamaha RD350, mediante el rediseño y modificación de algunos de los piñones de su caja de cambios. Lo cual se hará atendiendo a las indicaciones del piloto de la motocicleta basadas en su experiencia en circuito. El objetivo principal será reducir la caída de revoluciones que se produce en cada cambio de marcha, para que el régimen de giro del motor permanezca en el rango óptimo de funcionamiento y así aprovechar al máximo la potencia del mismo.

Palabras clave: *Relación de transmisión, Caja de cambios, Rendimiento, Competición*

VALENCIÀ

Aquest projecte té com a objectiu millorar el rendiment en competició de la motocicleta Yamaha RD350, mitjançant el redisseny i modificació d'alguns dels pinyons de la seua caixa de canvis. La qual cosa es farà atenent a les indicacions del pilot de la motocicleta basades en la seua experiència en circuit. El principal objectiu serà reduir la caiguda de revolucions que es produeix en cada canvi de marxa, de manera que el règim de gir del motor es mantingui prop del rang òptim de funcionament i així aprofitar al màxim la potència d'aquest.

Paraules clau: *Relació de transmissió, Caixa de canvis, Rendiment, Competició*

ENGLISH

This project aims to improve the racing performance of the Yamaha RD350 motorcycle, by redesigning and modifying some of the gears of its gearbox. This will be done according to the indications of the pilot of the motorcycle based on his experience in the circuit. The main objective will be to reduce the revs drop that occurs in each gear change, so that the engine speed remains in the optimal operating range and thus take full advantage of the power of the same.

Keywords: *Transmission ratio, Gearbox, Performance, Competition*

ÍNDICE GENERAL

0.	MEMORIA DESCRIPTIVA	1
1.	OBJETO DE ESTUDIO	1
2.	JUSTIFICACIÓN DEL ESTUDIO	1
3.	INTRODUCCIÓN	2
4.	ELEMENTOS CONSTITUTIVOS	4
5.	FUNCIONAMIENTO	9
6.	CONDICIONANTES DE LAS RELACIONES DE TRANSMISIÓN	12
7.	FUNDAMENTOS TEÓRICOS DE LOS ENGRANAJES	15
7.1	Elementos y parámetros medibles	15
7.2	Fundamentos matemáticos.....	16
8.	NORMATIVA	21
9.	DISEÑO.....	21
9.1	Descripción de la caja de cambios original.....	21
9.2	Requisitos de diseño de la nueva relación de marchas	23
9.3	Diseño de la nueva relación de marchas	23
9.4	Cálculos de resistencia del material.....	36
10.	CÁLCULOS MEDIANTE EL SOFTWARE KISSSYS	51
10.1	Obtención de medidas.....	51
10.2	Creación del modelo en KISSsys.....	52
10.2.1	Añadir elementos.	52
10.2.2	Insertar medidas.....	54
10.2.3	Conectar los pares de engranajes	56
10.2.4	Establecer selector de velocidades.....	57
10.2.5	Valores de entrada	59
11.	SIMULACIÓN MEDIANTE SOLIDWORKS	60
11.1	Pasos previos.....	60
11.2	Simulación a flexión pura.	61
11.3	Resultados de la simulación.....	63
12.	RESUMEN RESULTADOS	66
13.	PLANOS.....	67
14.	PRESUPUESTO	68
15.	PLIEGO DE CONDICIONES.....	69
16.	CONCLUSIONES	71
17.	BIBLIOGRAFÍA	73

ÍNDICE TABLAS

Tabla 1. Especificaciones principales	4
Tabla 2. Ecuaciones de transmisión.....	18
Tabla 3. Características de la caja de cambios.....	22
Tabla 4. Relación de cambio de serie	25
Tabla 5. Relación de cambio nuevo diseño	26
Tabla 6. Datos de entrada mediciones	27
Tabla 7. Datos entrada. Características de la motocicleta	28
Tabla 8. Datos iniciales para el cálculo	37
Tabla 9. Factor de aplicación (Fuente: AGMA)	40
Tabla 10. Factor de distribución de carga (Fuente: AGMA)	41
Tabla 11. Factor de aplicación (Fuente: AGMA)	45
Tabla 12. Factor de distribución de carga (Fuente: AGMA)	46
Tabla 13. Factor de fiabilidad (Fuente: AGMA)	49
Tabla 14. Resultados de los cálculos de resistencia.....	50
Tabla 15. Parámetros medidos.....	51
Tabla 16. Resultados de la simulación.....	65
Tabla 17. Comparativa características caja de cambios Standard y Diseño	66

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. YAMAHA RD350	3
Figura 2. Diagrama de transmisión YAMAHA RD350	4
Figura 3. Árbol primario.....	5
Figura 4. Árbol secundario	5
Figura 5. Diagrama caja de cambios.....	6
Figura 6. Vista explosionada elementos caja de cambio	7
Figura 7. Pie accionando palanca de cambio	7
Figura 8. Pines y horquillas del tambor selector.....	8
Figura 9. Tambor selector del cambio	8
Figura 10. Horquillas selectoras del cambio.....	8
Figura 11. Diagrama caja de cambios con horquillas	9
Figura 12. Tambor y horquillas de cambio.....	9
Figura 13. Esquema del tambor selector y sus acanaladuras	10
Figura 14. Diagrama caja de cambios con horquillas	10
Figura 15. Diagrama caja de cambios y flujo de movimiento	11
Figura 16. Acoplamiento entre engranajes	11
Figura 17. Transmisión engranajes.....	13
Figura 18. Curvas Características del motor.....	14
Figura 19. Diagrama de velocidad frente a N° de revoluciones.....	14
Figura 20. Representación diámetro primitivo	15
Figura 21. Parámetros del engranaje.....	16
Figura 22. Transmisión entre engranajes.....	17
Figura 23. Diagrama de fuerzas sobre el diente.....	18
Figura 24. Fuerzas aplicadas sobre el diente	19
Figura 25. Diagrama disposición de los engranajes.....	21
Figura 26. Curva de potencia del motor	22
Figura 27. Circuito de Calafat.....	24
Figura 28. Ruedas dentadas que se van a modificar (azul).....	26
Figura 29. Longitud L3 y L4	27
Figura 30. Diagrama Tensión - Alargamiento	30
Figura 31. Ventana propiedades mecánicas.....	32
Figura 32. Diagrama límite elástico.....	32
Figura 33. Ventana propiedades de procesado	32
Figura 34. Diagrama límite elástico.....	33

Figura 35. Diagrama de precios.....	33
Figura 36. Diagrama límite elástico.....	34
Figura 37. Diagrama fuerza tangencial sobre diente	37
Figura 38. Diagrama de esfuerzos en el diente	39
Figura 39. Diagrama Factor dinámico	42
Figura 40. Diagrama resistencia a fatiga.....	42
Figura 41. Tabla coeficiente elástico	45
Figura 42. Tabla resistencia a fatiga	48
Figura 43. Diagrama factor de duración	48
Figura 44. Diagrama factor relación de dureza.....	49
Figura 45. Diagrama sistema de referencia de las medidas	52
Figura 46. Selección caja de elementos	52
Figura 47. Caja de elementos.....	53
Figura 48. Elementos del modelo	54
Figura 49. Diagrama árbol primario	55
Figura 50. Diagrama árbol primario	55
Figura 51. Rodamientos de unión.....	56
Figura 52. Ventana de conexiones árbol.....	56
Figura 53. Ventana de conexiones engranajes.....	56
Figura 54. Modelo 3D caja de cambios	57
Figura 55. Selector de marchas.....	58
Figura 56. Diagrama de conexiones	58
Figura 57. Ventana datos de entrada.....	59
Figura 58. Exportación modelos 3D engranajes	59
Figura 59. Exportación archivo stp.desde KISSsys	60
Figura 60. Modelo cargado en SOLIDWORKS	61
Figura 61. Activación SOLIDWORKS Simulation.....	61
Figura 62. Determinación geometría fija.....	62
Figura 63. Determinación fuerzas en el diente	62
Figura 64. Reproducir simulación	63
Figura 65. Diagrama de tensión.....	63
Figura 66. Diagrama deformaciones.....	64
Figura 67. Diagrama factor de seguridad.....	64
Figura 68. Ruedas dentadas que han sido rediseñadas	66

SIMBOLOGÍA

P	Potencia (kW)
T	Par (N·m)
ω	Velocidad angular (rad/s)
i	Relación de transmisión
z	Número de dientes
d	Diámetro primitivo (mm)
R	Radio primitivo (mm)
Z	Número de dientes del engranaje
m	Módulo del engranaje
b	Ancho del diente (mm)
h	Altura del diente (mm)
s	Espesor del diente en la base (mm)
p_B	Paso base (mm)
R_B	Radio base (mm)
e_B	Espesor base (mm)
α	Ángulo de presión entre engranajes (°)
F_t	Componente tangencial de la fuerza transmitida (N)
P_2	Engranaje de la segunda marcha del árbol primario
S_2	Engranaje de la segunda marcha del árbol secundario
L_3	Longitud de tres dientes medida sobre la circunferencia base (mm)
L_4	Longitud de cuatro dientes medida sobre la circunferencia base (mm)
σ	Tensión (MPa)
F_s	Factor de seguridad
σ_y	Límite elástico (MPa)
Y	Factor de Lewis
J	Factor geométrico AGMA
K_a	Factor de aplicación
K_m	Factor de distribución de carga sobre la cara del diente
K_s	Factor de tamaño
K_v	Factor dinámico

W	Módulo resistente de la sección del diente (m^3)
M	Momento Flector (N/m)
I	Momento de inercia del perfil respecto al eje neutro de la sección (m^4)
y_{max}	Distancia del eje neutro a la fibra más alejada (mm)
C_P	Coefficiente elástico
C_A	Factor de aplicación para el esfuerzo de contacto
C_M	Factor de distribución de la carga
C_S	Factor de tamaño para el esfuerzo de contacto
C_F	Factor de estado o condición de la superficie

0. MEMORIA DESCRIPTIVA

1. OBJETO DE ESTUDIO

El presente proyecto tiene como objetivo mejorar las prestaciones de la motocicleta Yamaha RD350 en carreras de resistencia en el circuito de Calafat, mediante la modificación de algunos de los piñones de su caja de cambios. Se buscará una optimización de los procesos y costos sin afectar a la fiabilidad y seguridad.

En primer lugar se determinará qué relaciones de transmisión son claves para mejorar el rendimiento y cuáles de sus correspondientes engranajes admiten un margen de mejora para un rediseño. A continuación se determinarán unas características mejoradas para cada uno ellos, las cuales estarán basadas en cálculos que contemplan tanto las características técnicas de la motocicleta como las condiciones de uso que se esperan de ella en un uso exhaustivo en competición.

2. JUSTIFICACIÓN DEL ESTUDIO

La caja de cambios es un elemento esencial que condiciona el rendimiento de una motocicleta. Si bien es cierto, el motor podría considerarse el elemento principal si se habla de aumentar las prestaciones generales de la máquina, pero es la caja de cambios el mecanismo que otorga la capacidad de aprovechar dichas prestaciones. Por ejemplo, puede darse el caso de un motor muy potente pero con un mal escalonado de las marchas y por buenas prestaciones que ofrezca dicho motor, el piloto no será capaz de exprimirlos.

La motocicleta objeto de estudio posee una caja de cambios con unos saltos entre marchas correctos para su uso en carretera, sin embargo, para su uso en ciertos circuitos, algunas transiciones entre marchas resultan mejorables. Por ello el proyecto se centra en el modo en que dichas marchas se pueden modificar para conseguir un rendimiento óptimo en la pista. Se centrará en las carreras de resistencia llevadas a cabo en el circuito de Calafat, el cual posee algunas curvas cerradas en las que la caja de cambios original no ofrece una relación de transmisión que permita permanecer cerca de un rango de revoluciones óptimo. Además de mejorar algunos saltos entre marchas que permitan un mejor aprovechamiento del régimen de revoluciones óptimo del motor.

3. INTRODUCCIÓN

Existe una gran variedad en cuanto al tipo y la tecnología que emplean las motocicletas en lo que a las cajas de cambios se refiere. Principalmente se dividen en dos grandes grupos, las cajas de cambio manuales y las automáticas, a continuación se detallan sus rasgos más importantes [1].

Manuales:

Este tipo de transmisión es el más común entre las motocicletas actuales, exceptuando los escúteres, y suelen tener por lo general 5 o 6 marchas. Las cajas de cambio manuales se caracterizan porque es el propio conductor el que debe seleccionar la marcha adecuada en cada momento, a diferencia de las automáticas, las cuales se describirán más adelante.

Normalmente las motocicletas equipan cajas de cambio secuenciales, lo que significa que las diferentes relaciones de transmisión se encuentran en un orden específico y por tanto no se pueden seleccionar directamente ciertas marchas. Por ejemplo, no sería posible pasar de la 3ª marcha hasta la 5ª sin antes pasar por la 4ª. En la configuración más habitual se encuentra en primera posición la 1ª marcha, a continuación el punto muerto y seguidamente la 2ª. A partir de ésta el resto se sitúan en orden ascendente. Éste es el tipo de caja de velocidades que es objeto de estudio de este trabajo y su funcionamiento se explicará en detalle más adelante.

Automáticas:

Este tipo de transmisión es más común en escúteres que en motocicletas, sin embargo también se utiliza en ciertas motos custom para viajes largos o algunas deportivas exóticas. Principalmente existen tres tipos:

- Transmisión continuamente variable:

Empleada en la mayoría de escúteres, su principal ventaja respecto a las cajas de cambio manuales es su simplicidad de uso durante la conducción. La relación de transmisión se va ajustando constantemente y de manera automática a través de un rango de relaciones de transmisión continuo. A diferencia de las manuales que cuentan con un número limitado de éstas y además no requieren el control del embrague. Normalmente estas transmisiones van asociadas a un embrague automático, el cual embraga y desembraga en función de las revoluciones.

- Transmisión semiautomática:

Este sistema es similar a la caja de cambios manual secuencial con la diferencia que no es necesario el uso del embrague entre los cambios de marcha efectuados, simplemente es necesario actuar la palanca selectora.

- Transmisión de doble embrague:

Al igual que en los automóviles, las transmisiones de doble embrague permiten un cambio de marchas automático o secuencial muy eficiente. Esto se debe a que usan una caja de cambios robotizada que mediante dos embragues es capaz de tener una marcha engranada y otra lista para engranar cuando se aplique la orden.

Motocicleta objeto de estudio:

La Yamaha RD350 es una motocicleta con una transmisión manual y una caja de cambios de seis velocidades.

Llegó a España en el año 1985 lanzada al mercado por la compañía Yamaha Motor Company. En la Figura 1 se observa el modelo concreto que es objeto de estudio, el cual fue adquirido en el año 1987.



Figura 1. YAMAHA RD350

A día de hoy el modelo RD350 es considerado una motocicleta clásica y por tanto está destinado a los campeonatos de motos clásicas como por ejemplo la “Copa catalana de clásicas” organizada por la Federación catalana de motociclismo.

Ésta es la competición objeto de estudio, la cual permite en su reglamento la modificación de su caja de cambios. Uno de los circuitos en los que se desarrolla este campeonato es el de Calafat.

En la Tabla 1 se detallan las características técnicas más relevantes de este modelo.

Tabla 1. Especificaciones principales

Especificaciones principales	
Fabricante	Yamaha Motor Company
Modelo	RD350
Motor	2 Tiempos , Bicilíndrico en paralelo
Cilindrada	347 cc
Diámetro / Carrera	64 x 54 mm
Sistema de refrigeración	Líquida
Relación de compresión	6.2 : 1
Potencia máxima	47 kW a 9000 rpm
Par máximo	40.2 N·m
Transmisión secundaria	Cadena de retenes
Chasis	Doble cuna en tubo de acero redondo
Caja de cambios	Secuencial de 6 velocidades

4. ELEMENTOS CONSTITUTIVOS

La caja de cambios está situada junto al cigüeñal e instalada dentro del mismo conjunto del motor. Va acoplada a la salida del cigüeñal mediante el embrague, que es de donde proviene el movimiento. A la salida de la caja de cambios va acoplado el piñón de ataque, el cual se encargará de transmitir el movimiento hacia la rueda trasera [2]. En la siguiente figura se muestra un diagrama de la transmisión a través de los diferentes elementos que la componen.

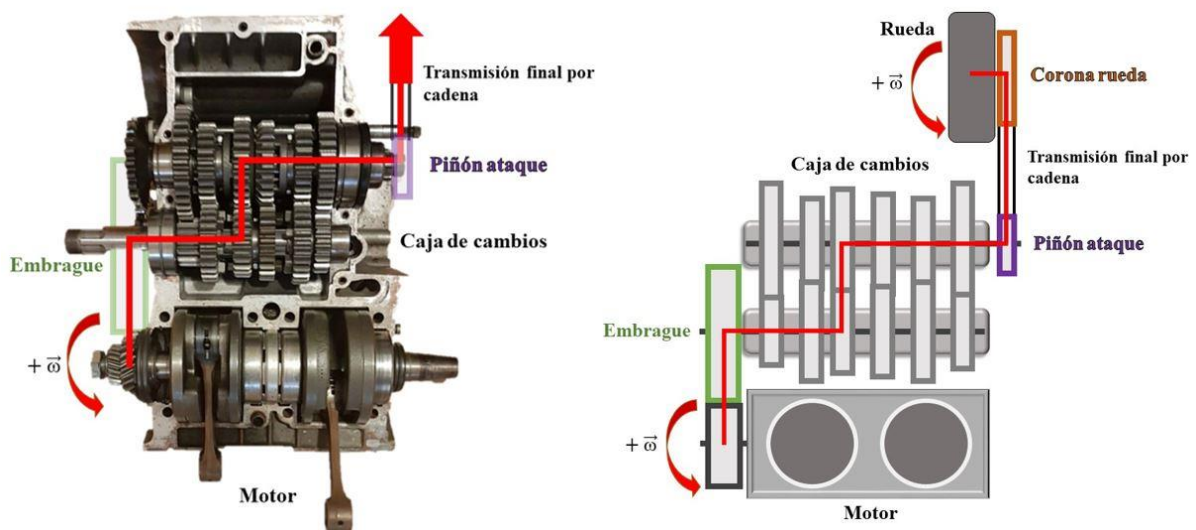


Figura 2. Diagrama de transmisión YAMAHA RD350

Elementos de la caja de cambios:

- **Árbol primario:**

Es el que recibe el movimiento desde el embrague. Contiene los piñones conductores los cuales transmitirán el movimiento hasta los que se encuentran en el árbol secundario.

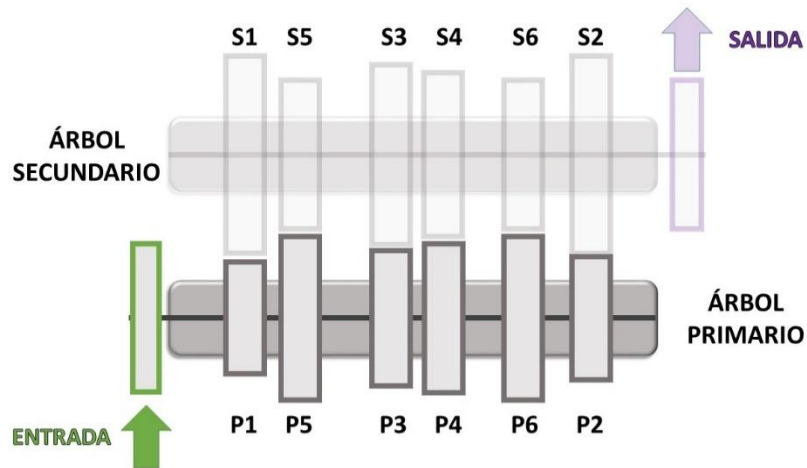


Figura 3. Árbol primario

- **Árbol secundario:**

En él se encuentran los piñones conducidos los cuales reciben el movimiento de los conductores situados en el árbol primario. Además va conectado al piñón de ataque, es decir, la salida de la caja de cambios.

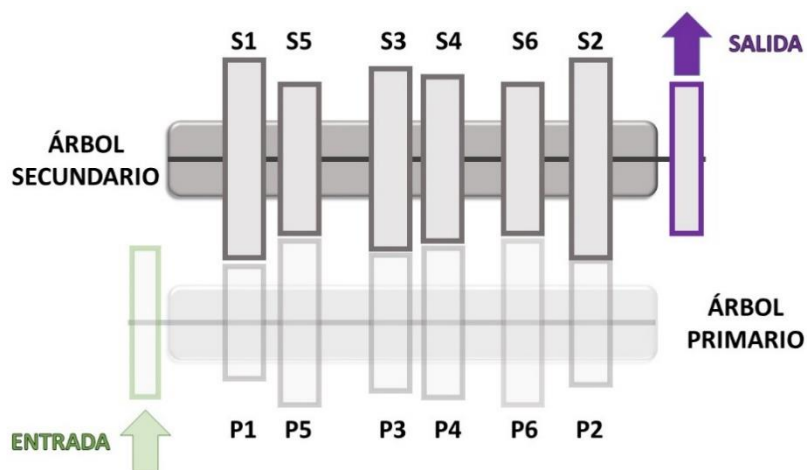


Figura 4. Árbol secundario

- **Ruedas dentadas o piñones**

La nomenclatura utilizada para describir cada rueda dentada que conforma la caja de cambios es la siguiente:

- Letra: indica si pertenece al árbol primario (P) o al secundario (S)
- Número: indica la relación de transmisión a la que pertenece, estas relaciones se ordenan desde la más reductora (1ª) hasta la menos reductora (6ª). No se debe confundir con su posición en el árbol.

Por ejemplo, la rueda dentada situada en el árbol secundario y que conforma la 5ª relación de transmisión se denomina como S5.

Cabe diferenciar dos tipos de piñones, los fijos y los libres. Los fijos están conectados a los árboles de modo que son capaces de recibir o entregar par. En cambio, los libres, no van conectados a los árboles y giran libremente. En el esquema que se presenta a continuación se muestran de color rojo aquellos engranajes que van unidos al árbol y en azul, aquellos que giran libremente.

Ruedas fijas: P1, S5, P3, P4, S6 y P2 (marcadas en rojo)

Ruedas libres: S1, P5, S3, S4, P6 y S2 (marcadas en azul)

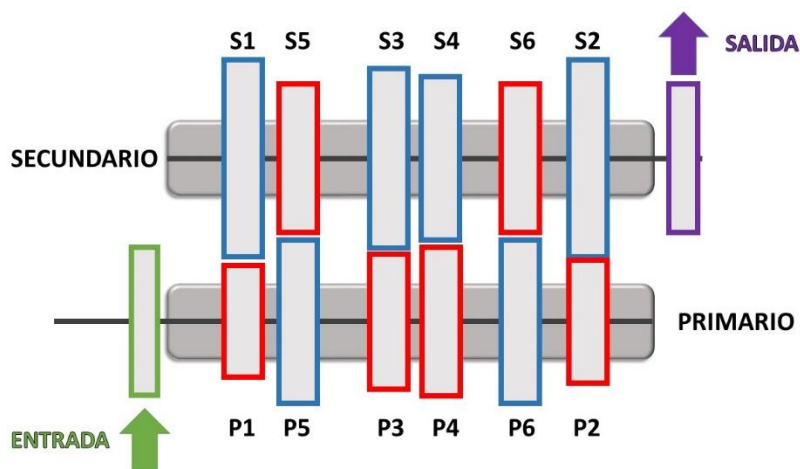


Figura 5. Diagrama caja de cambios

Se puede observar que no existe unión entre engranajes del mismo tipo, es decir, solo uno de los engranajes que forman la pareja puede ser libre o fijo. Los engranajes móviles se utilizan para anclar las ruedas libres al árbol y hacer posible la transmisión.

Existen tres piñones denominados “desplazables del cambio” los cuales van provistos de entalladuras en las cuales se acoplan los mecanismos que se encargarán de moverlas. Dichas piezas son denominadas horquillas. Cada una de ellas es capaz de desplazar los piñones en ambos sentidos.

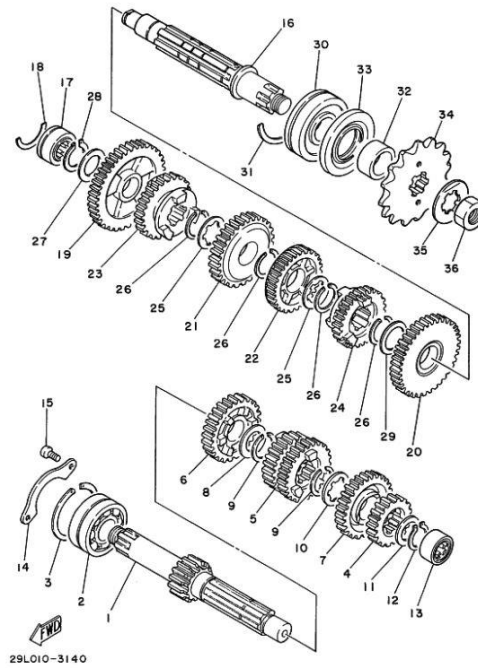


Figura 6. Vista explosionada elementos caja de cambio

(Fuente: Manual de Reparaciones Yamaha RD350)

- **Palanca de cambios:**

Se trata de una palanca generalmente situada en el lado izquierdo de la motocicleta accionada con el pie que permite seleccionar las diferentes velocidades. Comúnmente para ascender a velocidades superiores, es decir más rápidas, se tira de dicha palanca hacia arriba colocando el pie en la parte inferior, como se observa en la Figura 7. Por otro lado para reducir la marcha y engranar relaciones más cortas se presiona la palanca hacia abajo. Sin embargo en las motocicletas de alta competición como las de Moto GP los cambios suceden justamente al contrario. Se trata de una elección completamente arbitraria ya que no es debido a limitaciones mecánicas. Como se ha mencionado anteriormente, las cajas habitualmente son secuenciales, por lo que se ha de recorrer una tras otra necesariamente.



Figura 7. Pie accionando palanca de cambio

(Fuente: pinterest.dk)

Esta palanca acciona los ganchos que se encargan de hacer girar el tambor selector, el cual se muestra en la Figura 8. Uno de ellos hace rotar el tambor selector, mientras que el otro detiene la rotación en el momento preciso. Esto provoca el desplazamiento axial de las horquillas debido a que éstos siguen el camino acanalado que se encuentra mecanizado en el propio tambor.

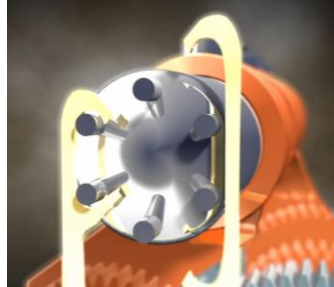


Figura 8. Pines y horquillas del tambor selector

(Thomas Schwenke)

- **Tambor selector**



Figura 9. Tambor selector del cambio

Es elemento que se encarga de mover las horquillas selectoras que provocan el desplazamiento y acoplamiento de los piñones desplazables del cambio. Dichas horquillas van insertadas mediante un tetón a las acanaladuras del tambor selector, el cual, con su giro provoca el desplazamiento axial de las mismas.

- **Horquillas selectoras**

Conducidas por el tambor selector, las horquillas van acopladas a los piñones desplazables y provocan su movimiento lateral.



Figura 10. Horquillas selectoras del cambio

En la siguiente figura se observan las horquillas representadas por flechas dobles ↔ .

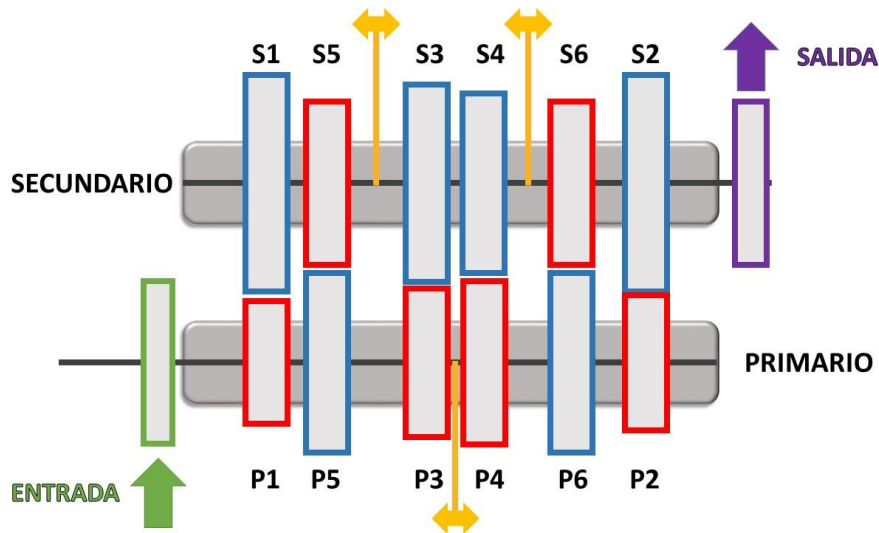


Figura 11. Diagrama caja de cambios con horquillas

5. FUNCIONAMIENTO

Todo cambio de marcha se inicia con el accionamiento de la palanca de embrague para provocar la desconexión del motor de la caja de cambios. Seguidamente el piloto acciona la palanca de cambios la cual hace rotar al tambor selector mediante los ganchos descritos anteriormente [3]. El tambor selector alberga en sus acanaladuras los tetones de las denominadas horquillas seleccionadoras de velocidad como se aprecia en la Figura 12.



Figura 12. Tambor y horquillas de cambio

El tambor contiene tres acanaladuras, una para cada horquilla con distintos caminos alrededor de su perímetro los cuales guiarán su desplazamiento.

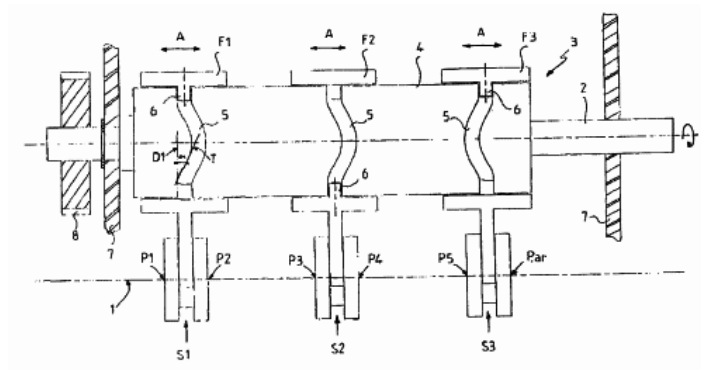


Figura 13. Esquema del tambor selector y sus acanaladuras

(Fuente: <https://patentados.com>)

En la caja de cambios objeto de estudio existen un total de 12 engranajes (6 por árbol). Al ser de tipo engrane constante (“constant mesh”) todos los engranajes están ya engranados entre sí. Si todos ellos estuviesen “conectados” a sus respectivos árboles, es evidente que no se produciría una transmisión de movimiento ya que el mecanismo permanecería bloqueado. Por ello, solamente ciertos engranajes transmiten movimiento al árbol. Concretamente por cada par de engranajes uno sí transmite movimiento al árbol mientras que el otro gira de manera independiente a él, como se muestra en la Figura 14. Las ruedas dentadas de color rojo van fijadas al árbol mientras que las azules giran libremente, también se observa de color naranja las horquillas selectoras que se encargan de mover los “desplazables del cambio”.

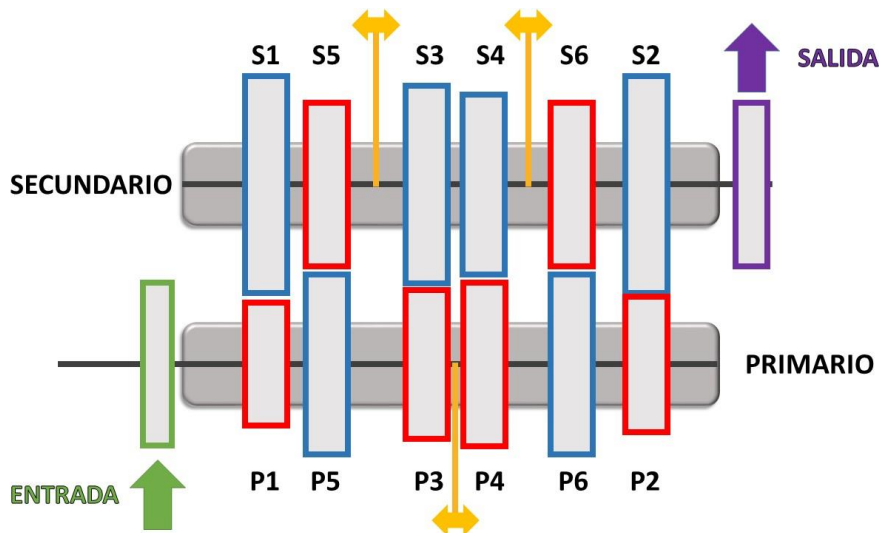


Figura 14. Diagrama caja de cambios con horquillas

En la Figura 15 se muestra con un ejemplo la conexión de la 1ª marcha. En color rojo se observa la horquilla que se encarga de conectar la 1ª relación de transmisión. Este sistema se basa en trasladar y

acoplar un piñón fijo a uno libre para que éste sea capaz de transmitir movimiento. Por eso, la rueda dentada S1 que gira libremente, es capaz de transmitir mediante el acoplamiento con S5 la cual es fija. El flujo de transmisión de movimiento está representado mediante una línea negra.

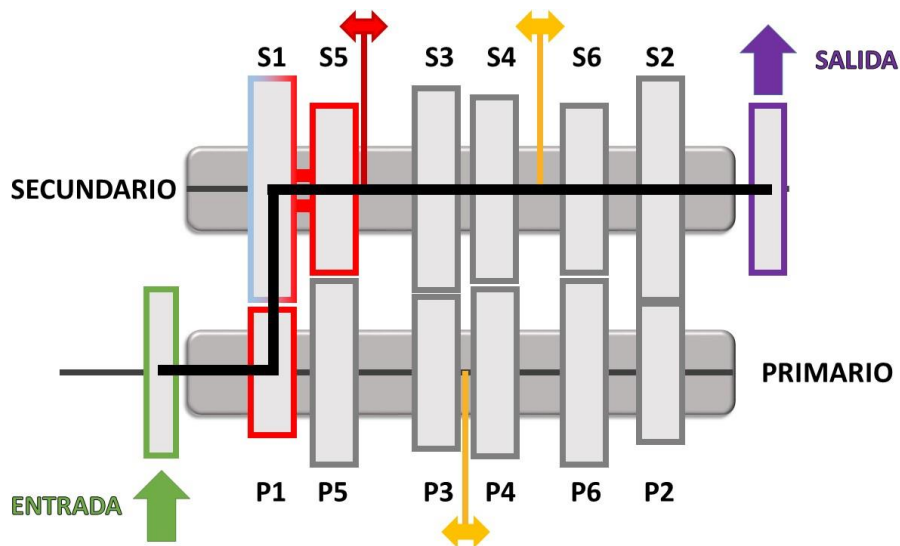


Figura 15. Diagrama caja de cambios y flujo de movimiento

Cuando la horquilla correspondiente (rojo) se desplaza hacia la izquierda, provoca que S5 se acople a S1. De este modo el movimiento circula a través de los engranajes que forman la primera marcha, como se aprecia en la Figura 15 con el esquema cinemático, llegando así hasta la salida.

Cada horquilla es capaz de desplazar un piñón conductor y conectarlo a con sus piñones “libres” adyacentes. En consecuencia, con tres horquillas desplazándose en dos posiciones cada una, se obtienen las seis relaciones de la caja de cambios.

El modo en que estos engranajes conductores se conectan con sus adyacentes es mediante unos sincronizadores. Éstos no deben confundirse con los sincronizadores de una caja de cambios de un automóvil ya que su funcionamiento es diferente. En el caso de las motocicletas, se trata de una especie de pines o salientes que encajan con sus respectivas cavidades del engranaje adyacente.

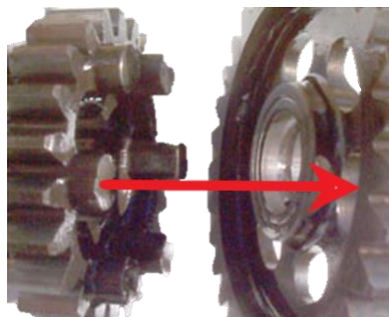


Figura 16. Acoplamiento entre engranajes

6. CONDICIONANTES DE LAS RELACIONES DE TRANSMISIÓN

Las cajas de cambios en los vehículos surgen de necesidad de obtener distintas prestaciones del mismo motor para cada una de las diferentes situaciones que el vehículo hace frente. Por ejemplo, al inicio de la marcha es conveniente que las ruedas motrices cuenten con el suficiente par para mover consigo todo el peso desde parado. Sin embargo, cuando el automóvil se encuentra en movimiento ya no es necesario tanto par sino que se requiere más velocidad. Estos conceptos de par y velocidad hacen referencia al par motor y velocidad angular respectivamente. Ambos están relacionados como se muestra en la siguiente expresión:

$$P = T \cdot \omega$$

Ecuación 1

Donde:

P es la potencia del motor (en W)

T es el par motor (en $N \cdot m$)

ω es la velocidad angular de las ruedas motrices (en $\frac{rad}{s}$)

Suponiendo que la potencia suministrada por el motor es constante para diferentes valores de ω , se puede observar que el producto de los parámetros par T y velocidad angular ω también lo será. Esto implica que el aumento de uno de ellos conlleva el detrimento del otro. Por consiguiente, considerando el ejemplo anterior, para aumentar el par y poner en movimiento el vehículo desde parado, es necesario reducir la velocidad angular. Del mismo modo para aumentar la velocidad del automóvil se ha de reducir el par, obteniendo así una mayor velocidad de giro.

Por esta razón son necesarias las cajas de cambios. Éstas permiten seleccionar la relación entre par y velocidad de giro de las ruedas motrices más adecuada para cada situación de la marcha. Es necesario no confundir la velocidad de giro de las ruedas motrices con el régimen de giro del motor. Éste último es un rango velocidades angulares en el que el motor otorga las mejores prestaciones y en el que está diseñado para funcionar.

Debido a que las cajas de cambio utilizan engranajes para generar las diferentes relaciones de transmisión, la desmultiplicación de cierta marcha depende del número de dientes de los piñones que la componen. Los piñones del árbol de entrada o primario son los ‘conductores’. Por otro lado, los piñones del árbol de salida o secundario son denominados piñones ‘conducidos’. El cociente de los piñones que componen cada marcha indica el valor de la relación de transmisión.

$$i = \frac{Z_2}{Z_1}$$

Ecuación 2

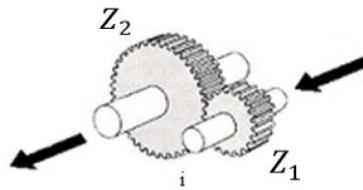


Figura 17. Transmisión engranajes

(Fuente: www.ingemecanica.com)

Donde:

- i Relación de transmisión
- Z_1 N° de dientes del piñón conductor
- Z_2 N° de dientes del piñón conducido

El valor resultante indica el número de vueltas que ha de dar el piñón conductor para que el piñón conducido complete una vuelta. En otras palabras, la reducción de la velocidad angular desde el árbol primario hasta el secundario para esa marcha. Por consiguiente, este parámetro puede relacionar las velocidades de entrada y salida mediante la siguiente fórmula:

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{i}$$

Ecuación 3

Donde:

- i Relación de transmisión
- ω_1 Velocidad de entrada
- ω_2 Velocidad de salida

De la Figura 18 se observa que los valores de par y potencia varían en función del régimen de giro del motor. Los motores están diseñados para trabajar entre cierto rango de revoluciones por minuto, por eso la caja de cambios se utiliza también para garantizar que la velocidad angular permanece en dicho intervalo de funcionamiento [4]. El diagrama de la Figura 18 pertenece a un motor de automóvil de 80 caballos de potencia, sin embargo, el motor de una motocicleta tiene los mismos parámetros y curvas por lo que el ejemplo es igualmente válido.

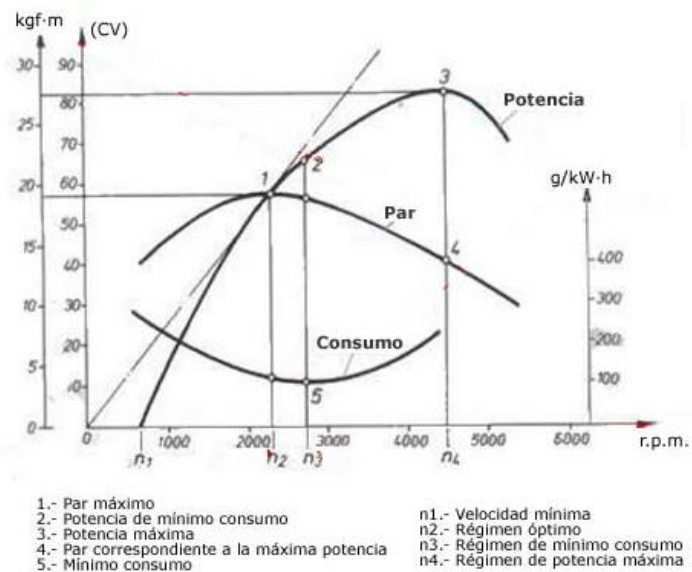


Figura 18. Curvas Características del motor

(Fuente: <https://es.slideshare.net>)

En la Figura 19 se muestra de qué forma se enlazan las diferentes marchas para que el régimen de giro del motor permanezca en el rango de diseño:

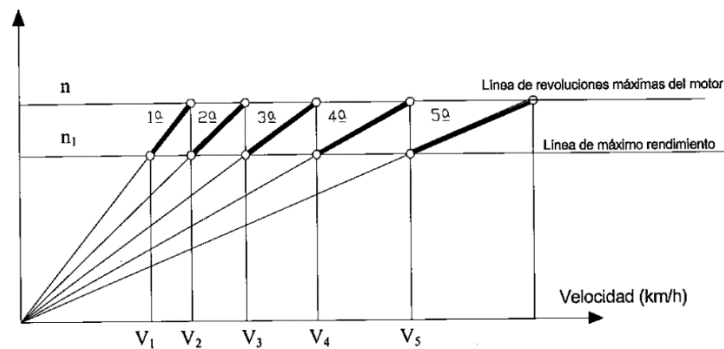


Figura 19. Diagrama de velocidad frente a N° de revoluciones

(Fuente: <https://es.slideshare.net>)

En el eje de las ordenadas se representa la velocidad angular del motor y en el de las abscisas se muestra la velocidad lineal del vehículo. Para una misma marcha, a medida que aumenta el número de revoluciones por minuto, aumenta también la velocidad. Cuando se alcanza el límite del rango de revoluciones se inserta la siguiente relación de marchas, provocando una caída de revoluciones manteniendo la misma velocidad. Además, esta caída teóricamente se produce hasta el límite inferior del intervalo de diseño. Lo mismo sucede en las reducciones de velocidad pero de forma inversa.

7. FUNDAMENTOS TEÓRICOS DE LOS ENGRANAJES

En este apartado se exponen los conceptos básicos de los engranes cilíndricos de dientes rectos y los fundamentos matemáticos que rigen su funcionamiento. Todos los pares de engranajes que conforman las diferentes relaciones de transmisión son de dientes rectos.

7.1 Elementos y parámetros medibles

Los engranajes son un mecanismo que se emplea para transmitir potencia mecánica de un árbol a otro mediante un movimiento de rotación. Están formados por dos ruedas dentadas, los dientes de la rueda motriz empujan a los de la conducida. Los parámetros que definen completamente las características de un engranaje son:

- **Circunferencia primitiva:**

Es una circunferencia imaginaria que representa el diámetro que tendría una rueda de fricción si se quisiera sustituir los engranajes por dos ruedas de fricción. Es decir, el diámetro en que estas ruedas sin dientes podrían transmitir por fricción.

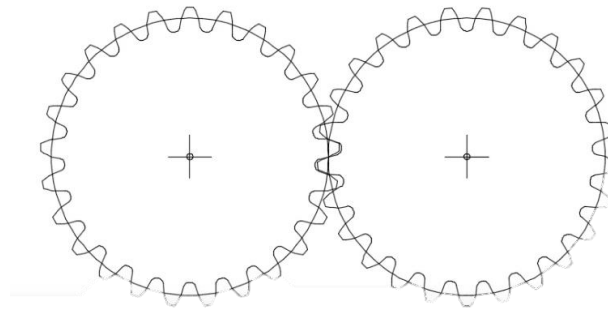


Figura 20. Representación diámetro primitivo

(Fuente: Javier Santamaria)

- **Diámetro primitivo:** Es el diámetro de la circunferencia primitiva
- **Módulo:** es una de las magnitudes más importantes de los engranajes y se define como la relación entre el diámetro primitivo y el número de dientes. Para que dos ruedas dentadas puedan engranar es imprescindible que posean el mismo módulo.

$$m = \frac{d}{Z}$$

Ecuación 4. Módulo

Donde:

d Diámetro primitivo

Z Número de dientes

- **Paso:** es la longitud entre puntos homólogos del diente medida sobre la circunferencia primitiva.
- **Diámetro interior:** es el diámetro de la circunferencia que se describe a la altura de los pies de los dientes.
- **Diámetro exterior o de cabeza de diente:** es el diámetro de la circunferencia que limita la parte exterior del engranaje.

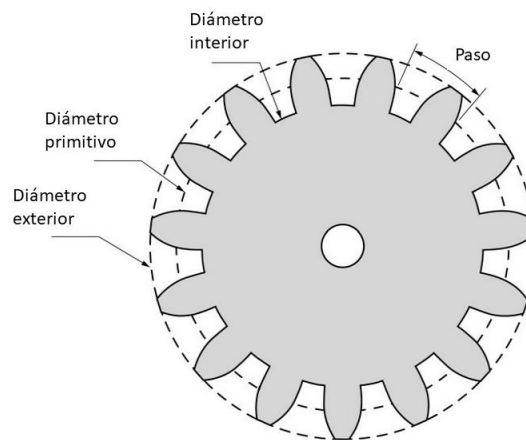


Figura 21. Parámetros del engranaje

(Fuente: www.mstworkbooks.co.za)

7.2 Fundamentos matemáticos

La relación de transmisión, es la relación entre la velocidad de giro de entrada y de salida. Se denomina con la i .

$$i = \frac{\omega_s}{\omega_e}$$

Ecuación 5

Donde:

ω velocidad angular

$$i = \frac{Z_e}{Z_s}$$

Ecuación 6

Donde:

z n° de dientes

El perfil de los dientes debe garantizar que la relación de transmisión se mantenga constante. Este estudio se centra en engranajes de dientes rectos, esto significa que la disposición de los dientes es paralela al eje de rotación.

La transmisión en un árbol viene determinada por tres magnitudes:

Potencia, par y velocidad angular del árbol como se ha explicado en apartados anteriores.

Suponiendo la potencia constante en ambos árboles y despreciando las pérdidas mecánicas obtenemos las siguientes expresiones:

$$P_1 = T_1 \cdot \omega_1$$

$$P_2 = T_2 \cdot \omega_2$$

Ecuación 7

Dado que ambas expresiones el valor de la potencia en ambos casos es el mismo, se pueden igualar las expresiones, dando como resultado:

$$P_1 = P_2$$

$$T_1 \cdot \omega_1 = T_2 \cdot \omega_2$$

Ecuación 8

El cociente de las velocidades angulares de giro da como resultado la relación de transmisión, tal y como se indica en la fórmula:

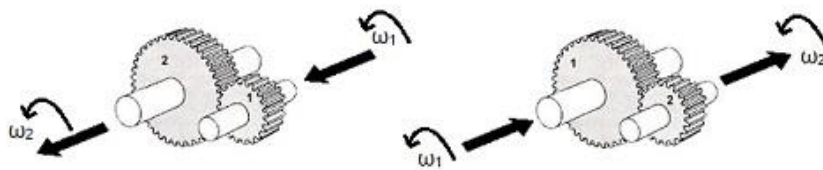


Figura 22. Transmisión entre engranajes

(Fuente: www.ingemecanica.com)

$$r_1 = \frac{\omega_2}{\omega_1}$$

$$r_2 = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

Ecuación 9

Tabla 2. Ecuaciones de transmisión

Transmisión reductora	Transmisión multiplicadora
$i = \omega_2/\omega_1$ con $i < 1$	$i = \omega_2/\omega_1$ con $i > 1$
$P, constante$	$P, constante$
$\omega_2 < \omega_1$	$\omega_2 > \omega_1$
$T_1 < T_2$	$T_1 > T_2$

Atendiendo a estas fórmulas se observa que:

- La potencia transmitida se mantiene constante
- El producto $T \cdot \omega$ también será constante

Por tanto si en la Ecuación 89 aumenta la velocidad angular ω , provocará una disminución del par T y viceversa.

Esfuerzos sobre el diente de engranaje

Durante la transmisión, los dientes generan un esfuerzo perpendicular en la zona de contacto entre ellos F_{bt} . Esta fuerza se descompone en dos, una en dirección radial F_n (dirección del radio del engranaje) y la otra en dirección tangencial F_t (tangencial al radio del engranaje). Para el cálculo flexión del diente se tiene en cuenta F_t .

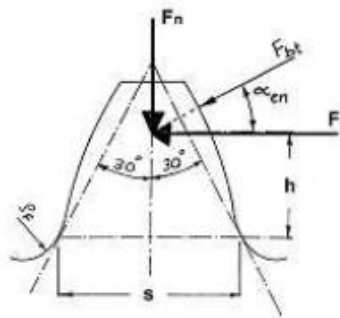


Figura 23. Diagrama de fuerzas sobre el diente

(Fuente: www.ingemecanica.com)

Relación T, F_t y r

Donde:

R Radio primitivo

T Par

F_t Componente tangencial de la fuerza transmitida

$$T = F_t \cdot r$$

Ecuación 10

Del mismo modo puede expresarse en función de la potencia

$$F_t = \frac{P}{(\omega \cdot r)}$$

Ecuación 11

El ángulo que forma el esfuerzo F_{bt} de transmisión principal viene determinado por el ángulo de presión de los engranajes según las siguientes expresiones:

$$F_n = F_{bt} \cdot \sin \alpha$$

Ecuación 12

$$F_n = F_t \cdot \tan \alpha$$

Ecuación 13

Factor de forma o factor de Lewis

El cálculo de fuerzas sobre el engranaje se realiza como si se tratase de un voladizo. La geometría relevante para su estudio es la que se muestra en la Figura 24 y está relacionada con el punto de aplicación de la fuerza F.

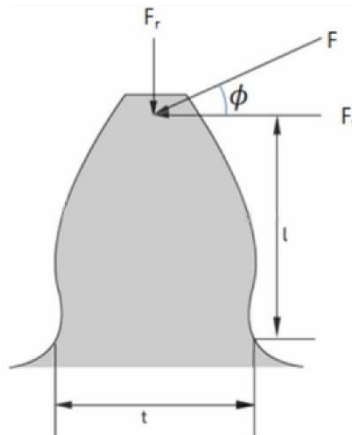


Figura 24. Fuerzas aplicadas sobre el diente

(Fuente: www.LearnEngineering.org)

Esta fuerza se puede descomponer en una componente tangencial F_t y una componente radial F_r , las cuales convergen en un punto en el diente situado en el eje de simetría del perfil de diente a una altura determinada l [5].

Los parámetros l y t no son sencillos de determinar y es por esto que surge el factor de Lewis. Este factor es una aproximación que utiliza unos parámetros más fácilmente medibles para considerar la geometría del diente y como se ve afectada por las fuerzas.

Existen varias formas de obtener el factor de Lewis. Por un lado se puede obtener mediante la siguiente expresión:

$$Y = \frac{s^2}{6 \cdot m \cdot h}$$

Ecuación 14

Donde:

- Y Factor de Lewis
- s Espesor del diente en la base
- m Módulo del engranajes
- h Altura del diente

O también se puede obtener mediante tablas estandarizadas para engranajes con perfil de evolvente en función del número de dientes y ángulo de presión.

8. NORMATIVA

La norma en la que se basará el estudio de los engranajes será la ANSI/AGMA 2101-D0. En ella se describen las bases de los engranajes helicoidales así como los de dentado recto. Además incluye métodos de cálculo de transmisiones por engranajes.

9. DISEÑO

9.1 Descripción de la caja de cambios original

La caja de cambios está compuesta principalmente por 12 ruedas dentadas dispuestas en 2 árboles paralelos. Cada rueda de un árbol engrana con su respectiva en el otro árbol formando las 6 relaciones de transmisión. En la Figura 25 se observa la posición de los elementos mencionados.

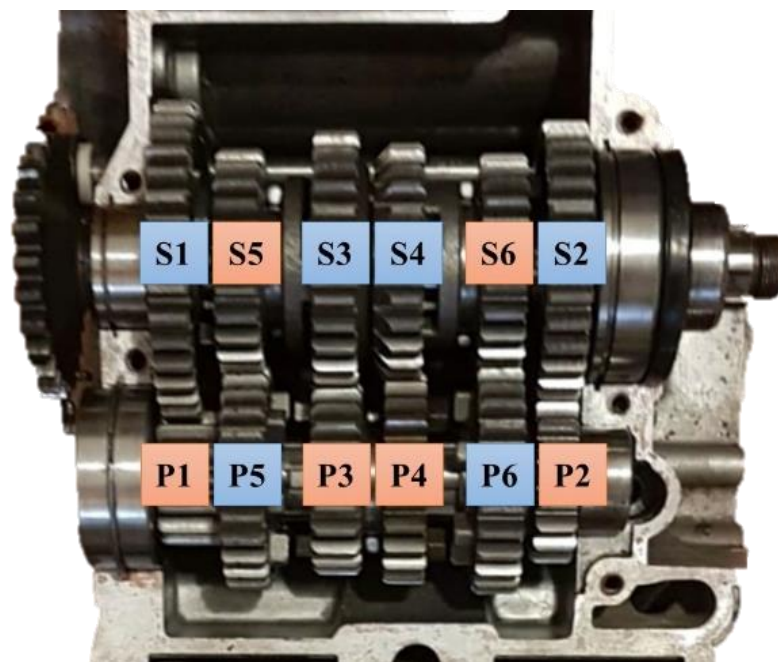


Figura 25. Diagrama disposición de los engranajes

A continuación se muestra la curva de potencia de la motocicleta obtenida mediante ensayo en banco de potencia. Esta prueba se realizó el 20 de septiembre en el banco de pruebas que se encuentra en el taller oficial YAMAHA Alicante. El objetivo de este ensayo es determinar con precisión cuál es el rango de rpm que otorga la máxima potencia para un diseño optimizado de la relación de cambios.

En la Figura 26 aparecen tres curvas de potencia similares entre sí, esto es debido a que el ensayo de ésta motocicleta se ha llevado a cabo para tres salidas de escape diferentes. La salida objeto de estudio es la que viene de fábrica y es la que se corresponde con la curva de menor potencia.

De la Figura 26 se observa que la potencia máxima es de 46,8 kW (62,76 CV) y se alcanza a un régimen de giro de 8796 rpm.

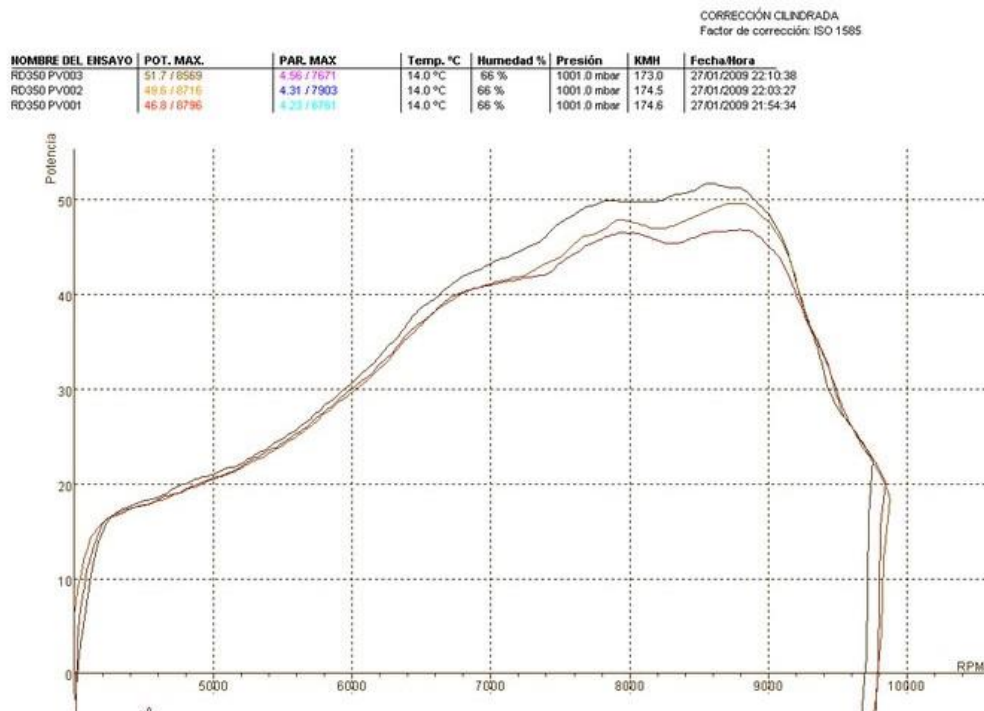


Figura 26. Curva de potencia del motor

Tabla 3. Características de la caja de cambios

Relación de transm.		Número de dientes z	
Marchas	i	Primario	Secundario
1 ^a	2,57	14	36
2 ^a	1,78	18	32
3 ^a	1,32	22	29
4 ^a	1,08	24	26
5 ^a	0,96	26	25
6 ^a	0,89	27	24

9.2 Requisitos de diseño de la nueva relación de marchas

Limitaciones de diseño:

- El diseño de los nuevos engranajes vienen limitados por su posición, espacio disponible y la posibilidad de engranar con su correspondiente
- De los engranajes montados engranado al menos uno debe tener un número de dientes impar con el fin de evitar un contacto repetido entre los mismos dientes. Con este sistema se promedian los errores de geometría de los dientes asociados a los procesos de fabricación
- Se deberá conservar el mismo ángulo de presión que poseen los engranajes originales, el cual se determina más adelante y es de 20°.
- Se tendrá que mantener la posición relativa en el árbol de los engranajes originales.
- Conservar el ancho de los engranajes originales
- Utilizar los mismos elementos de sujeción como: anillas y ranuras de anclaje
- Utilizar el mismo tipo de dentado utilizado en la caja de cambios de serie, en este caso todos los engranajes son de dientes rectos.
- Utilizar los mismos árboles que vienen de serie.

9.3 Diseño de la nueva relación de marchas

9.3.1 Nueva relación de marchas

En este apartado se determinará el número de dientes de cada engranaje para obtener la nueva relación de marchas mediante la cual se obtendrá un mayor rendimiento del motor. Para ello, se diseñará dicha relación de transmisión, teniendo en cuenta las limitaciones, para atender a la demanda del piloto de dicha motocicleta Emilio Pastor. El cual, tras más de 5 años de experiencia en competiciones de este tipo, establece unas indicaciones para mejorar el rendimiento de la caja de cambios en el circuito de Calafat.

Éste circuito está situado en la provincia de Tarragona y pertenece a la localidad de Ametlla de Mar, con un recorrido de 3.250 m y una anchura de 10 m que transcurren a lo largo de 16 curvas. La velocidad máxima se alcanza en su recta de 600 m y es de 182 km/h rodando con la Yamaha RD350.

Está homologado por la federación Catalana de Motociclismo y Automovilismo y se utiliza tanto como circuito de entrenamiento para profesionales como para acoger carreras a nivel autonómico. También se organizan experiencias con vehículos deportivos y cursos de conducción en condiciones extremas [6].

El circuito tiene la siguiente forma:

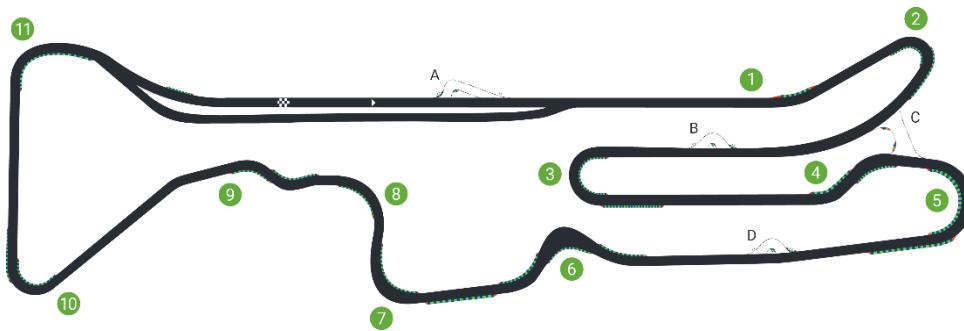


Figura 27. Circuito de Calafat

(Fuente: <http://www.circuitcalafat.com>)

Se caracteriza por tener una larga recta, curvas reviradas y en especial dos curvas muy cerradas (2 y 3 en la Figura 27)

Las indicaciones del piloto para mejorar el rendimiento de la caja de cambios son las siguientes:

1. Que el salto entre marchas sea más reducido para que el régimen de revoluciones siempre permanezca cerca del régimen óptimo cuando se produce el cambio de marcha especialmente en las tres primeras relaciones de transmisión.
2. Reducir el salto entre la primera y segunda marcha debido a que la primera marcha se utiliza exclusivamente durante la salida, y por tanto sacrificando un poco de aceleración se puede invertir en una primera marcha más larga que pueda reducir el salto hacia la segunda. Teniendo en cuenta que en las carreras de resistencia la salida no es tan relevante, la modificación de la primera marcha no tendrá un gran impacto negativo en este sentido. Esto se debe a que las carreras tienen una duración de 3 horas y el resultado final vendrá más determinado por el estado físico del piloto y su capacidad de concentración que por una rápida salida.
3. Que la segunda relación sea más "larga" para poder utilizarla en curvas cerradas sin que el piloto se vea forzado a cambiar a la tercera cuando la segunda no es capaz de otorgar más velocidad. Dicho de otro modo, el objetivo es que esta segunda marcha tenga una relación de transmisión que se pueda aprovechar circulando a una velocidad más alta que la relación de origen, permitiendo así al piloto mantenerse en un rango de revoluciones más alto que si cambiase a la tercera marcha, lo cual provocaría una caída drástica de revoluciones y se alejaría así de la zona de mayor potencia motora. Esta indicación de mejora está orientada a las curvas más cerradas del circuito.

A continuación se muestra en una tabla la relación de marchas que monta la motocicleta de serie:

Tabla 4. Relación de cambio de serie

STANDARD	P (z)	S (z)	i	Salto %
1^a	14	36	2,571	-
2^a	18	32	1,778	30,9
3^a	22	29	1,318	25,9
4^a	24	26	1,083	17,8
5^a	26	25	0,962	11,2
6^o	27	24	0,889	7,6

Se observa como indica el piloto, un salto pronunciado en el escalonamiento, especialmente en las tres primeras marchas, de la 1^a a la 2^a existe un salto de un 31% y de la 2^a a la 3^a de un 26%.

Otro aspecto destacable es que la 1^a marcha es excesivamente “corta”, es decir, proporcionará un gran par durante la salida pero no tiene capacidad para estirarse y subir de vueltas, además de situarse muy lejos de la siguiente relación de marchas. Este salto tan pronunciado provoca una caída drástica de las revoluciones alejándolas del régimen óptimo.

Para solventar estos puntos se proponen los siguientes cambios:

- Reducir el número de dientes de la rueda dentada que forma la primera marcha en el árbol secundario. Con esto se consigue que la 1^a marcha sea más larga, sacrificando par en pos de más velocidad en dicha marcha. Se propone reducir el número de dientes a 27, debido que proporciona una relación de transmisión de 1,93 reduciendo el salto entre ésta y la siguiente relación. Atendiendo a las limitaciones de diseño establecidas en el apartado 9.2, se cumple que al menos uno de los pares que forman el engranaje tiene un número de dientes impar.
- Modificar ambas ruedas dentadas de la 2^a relación para así acortar la distancia entre ésta y la primera relación. Se propone un número de dientes de 20 y 29 para las ruedas del árbol primario y secundario respectivamente. Con esto se consigue una relación de transmisión de 1,45, reduciendo el salto entre la 1^a y la 2^a de un 31% a un 25%.
- Reducir el número de dientes de la rueda dentada que forma la 3^a marcha en el árbol secundario. Con esto se consigue disminuir el salto entre la 3^a marcha respecto con la 2^a y la 4^a, con una relación de transmisión de 1,23.

La figura siguiente muestra en color azul las ruedas dentadas que van a ser modificadas, las cuales son: S1, P2, S2 y S3.

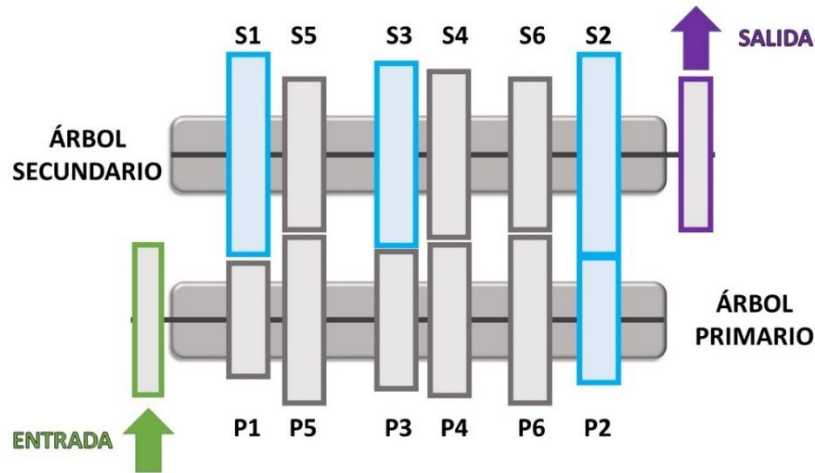


Figura 28. Ruedas dentadas que se van a modificar (azul)

En la siguiente tabla se muestran las nuevas relaciones con los cambios mencionados y los engranajes que se van a modificar resaltados en azul:

Tabla 5. Relación de cambio nuevo diseño

<i>Diseño</i>	<i>P (z)</i>	<i>S (z)</i>	<i>i</i>	<i>Salto %</i>
<i>1^a</i>	14	27	1,93	-
<i>2^a</i>	20	29	1,45	24,8
<i>3^a</i>	22	27	1,23	15,4
<i>4^a</i>	24	26	1,08	11,7
<i>5^a</i>	26	25	0,96	11,2
<i>6^o</i>	27	24	0,89	7,6

En conclusión, se puede satisfacer la demanda del piloto mediante la modificación de 4 de las ruedas dentadas que conforman la caja de cambios.

Una vez determinada cual será la relación de marchas óptima se procede al cálculo de los engranajes.

9.3.2 Cálculos previos

En el presente apartado se determinará de forma empírica el ángulo de presión al que transmiten los engranajes de la caja de cambios original. Una vez obtenido, este parámetro deberá mantenerse en los nuevos engranajes rediseñados.

Se ha calculado mediante el método explicado en el libro “*Problemes de teoria de màquines*” [7], a partir de los engranajes que componen la segunda relación de marchas: P2 y S2. Donde los subíndices 1 y 2 harán referencia a P2 y S2 respectivamente.

- Datos de entrada, medidos sobre la caja de cambios

Tabla 6. Datos de entrada mediciones

	Z	(mm)			
		L₃	L₄	R_f	R_c
P2	18	18,4	25	19,35	23,8
S2	32	17,6	24,2	33,5	37,95

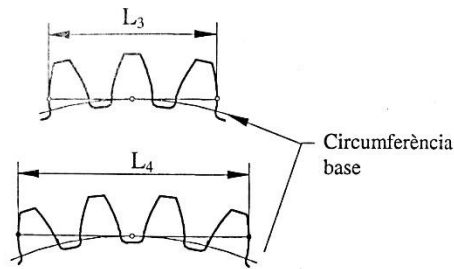


Figura 29. Longitud L₃ y L₄

(Teoria de Màquines)

Donde:

- P2 Engranaje de la segunda marcha del árbol primario
- S2 Engranaje de la segunda marcha del árbol secundario
- L₃ Longitud de tres dientes medida sobre la circunferencia base
- L₄ Longitud de cuatro dientes medida sobre la circunferencia base
- Z Número de dientes

- Paso Base

$$p_B = L_4 - L_3$$

Donde:

p_B Paso base

$$p_{B12} = 6,6 \text{ mm}$$

- Espesor Base

$$e_B = L_3 - 2 \cdot p_B$$

Donde:

e_B Espesor base

$$e_{B1} = 5,2 \text{ mm}; e_{B2} = 4,4 \text{ mm}$$

- Radio Base

$$R_B = \frac{z \cdot p_B}{2\pi}$$

$$R_{B1} = 18,9 \text{ mm}; R_{B2} = 33,6 \text{ mm}$$

- Evolvente del ángulo

$$Ev\alpha_{12} = \frac{e_{B1} + e_{B2} - p_{B12}}{2 (R_{B1} + R_{B2})}$$

$$Ev\alpha_{12} = 0,0286$$

- Ángulo de presión

Se requiere un cálculo iterativo

$$\alpha_{cal}(rad) = Ev\alpha_{12} - \tan(\alpha_{sup})$$

Donde:

α_{cal} Ángulo calculado

α_{sup} Ángulo supuesto

$$\alpha_{cal} = 20^\circ$$

Aplicando el mismo método de cálculo para el resto de engranajes se obtiene el mismo valor del ángulo de presión.

9.3.3 Prediseño inicial

El objetivo de este apartado es conocer la tensión que deberán ser capaces de soportar los engranajes para posteriormente proceder a la selección del material más adecuado. Una vez determinado el material, se creará un modelo en el software de transmisiones KISSsys y así verificar los engranajes en su conjunto con sus respectivos árboles y obtener modelos 3D de las ruedas dentadas con precisión.

Los datos de entrada para este cálculo inicial son los parámetros conocidos del motor como potencia, velocidad angular, y la relación de transmisión deseada lo que determinará el número de dientes. Su módulo viene determinado por el de su pareja. Se explicará en detalle el cálculo del engranaje S1 y posteriormente se mostrará una tabla resumen de los resultados obtenidos para el resto de engranajes.

Tabla 7. Datos entrada. Características de la motocicleta

Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades
Potencia	P	43,9	kW
Vel. Ang.	ω	8500	rev/min
Nº dientes	Z	27	(-)
Módulo	M	2	mm

- Cálculo de diámetro primitivo

$$m = \frac{d}{Z}$$

Ecuación 15

Donde:

d Diámetro primitivo

Z Número de dientes

$$d = 54 \text{ mm}$$

- Cálculo del par de fuerzas transmitido

$$M = \frac{P}{\omega}$$

Ecuación 16

Donde:

M Par de fuerzas transmitido

ω Velocidad angular de giro

$$M = 49,32$$

- Cálculo de la fuerza tangencial transmitida

$$F_t = \frac{M}{R}$$

Ecuación 17

Donde:

F_t Fuerza tangencial transmitida

R Radio primitivo

$$F_t = 1827 \text{ N}$$

- Cálculo de la tensión en la base del diente

$$F_t = \sigma \cdot b \cdot m \cdot Y$$

Ecuación 18

Donde:

- σ Tensión base
- b Anchura del diente
- m Módulo del engranaje
- Y Factor de Lewis

$$\sigma = 565 \text{ MPa}$$

- Tensión máxima admisible

Una vez calculada la tensión de trabajo es necesario establecer un valor de tensión máxima admisible. Este valor será equivalente al límite elástico del material ya que si se supera dicho valor el material pasará a deformarse plásticamente. Debido a que las deformaciones plásticas son irreversibles, a efectos de cálculo se considerará al límite elástico como el punto de tensión máxima o rotura que alcanza el material.

Por tanto, partiendo de la tensión de trabajo y dejando un margen de seguridad respecto tensión máxima admisible se establece el valor para el límite elástico del material.

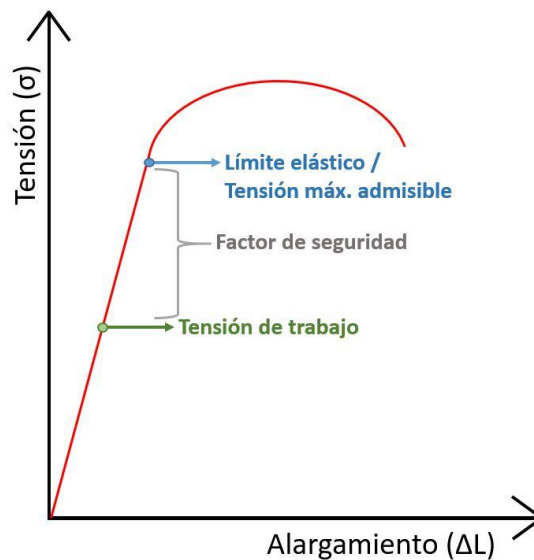


Figura 30. Diagrama Tensión - Alargamiento

Debido a que las cajas de cambios están sometidas a picos de tensión imprevistos (como por ejemplo el provocado cuando las marchas no engranan adecuadamente) se establece un factor de seguridad. El factor de seguridad recomendado para este tipo de engranajes es de entre 1,5 y 2,0 según el libro de Diseño de Máquinas “*Design of Machine Elements*” [8]. Puesto que el uso de estos engranajes será en

competición, para el cálculo se tomará el valor de factor de seguridad $F_s = 2,0$. Este margen garantiza seguridad ante situaciones imprevistas donde las tensiones soportadas son superiores a las de cálculo.

Por lo tanto, aplicando un factor de seguridad de 2 a la tensión de trabajo $\sigma = 565 \text{ MPa}$ calculada, se obtiene que el límite elástico σ_y del material deberá ser como mínimo superior a:

$$\sigma_y = 565 \times 2 = 1130 \text{ MPa}$$

A partir de éste valor se busca un material con un límite elástico que cumpla con las exigencias de uso.

9.3.4 Selección del material

A partir del cálculo realizado en el apartado anterior, se obtiene el valor de la tensión de diseño σ_d .

Además dicho material deberá cumplir con las siguientes propiedades:

- Alta resistencia
- Alta durabilidad frente al desgaste a fatiga (debido a que debe soportar cargas dinámicas y estáticas)
- Bajo coeficiente de fricción

Para la selección del material más adecuado se ha utilizado el software CESEdupack (Desarrollado por: Granta Design Limited. Version: 18.1.1). Se trata de una gran base de datos sobre materiales y procesos que mediante herramientas de filtrado otorga una orientación al usuario sobre los materiales más adecuados para cada aplicación. Una vez determinado cuál es el material idóneo se procederá a buscar un proveedor.

Datos de entrada:

Teniendo en cuenta las propiedades anteriormente mencionadas, se establecen los siguientes criterios

- El límite elástico deberá ser igual o superior a la tensión de diseño $\sigma_d = 1130 \text{ MPa}$.
- Que el material sea adecuado para el conformado en frío y en caliente.

Proceso de selección CESEdupack

1. Límite elástico

Que el límite elástico sea de entre 1130 y 1500 MPa

▼ Mechanical properties			
	Minimum	Maximum	
Young's modulus	<input type="text"/>	<input type="text"/>	GPa
Specific stiffness	<input type="text"/>	<input type="text"/>	MN.m/kg
Yield strength (elastic limit)	1130	1500	MPa

Figura 31. Ventana propiedades mecánicas

(CES EduPack)

En la siguiente gráfica se observan los materiales que han superado estos criterios y en color gris los que no. 252 materiales en total.

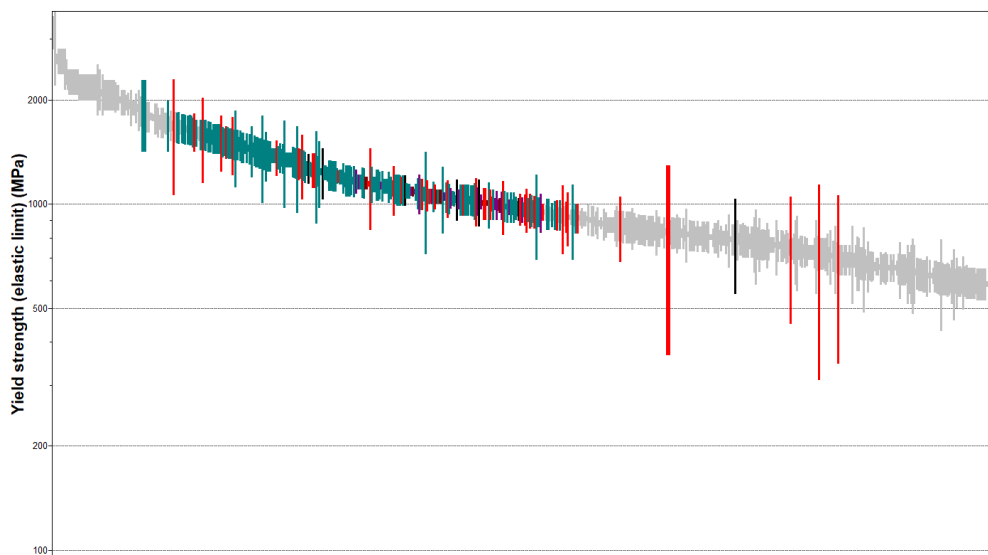


Figura 32. Diagrama límite elástico

(CES EduPack)

2. Procesabilidad

Que el material sea adecuado para el conformado en frío y en caliente.

▼ Processing properties	
Metal casting	<input type="text"/>
Metal cold forming	Excellent
Metal hot forming	Excellent
Metal press forming	<input type="text"/>

Figura 33. Ventana propiedades de procesado

(CES EduPack)

Los materiales restantes son 96.

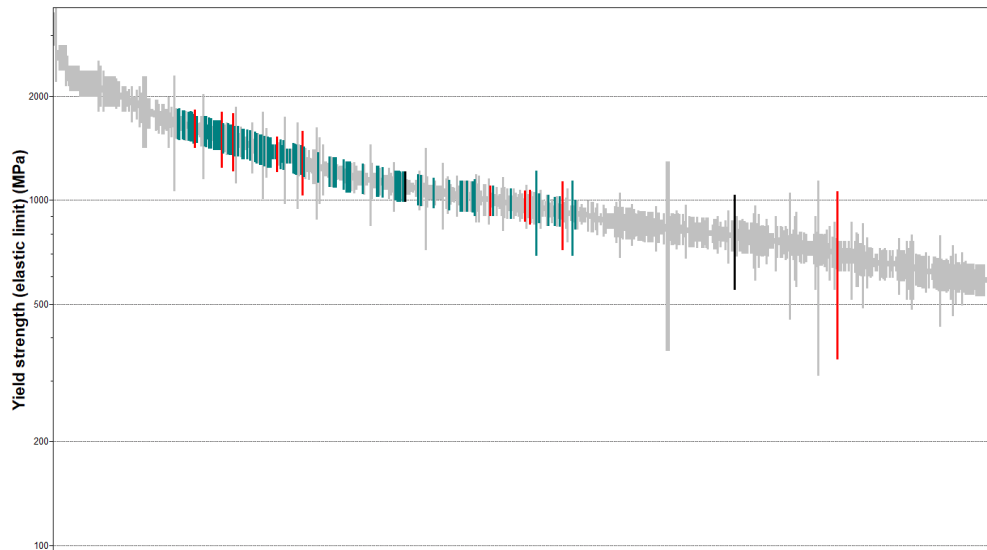


Figura 34. Diagrama límite elástico
(CES EduPack)

3. Precio

En la gráfica observamos en color gris los materiales que no han superado el proceso de selección anterior, en colores los que sí. Como se observa, existe una gran diferencia de precio entre los materiales no ferrosos (rojo) y los ferrosos (verde) para un rango similar de valor del límite elástico. Por tanto, con el fin de reducir costes manteniendo unas buenas prestaciones se van a descartar los materiales con un precio superior a 1€/Kg.

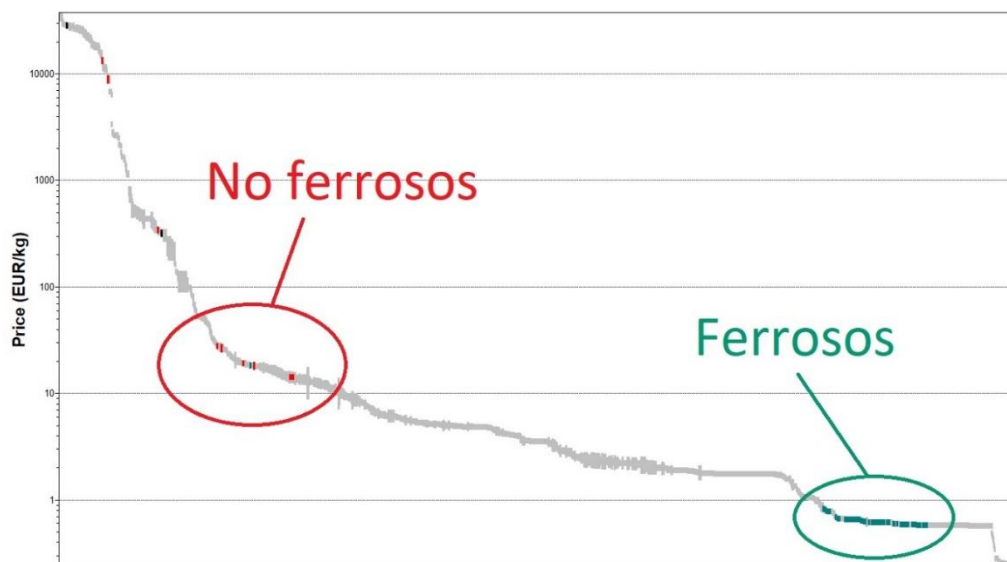


Figura 35. Diagrama de precios
(CES EduPack)

4. Materiales

El precio de los cuales es menor a 1€/Kilo.

83 materiales superan este filtro.

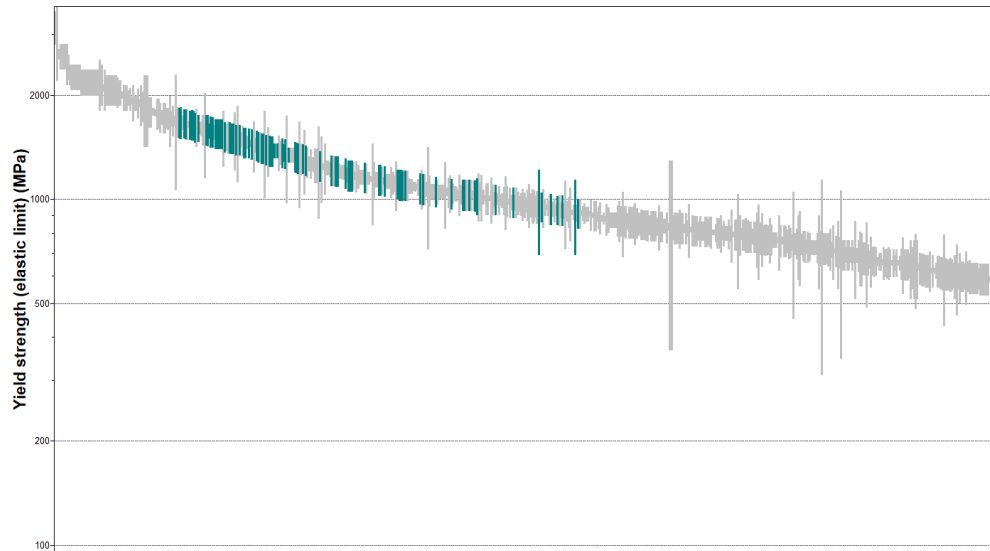


Figura 36. Diagrama límite elástico

(CES EduPack)

5. Selección

Ordenando la lista de materiales que han superado los filtros por su precio, obtendremos un material que cumple con los requisitos exigidos por el mínimo coste:

Name	Price (EUR/kg)
Low alloy steel, AISI 5046, oil quenched & tempered at 315°C	0,558 - 0,601
Low alloy steel, AISI 5046, oil quenched & tempered at 425°C	0,558 - 0,601
Low alloy steel, AISI 5046, oil quenched & tempered at 205°C	0,558 - 0,601
Low alloy steel, AISI 50B46, oil quenched & tempered at 540°C	0,558 - 0,601
Low alloy steel, AISI 50B46, oil quenched & tempered at 425°C	0,558 - 0,601
Low alloy steel, AISI 50B46, oil quenched & tempered at 315°C	0,558 - 0,601
Press hardening steel, 22MnB5, austenized & H2O quenched, uncoated	0,558 - 0,609
Press hardening steel, 22MnB5, austenized & H2O quenched, coated	0,558 - 0,609
Low alloy steel, AISI 50B60, oil quenched & tempered at 425°C	0,558 - 0,609
Low alloy steel, AISI 50B60, oil quenched & tempered at 540°C	0,558 - 0,609
Low alloy steel, AISI 51B60, oil quenched & tempered at 540°C	0,567 - 0,609
Low alloy steel, AISI 51B60, oil quenched & tempered at 425°C	0,567 - 0,609
Low alloy steel, AISI 5160, oil quenched & tempered at 540°C	0,567 - 0,609
Low alloy steel, AISI 5160, oil quenched & tempered at 425°C	0,567 - 0,609
Low alloy steel, AISI 5150, oil quenched & tempered at 540°C	0,567 - 0,609
Low alloy steel, AISI 5150, oil quenched & tempered at 425°C	0,567 - 0,609
Low alloy steel, AISI 5150, oil quenched & tempered at 315°C	0,567 - 0,609
Low alloy steel, AISI 5140, oil quenched & tempered at 205°C	0,567 - 0,609
Low alloy steel, AISI 5140, oil quenched & tempered at 315°C	0,567 - 0,609
Low alloy steel, AISI 5140, oil quenched & tempered at 425°C	0,567 - 0,609

Se observa un rango de precios similar para diferentes materiales, así que se le ordena al programa que ordene éstos por su resistencia a la fatiga.

Name	Fatigue strength at 10^7
Low alloy steel, AISI 50B46, oil quenched & tempered at 540°C	419 - 485
Press hardening steel, 22MnB5, austenized & H20 quenched, coated	427 - 494
Press hardening steel, 22MnB5, austenized & H20 quenched, uncoated	427 - 494
Low alloy steel, AISI 50B60, oil quenched & tempered at 540°C	431 - 497
Low alloy steel, AISI 5046, oil quenched & tempered at 425°C	434 - 502
Low alloy steel, AISI 50B46, oil quenched & tempered at 425°C	500 - 578
Low alloy steel, AISI 5046, oil quenched & tempered at 315°C	505 - 582
Low alloy steel, AISI 50B60, oil quenched & tempered at 425°C	529 - 612
Low alloy steel, AISI 5046, oil quenched & tempered at 205°C	586 - 676

Siendo todos ellos de coste igual se escoge el que otorga una mayor durabilidad a fatiga.

El material escogido es el AISI 5046, Templado y revenido en aceite a 315°C.

El temple es un tratamiento del acero que se realiza provocando un enfriamiento rápido después del calentamiento a alta temperatura. Hay varios tipos de enfriamiento de acuerdo con las condiciones de enfriamiento; enfriamiento por agua, por aceite y por vacío. Es esencial aplicar el revenido después del temple.

El primer dígito de la nomenclatura AISI hace referencia al principal aleante. El 5 corresponde al cromo.

Composition detail (metals, ceramics and glasses)			
C (carbon)	0,43	-	0,5 %
Cr (chromium)	0,2	-	0,35 %
Fe (iron)	* 97,7	-	98,5 %
Mn (manganese)	0,75	-	1 %
P (phosphorus)	0	-	0,035 %
S (sulfur)	0	-	0,04 %
Si (silicon)	0,15	-	0,35 %

Mechanical properties			
Young's modulus	201	-	212 GPa
Specific stiffness	25,6	-	27 MN.m/kg
Yield strength (elastic limit)	1,27e3	-	1,55e3 MPa
Tensile strength	1,57e3	-	1,92e3 MPa
Specific strength	161	-	197 kN.m/kg
Elongation	7	-	11 % strain
Compressive strength	* 1,26e3	-	1,55e3 MPa
Flexural modulus	* 201	-	212 GPa
Flexural strength (modulus of rupture)	1,27e3	-	1,55e3 MPa
Shear modulus	77	-	83 GPa
Bulk modulus	155	-	173 GPa
Poisson's ratio	0,285	-	0,295
Shape factor	17		
Hardness - Vickers	430	-	530 HV

Proveedor:

Se ha seleccionado el fabricante de acero ThyssenKrupp ya que presenta una buena calidad en sus productos y además ofrece una gran variedad en cuanto a formas y tamaños de adquisición lo cual se podrá adaptar a las necesidades del proyecto.

Esta empresa proveniente de Alemania es un referente a nivel europeo y cuenta con centros de distribución en España. Las varillas que fabrica son de diferentes aleaciones de acero y las ofrece en diferentes formas de perfil como, cuadradas, rectangulares, circulares etc. Entre los aceros de su catálogo está el AISI 5046. Además permite la posibilidad de elegir el diámetro de la varilla en un rango que va desde los 4 mm hasta los 350 mm.

Una vez haya finalizado el diseño de los nuevos engranajes se tomará el de mayor diámetro como referencia para adquirir la varilla, dejando cierto margen para el mecanizado. El resto de engranajes se mecanizarán también a partir de dicha varilla que tendrá la suficiente longitud para abarcarlos a todos.

Se adquirirá una sola varilla cilíndrica que será de 80 mm de diámetro y 500 mm de longitud. Con estas dimensiones de varilla se han tenido en cuenta unos márgenes de mecanizado y se podrá obtener de ella las cuatro ruedas dentadas.

9.4 Cálculos de resistencia del material

En los siguientes apartados se comprobará la resistencia del material escogido frente a los casos de flexión, fatiga y desgaste superficial mediante fórmulas de diseño de máquinas. Con ello se pretende garantizar el correcto aguantar de dicho material para posteriormente darlo como válido y proceder a la simulación del conjunto completo mediante el software de transmisiones.

Se presentará el desglose de los cálculos realizados para la rueda dentada S1 para que sirva de ejemplo. Al final se presentará una tabla resumen con los resultados finales obtenidos para cada uno de los cuatro engranajes rediseñados.

9.4.1 Cálculo de la resistencia del diente a flexión

A continuación se procederá a calcular las tensiones a las que se ven sometidos los dientes durante la transmisión para así asegurar que el material será capaz de resistirlas.

Para el siguiente apartado, se han tomado una serie de asunciones para simplificar el proceso de cálculo pero que no ponen en riesgo la seguridad ya que siempre favorecerán el sobredimensionamiento [9].

- Se considera que el perfil del diente trabaja a flexión como si de una viga en voladizo se tratase, en la que una carga puntual es aplicada en su extremo F_t . Realmente el punto de contacto entre dientes se produce sobre el diámetro primitivo, pero al tomar un valor más alejado, el diseño tendrá en cuenta un esfuerzo mayor al real y por tanto tendrá más seguridad.

- Se considera que sólo existe un par de dientes transmitiendo movimiento a la vez. En realidad el grado de recubrimiento es mayor a 1, es decir, nunca hay solamente una pareja de dientes en contacto, pero de nuevo, con esta suposición la situación es más crítica y el diseño será más seguro.

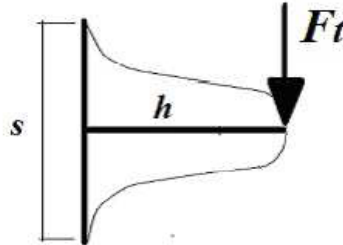


Figura 37. Diagrama fuerza tangencial sobre diente

(Fuente: www.ingemecanica.com)

Datos de partida, obtenidos mediante simulación inicial de la caja de cambios de serie y sus engranajes en KISSsys. Éste es un complemento de software para KISSsoft el cual permite crear y editar transmisiones y trenes de engranajes. KISSsoft es un programa para dimensionar, optimizar y recalculer diseños de componentes de máquinas como engranajes, árboles y cojinetes, tornillos, muelles, elementos de unión y correas. Se utiliza la versión 03/2015A con licencia para estudiantes.

Para que el software KISSsys haya calculado estos parámetros se han introducido los siguientes parámetros de entrada:

- N° dientes de los engranajes
- Anchos de los dientes de cada engranajes (obtenidos empíricamente)
- Distancia entre árboles (obtenida empíricamente)

Tabla 8. Datos iniciales para el cálculo

Parámetro	Símbolo	Valor	Uds.
Distancia del eje neutro a la fibra más alejada	y_{max}	3,36	mm
Ancho de la cara del diente	b	11,2	mm
Espesor del diente en la base	s	6,72	mm
Altura total del diente (desde la base hasta la punta)	h	31,9	mm

- Como se ha expuesto anteriormente, a efectos de cálculo el diente se considera una viga en voladizo, por tanto su nivel tensional viene determinado por la expresión:

$$\sigma = \frac{M}{W}$$

Ecuación 19

Donde:

M Momento Flector (en un punto de la barra)

W Módulo resistente de la sección en ese punto

- El módulo resistente en la base del diente viene determinado por las siguientes expresiones:

$$W = \frac{I}{y_{max}}$$

Ecuación 20

$$I = \frac{b \cdot s^3}{12}$$

Ecuación 21

Donde:

I Momento de inercia del perfil respecto al eje neutro de la sección

y_{max} Distancia del eje neutro a la fibra más alejada

De donde se obtiene:

$$W = 8,43 * 10^{-8} m^3$$

$$I = 2,83 * 10^{-10} m^4$$

- Momento flexor máximo en la base del diente:

$$M = F_t * h$$

Ecuación 22

Donde:

h Altura total del diente

F_t Fuerza tangencial transmitida

$$M = 58,3 \frac{N}{m}$$

- Tensión en la base del diente

$$\sigma = \frac{6 \cdot F_t \cdot h}{b \cdot s^2}$$

Ecuación 23

$$\sigma = 691,1 \text{ MPa}$$

- Factor de seguridad F_s

$$F_s = \frac{\sigma_y}{\sigma}$$

Ecuación 24

Donde:

F_s Factor de seguridad

σ_y Límite elástico del material

σ Tensión calculada

$$F_s = 2,04$$

Como se ha mencionado anteriormente, este proceso de cálculo se ha realizado para el engranaje S1, los resultados obtenidos para el resto de engranajes se plasmarán en una tabla resumen al final de este apartado.

Aunque algunos parámetros a calcular se pueden resolver mediante ecuaciones, posteriormente la creación de un modelo en el software de engranajes y transmisiones permitirá simular y verificar el funcionamiento de todo el conjunto.

9.4.2 Resistencia a fatiga en la base del diente

Las cargas a la que se ven sometidos los engranajes son variables y cíclicas, como consecuencia de esto la causa mayoritaria de fallo en los engranajes es la fatiga. Este tipo de cargas generan una concentración de tensiones en la base del diente como se observa en siguiente figura:

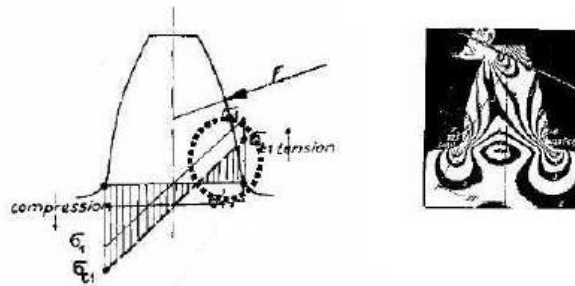


Figura 38. Diagrama de esfuerzos en el diente

(Fuente: www.ingemecanica.com)

A continuación se realizará el cálculo de la resistencia a fatiga:

- Cálculo de la tensión por flexión

$$\sigma = \frac{K_a \cdot K_m \cdot K_s}{K_v} \cdot \frac{F_t}{b \cdot J \cdot m}$$

Donde:

F_t Fuerza tangencial transmitida al diente

b Ancho del diente

m Módulo del engranaje

J Factor geométrico AGMA*

K_a Factor de aplicación

K_m Factor de distribución de carga sobre la cara del diente

K_s Factor de tamaño

K_v Factor dinámico

* El factor geométrico AGMA tiene como objetivo considerar la concentración de tensiones que se produce en la raíz del diente a causa de la entalladura.

- Factor de aplicación K_a

Tabla 9. Factor de aplicación (Fuente: AGMA)

FUENTE DE ENERGÍA	CARGA EN LA MÁQUINA IMPULSADA		
	Uniforme	Choque Moderado	Choque Fuerte
Uniforme	1,00	1,25	>1,75
Choque ligero	1,25	1,50	>2,00
Choque mediano	1,50	1,75	>2,25

$$K_a = 1,25$$

- Factor de distribución de carga K_m

Tabla 10. Factor de distribución de carga (Fuente: AGMA)

CONDICIÓN DE SOPORTE	ANCHO DE LA CARA mm			
	≤ 50	150	225	≥ 400
Montaje exacto, con bajas holguras en cojinetes, deflexiones mínimas. Engranajes de precisión.	1,30	1,40	1,50	1,80
Montajes menos rígidos, engranajes menos precisos con contacto a todo lo ancho de la cara	1,60	1,70	1,80	2,00
Exactitud y montaje de modo que exista contacto incompleto con la cara	$> 2,00$			

$$K_m = 1,3$$

- Factor de tamaño K_s

El propósito de este factor es el de considerar de algún modo la ausencia de uniformidad en las propiedades del material en su extensión.

AGMA recomienda utilizar un factor de tamaño igual a 1 siempre que el material para el engranaje haya sido escogido teniendo en cuenta el tamaño del mismo.

$$K_s = 1$$

- Factor dinámico K_v

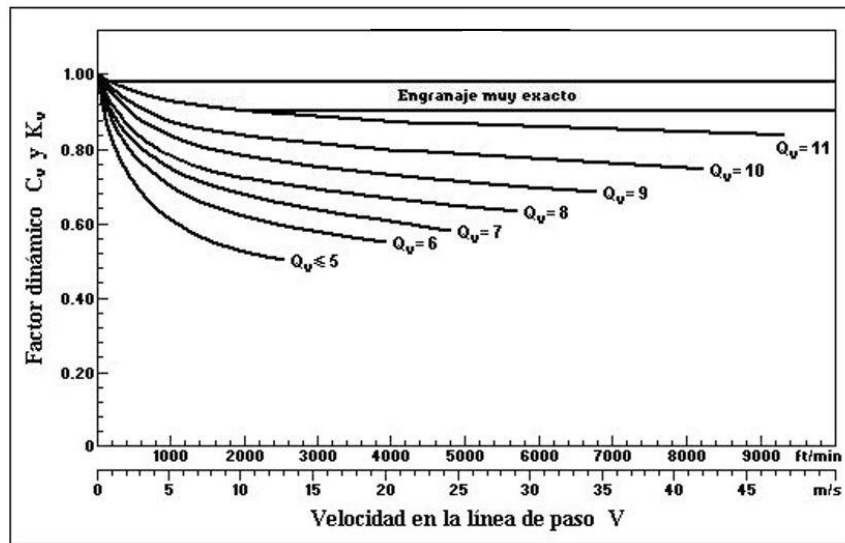


Figura 39. Diagrama Factor dinámico

(Fuente: www.ingemecanica.com)

$$K_v = 0,9$$

- Resultado tensión de flexión por fatiga

$$\sigma = 338,3 \text{ MPa}$$

En el siguiente gráfico se muestra el rango de resistencia a fatiga para el material escogido. En el eje de las abscisas se representan de forma logarítmica el número de ciclos y en el eje de las ordenadas el modelo de resistencia a la fatiga. Se muestra una curva Tensión-Nº de ciclos de color azul en el gráfico, ésta muestra la mayor amplitud de tensión cíclica que puede sobrevivir el material, cuando la tensión se aplica y cede repetidamente (o se invierte) durante un número determinado de ciclos.

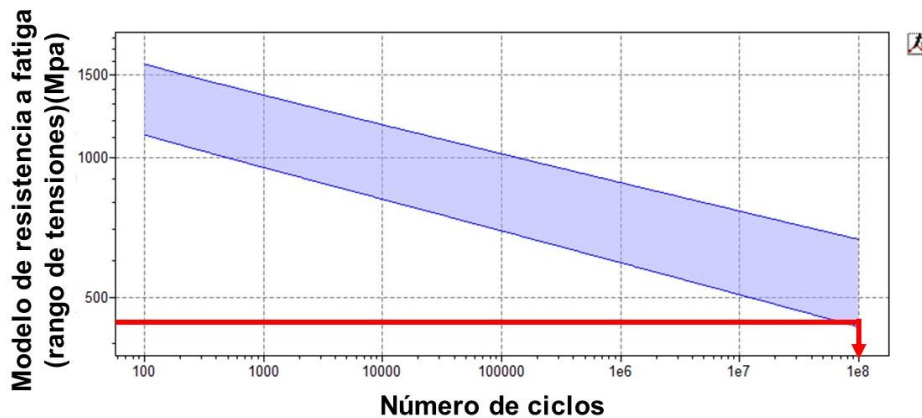


Figura 40. Diagrama resistencia a fatiga

(CES EduPack)

Comprobando el valor obtenido para la tensión de flexión por fatiga ($\sigma = 338,3 \text{ MPa}$) en el gráfico, para el menor valor del rango (el más desfavorable), se observa que éste va a ser capaz de soportar hasta $1 \cdot 10^8$ ciclos a fatiga.

A continuación se procede al cálculo de ciclos aceptable para su aplicación según las siguientes consideraciones:

- Régimen de giro medio al que va la motocicleta durante su uso
- Cada par de engranajes no está sufriendo tensión constantemente, sino que sólo la sufren cuando la relación de marchas que conforman está en uso.
- Para permanecer en el lado de la seguridad en los cálculos, a la hora de aplicar la consideración anterior, se dividirá el tiempo de uso equitativamente entre todas las marchas, pero considerando que sólo existen 4 de ellas. Esto se debe a que durante el uso en competición la 1ª y la 2ª marcha se utilizan de forma menos frecuente. Además se aumenta el margen de seguridad*.
- Se asumirá que una revolución es igual a un ciclo de funcionamiento, sin embargo un ciclo, dependiendo del tamaño del engranaje, puede durar más de una revolución. Con esta suposición se permanece del lado de la seguridad.
- El nº de ciclos esperables vendrá delimitado por las horas de uso. Para un vehículo automotriz las horas útiles se estiman entre 1000-5000. Como se trata de un vehículo de uso exclusivo en competición el uso son menores que una moto de calle convencional. Por tanto el número de horas exigidas será de 1000.

Conocidas las horas exigidas se puede calcular el nº de ciclos mediante la siguiente expresión:

$$n^{\circ} \text{ ciclos exigidos} = \frac{\omega \cdot h}{n}$$

Donde:

ω = Régimen de giro medio: 6000 rev/min

n = N° de marchas: 4*

h = Nª horas exigidas: 1000 h

$$n^{\circ} \text{ ciclos exigidos} = 9,0 \cdot 10^7$$

Además, según las propiedades mecánicas del material la resistencia a fatiga a los 10^7 ciclos es de 671 MPa, la cual es muy superior a la tensión a fatiga calculada: 338,3 MPa.

Como el número de ciclos que es capaz de resistir el material es muy superior al número de ciclos de vida exigidos, los engranajes serán capaces de resistir con un factor de seguridad $F_s = 1,98$.

9.4.3 Resistencia por desgaste superficial

El desgaste superficial es otra causa común de rotura del engranaje. Depende de:

- Presión de contacto entre dientes
- N° de ciclos de trabajo
- Acabado superficial del engranaje
- Dureza en la cara del diente

El cálculo de seguridad frente a la rotura por desgaste superficial se realizará en los siguientes pasos:

- Cálculo de la tensión por contacto AGMA σ_C en función de las condiciones de funcionamiento exigidas para el engranaje.

$$\sigma_C = C_P \cdot \left[\frac{C_A \cdot C_M \cdot C_S \cdot C_F}{C_V} \cdot \frac{F_t}{b \cdot d_p \cdot I} \right]^{\frac{1}{2}}$$

Ecuación 25

Donde:

- F_t Fuerza tangencial transmitida al diente
- b Ancho del diente
- I Factor geométrico para el esfuerzo de contacto
- C_P Coeficiente elástico
- C_A Factor de aplicación para el esfuerzo de contacto
- C_M Factor de distribución de la carga
- C_S Factor de tamaño para el esfuerzo de contacto
- C_F Factor de estado o condición de la superficie

- Factor de aplicación C_A

Tabla 11. Factor de aplicación (Fuente: AGMA)

FUENTE DE ENERGÍA	CARGA EN LA MÁQUINA IMPULSADA		
	Uniforme	Choque Moderado	Choque Fuerte
Uniforme	1,00	1,25	>1,75
Choque ligero	1,25	1,50	>2,00
Choque mediano	1,50	1,75	>2,25

$$C_A = 1,5$$

Coefficiente Elástico C_p

Coeficiente elástico AGMA C_p en unidades de $[\text{psi}]^{0.5}$ ($[\text{MPa}]^{0.5}$)*							
Material del piñón	E_p psi (MPa)	Material del engrane					
		Acero	Hierro maleable	Hierro nodular	Hierro fundido	Bronce al aluminio	Bronce al estaño
Acero	30E6 (2E5)	2 300 (191)	2 180 (181)	2 160 (179)	2 100 (174)	1 950 (162)	1 900 (158)
Hierro maleable	25E6 (1.7E5)	2 180 (181)	2 090 (174)	2 070 (172)	2 020 (168)	1 900 (158)	1 850 (154)
Hierro nodular	24E6 (1.7E5)	2 160 (179)	2 070 (172)	2 050 (170)	2 000 (166)	1 880 (156)	1 830 (152)
Hierro fundido	22E6 (1.5E5)	2 100 (174)	2 020 (168)	2 000 (166)	1 960 (163)	1 850 (154)	1 800 (149)
Bronce al aluminio	17.5E6 (1.2E5)	1 950 (162)	1 900 (158)	1 880 (156)	1 850 (154)	1 750 (145)	1 700 (141)
Bonco al estaño	16E6 (1.1E5)	1 900 (158)	1 850 (154)	1 830 (152)	1 800 (149)	1 700 (141)	1 650 (137)

* Los valores de E_p de esta tabla son aproximados, y se aplicó $\nu = 0.3$ como aproximación de la razón de Poisson para todos los materiales.

Figura 41. Tabla coeficiente elástico

(Fuente: AGMA)

$$C_p = 191 \text{ MPa}$$

- Factor de distribución de carga C_M

Tabla 12. Factor de distribución de carga (Fuente: AGMA)

CONDICIÓN DE SOPORTE	ANCHO DE LA CARA mm			
	≤ 50	150	225	≥ 400
Montaje exacto, con bajas holguras en cojinetes, deflexiones mínimas. Engranajes de precisión.	1,30	1,40	1,50	1,80
Montajes menos rígidos, engranajes menos precisos con contacto a todo lo ancho de la cara	1,60	1,70	1,80	2,00
Exactitud y montaje de modo que exista contacto incompleto con la cara	$> 2,00$			

$$C_M = 1,3$$

- Factor de tamaño C_S

AGMA recomienda utilizar un factor de tamaño igual a 1 siempre que el material para el engranaje haya sido escogido teniendo en cuenta el tamaño del mismo.

$$C_S = 1$$

- Factor de estado de la superficie C_F
 - Defectos de acabado en la superficie: $C_F = 1,25$
 - Presencia de esfuerzos residuales: $C_F = 1,25$
 - Combinación ambos: $C_F = 1,50$

Debido a que el material tiene un buen acabado superficial.

$$C_F = 1$$

- Factor geométrico I

$$I = \frac{\sin \alpha \cdot \cos \alpha}{2 \cdot m_n} \cdot \frac{i}{i + 1}$$

Ecuación 26

Donde:

α Ángulo de presión de engrane

i Relación de transmisión del engrane

$$I = 0,46$$

- La tensión por contacto AGMA σ_C es igual a

$$\sigma_C = 150,4 \text{ MPa}$$

- El siguiente paso es determinar la tensión de contacto admisible AGMA $\sigma_{C,adm}$:

$$\sigma_{C,adm} = \frac{S_C \cdot C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R}$$

Ecuación 27

Donde:

S_C Resistencia a la fatiga superficial AGMA

C_L Factor de duración

C_H Factor de dureza

C_T Factor de temperatura

C_R Factor de fiabilidad

- Resistencia a fatiga superficial AGMA S_C

Resistencias S_{FC}' a la fatiga superficial AGMA para una selección de materiales de engranes*						
Material	Clase AGMA	Designación del material	Tratamiento térmico	Dureza superficial mínima	Resistencia a la fatiga por flexión	
					psi x 10 ³	MPa
Acero	A1-A5		Endurecido en la masa	≤ 180 HB	85-95	590-660
			Endurecido en la masa	240 HB	105-115	720-790
			Endurecido en la masa	300 HB	120-135	830-930
			Endurecido en la masa	360 HB	145-160	1000-1100
			Endurecido en la masa	400 HB	155-170	1100-1200
			Endurecido con llama o por inducción	50 HRC	170-190	1200-1300
			Endurecido con llama o por inducción	54 HRC	175-195	1200-1300
			Carburizado y cementado	55-64HRC	180-225	1250-1300
			AISI 4140 Nitruizado	84.6 15N	155-180	1100-1250
			AISI 4340 Nitruizado	83.5 15N	150-175	1050-1200
			Nitralloy 135M Nitruizado	90.0 15N	170-195	1170-1350
			Nitralloy N Nitruizado	90.0 15N	195-205	1340-1410
Cromo al 25% Nitruizado	87.5 15N	155-172	1100-1200			
Cromo al 25% Nitruizado	90.0 15N	192-216	1300-1500			
Hierro fundido	20	Clase 20	Como está fundido		50-60	340-410
	30	Clase 30	Como está fundido	175 HB	65-70	450-520
	40	Clase 40	Como está fundido	200 HB	75-85	520-590
Hierro nodular (dúctil)	A-7-a	60-40-18	Recocido	140 HB	77-92	530-630
	A-7-c	80-55-06	Templado y revenido	180 HB	77-92	530-630
	A-7-d	100-70-03	Templado y revenido	230 HB	92-112	630-770
	A-7-e	120-90-02	Templado y revenido	230 HB	103-126	710-870
Hierro maleable (perlítico)	A-8-c	45007		165 HB	72	500
	A-8-e	50005		180 HB	78	540
	A-8-f	53007		195 HB	83	570
	A-8-i	80002		240 HB	94	650
Bronce	Bronce 2	AGMA 2C	Fundición en arena	Resistencia a la tensión 40 ksi mínima	30	450
	Al/Br 3	Aleación ASTM B-148 78 954	Con tratamiento térmico	Resistencia a la tensión 90 ksi mínimo	65	450

Figura 42. Tabla resistencia a fatiga

(Fuente: AGMA)

$$S_C = 1100 \text{ MPa}$$

- Factor de duración C_L

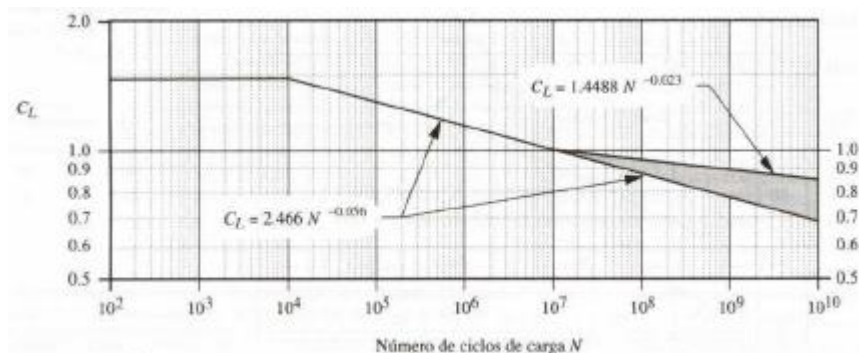


Figura 43. Diagrama factor de duración

(Fuente: AGMA)

$$C_L = 1$$

- Factor de dureza C_H

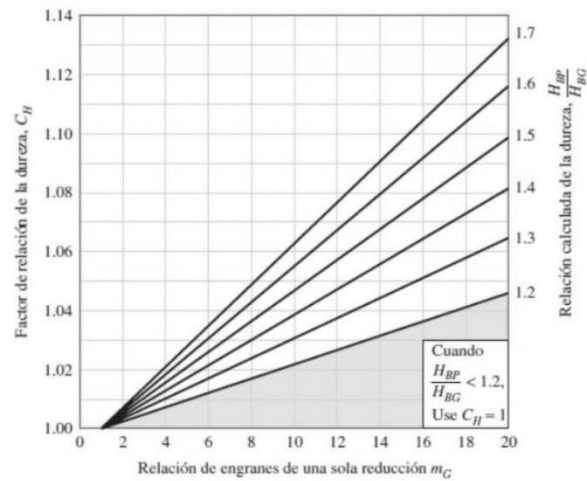


Figura 44. Diagrama factor relación de dureza

(Fuente: AGMA)

$$C_H = 1$$

- Factor de temperatura C_T

Este valor será igual a la unidad a menos que la temperatura sobrepase 121°C. En tal caso se aplica la Ecuación 23 para determinar el factor de temperatura.

$$C_T = \frac{(460 + T)}{620 \cdot K_T}$$

Ecuación 28

$$C_T = 1$$

- Factor de fiabilidad C_R

Tabla 13. Factor de fiabilidad (Fuente: AGMA)

Grado de Fiabilidad (%)	Factor C_R
90	0,85
99	1,00
99,9	1,25
99,99	1,5

$$C_R = 0,85$$

- Como resultado la tensión de contacto admisible AGMA $\sigma_{c,adm}$ es:

$$\sigma_{c,adm} = 1294 \text{ MPa}$$

TABLA DE RESULTADOS

Tabla 14. Resultados de los cálculos de resistencia

	σ (MPa)							
	Flexión			Fatiga base diente			Desgaste superficial	
	calc	adm	Fs	calc	adm	Fs	calc	adm
S1	691	1410	2,04	338	671 (10^7 c.)	1,98	159	1294
P2	702		2,01	340		1,97	182	
S2	616		2,29	302		2,23	150	
S3	645		2,19	316		2,13	153	

En la *Tabla 14* se pueden observar los resultados de los diferentes cálculos obtenidos para cada uno de los engranajes rediseñados.

En el apartado de flexión aparecen los valores de tensión en el diente calculados frente al valor de tensión admisible, que en este caso coincide con el valor del límite elástico del material escogido. Justo al lado se muestra el factor de seguridad *F_s* el cual es superior a 2 para los cuatros casos, lo cual se corresponde con lo previsto en los cálculos previos confirmando una correcta selección del material.

Respecto al cálculo a fatiga, los parámetros que allí se muestran están dispuestos de igual modo que en el apartado a flexión. Sin embargo en este caso la tensión admisible no corresponde con el límite elástico sino que ha sido obtenida de las propiedades mecánicas del material, concretamente de su límite de resistencia a fatiga a los 10^7 ciclos. Comparando dicho valor con la tensión de fatiga calculada para cada caso se obtienen los diferentes valores del factor de seguridad *F_s*. En este caso todos son superiores a 2 exceptuando los de S1 y P2 que son ligeramente inferiores. Esto puede ser debido a las características geométricas de sus dientes, sin embargo estos resultados se consideran aceptables ya que solo distan unas centésimas del valor deseado.

En el cálculo de desgaste superficial encontramos los valores obtenidos de tensión de trabajo frente al valor de tensión admisible según norma AGMA. Debido a que los valores de trabajo son muy inferiores a la tensión admisible, no se considera necesario realizar el cálculo del factor de seguridad ya que para todos los casos es muy superior a 2.

10. CÁLCULOS MEDIANTE EL SOFTWARE KISSYS

En el software de transmisiones KISSys (Desarrollado por: KISSsoft AG - Rosengartenstrasse 4, CH-8608 Bubikon. Versión 03/2015A) se pretenden introducir todos los parámetros de la caja de cambios diseñada y así obtener un modelo 3D de la caja de cambios con sus árboles y engranajes. Con ello se verificará la cinemática del conjunto además de poder extraer modelos 3D fidedignos de cada uno de los engranajes que lo componen. Gracias a esto se podrán extraer planos 2D de dichas piezas.

10.1 Obtención de medidas

Teniendo en cuenta las limitaciones del diseño, existen algunos parámetros que vienen determinados por la caja de cambios original y que se van a conservar en el nuevo diseño. Estos parámetros son:

- Ancho de los dientes
- Posición de los dientes sobre el eje
- Tipo de dentado utilizado
- Acoplamiento de los engranajes al árbol (anillos de sujeción, entallas etc.)

Dichos parámetros se han obtenido de forma empírica sobre la caja de cambios original.

Tabla 15. Parámetros medidos

	Rueda dentada de la relación	Nº dientes (Z)	Ancho del diente b (mm)	Posición relativa del diente en el eje x* S _x (mm)	Tipo de dentado
Árbol Primario	1^a	14	19	9,5	Recto
	5^a	26	12,4	25,2	Recto
	3^a	22	13,8	51,2	Recto
	4^a	24	11,7	70,85	Recto
	6^a	27	12,7	95,95	Recto
	2^a	18	11,5	112,15	Recto
Árbol Secundario	1^a	36	11,2	9,6	Recto
	5^a	25	12,3	26,95	Recto
	3^a	29	12	53,7	Recto
	4^a	26	13,8	71	Recto
	6^a	24	13	98	Recto
	2^a	32	11,7	115,35	Recto

*(Medido desde el centro del engranaje)

Las medidas han sido tomadas mediante el siguiente sistema de referencia:

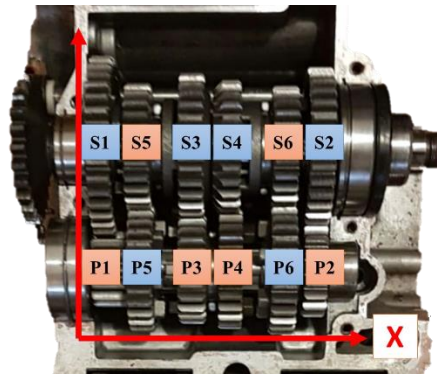


Figura 45. Diagrama sistema de referencia de las medidas

10.2 Creación del modelo en KISSsys

Una vez obtenido el ángulo de presión al que trabajan los engranajes de la caja de cambios y conocidos sus parámetros de posición, tamaño y número de dientes, se procede a la creación del modelo de la caja de cambios con los nuevos engranajes en el software KISSsys. El objetivo será confirmar la funcionalidad y cinemática del conjunto además de obtener un modelo 3D preciso de los engranajes y de sus respectivos árboles y rodamientos.

Para esto será necesario indicar las relaciones entre cada uno de estos engranajes, así como crear un sistema selector de marchas.

10.2.1 Añadir elementos.

Mediante la herramienta Caja de elementos, KISSsys permite agregar los componentes de la caja para posteriormente organizarlos.

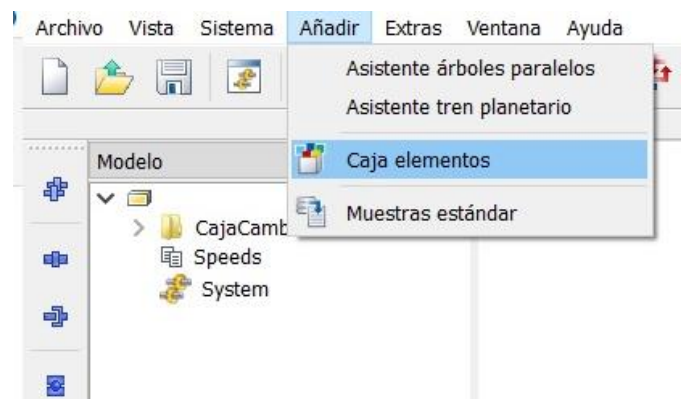


Figura 46. Selección caja de elementos

(KISSsys)

Por tanto los elementos que se van a insertar por cada árbol son:

- 1 árboles
- Una entrada y salida de energía (Input y Output)
- 6 Engranajes que conforman las relaciones de transmisión.
- 2 rodamientos de bolas

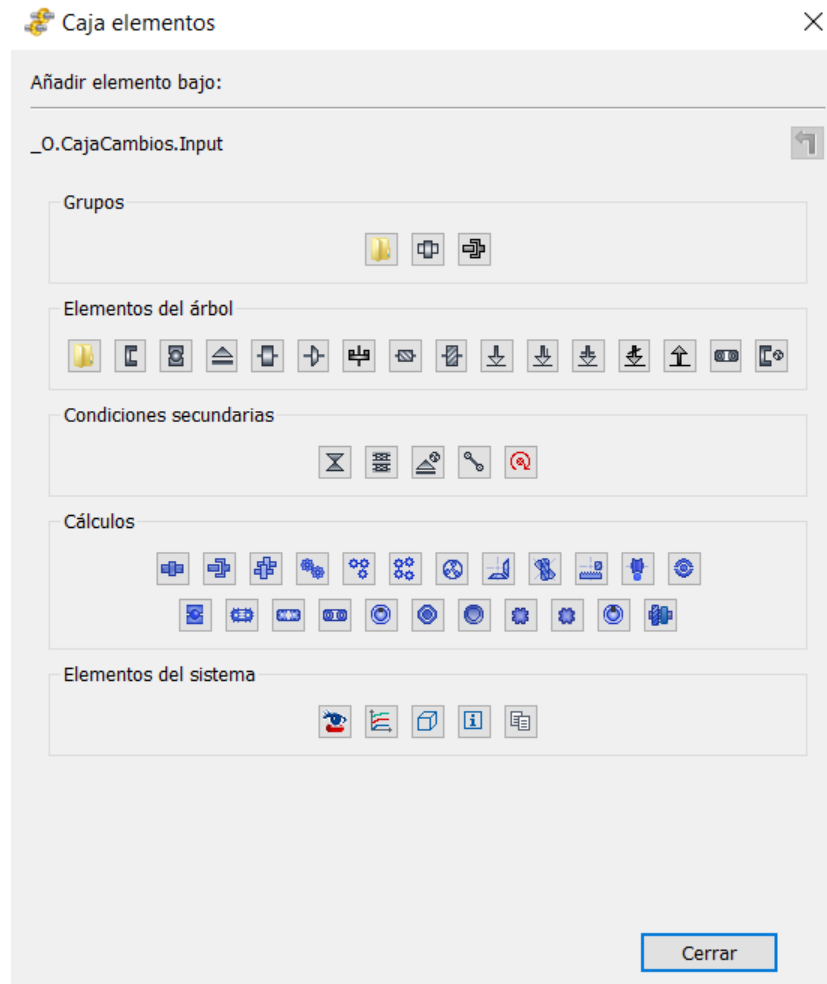


Figura 47. Caja de elementos

(KISSsys)

A grandes rasgos estos son los elementos necesarios, los cuales se van seleccionando mediante esta herramienta. Entrando más en detalle son necesarios una serie de elementos adicionales para que el programa comprenda el funcionamiento de la caja de cambios.

Estos son:

- Los engranajes que giran libres respecto al árbol se deben añadir como árboles coaxiales. En el caso del árbol primario afecta a los engranajes de las marchas 5 y 6, y en el secundario al resto.
- Rodamientos interiores en estos engranajes para que a efectos de cálculo rueden libres.

Como resultado se obtiene el siguiente esquema de elementos:

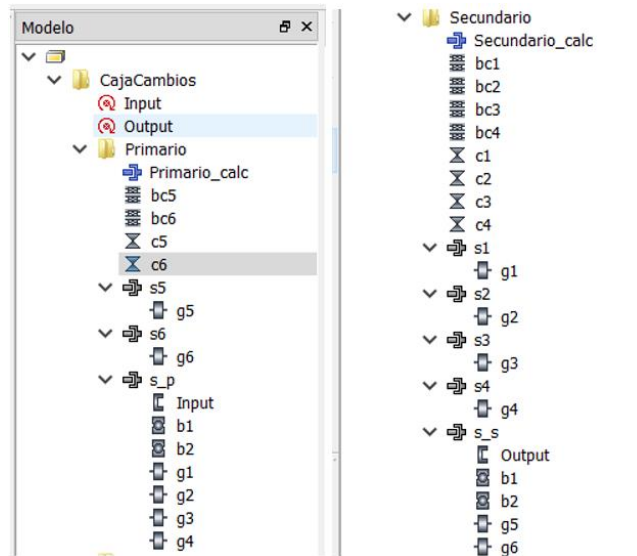


Figura 48. Elementos del modelo

(KISSsys)

10.2.2 Insertar medidas

Una vez insertados todos los elementos, es el momento de dimensionarlos correctamente y establecerlos en sus posiciones.

Para ello utilizamos la herramienta de “Cálculo de árboles” insertado previamente. Este despliega un editor que permite definir todos los parámetros de éste.

Todas las medidas han sido extraídas empíricamente sobre la caja original. Como se ha mencionado anteriormente, la posición de los engranajes y de los rodamientos permanecerá igual.

De este modo se trasladan correctamente ambos árboles al software:

- **Árbol Primario**

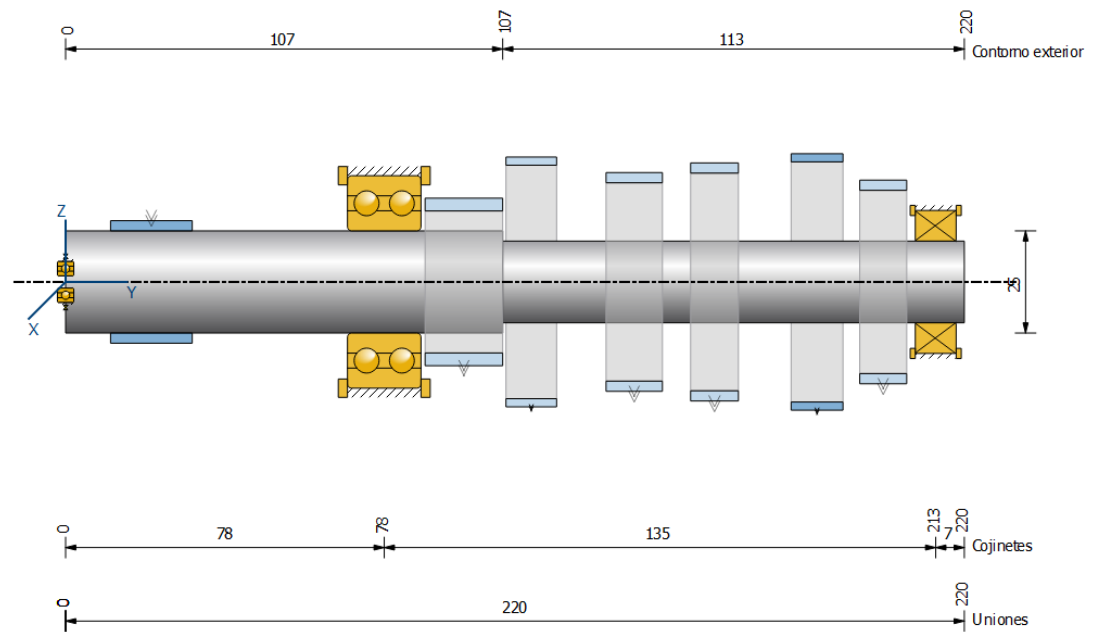


Figura 49. Diagrama árbol primario

(KISSsys)

- **Árbol secundario**

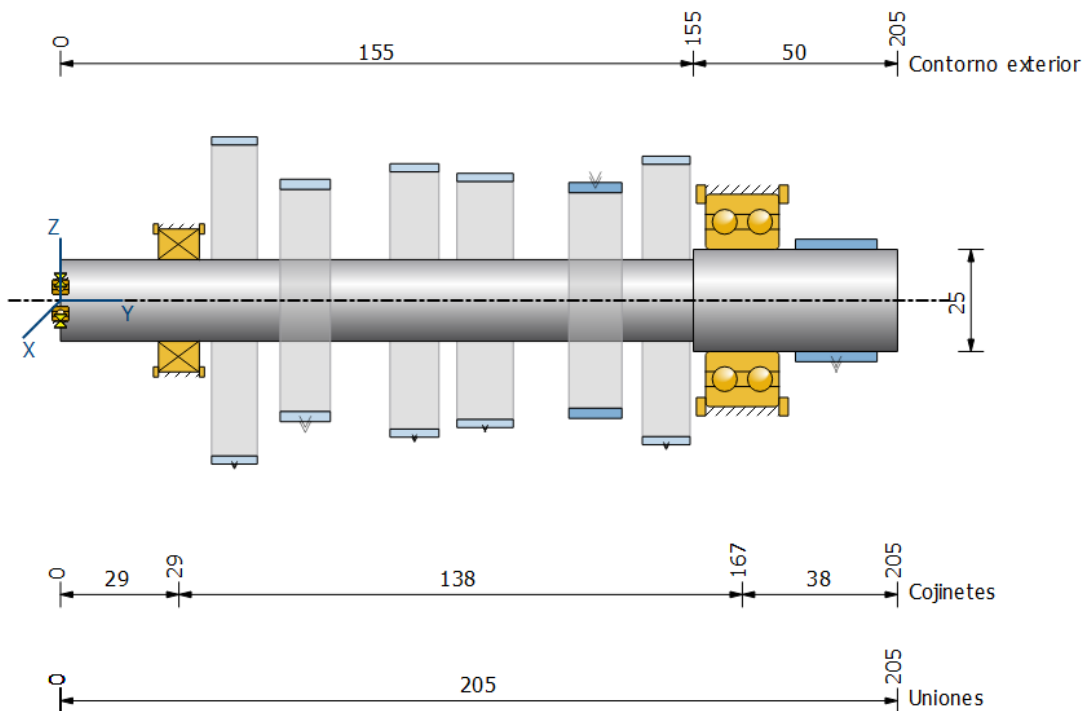


Figura 50. Diagrama árbol primario

(KISSsys)

10.2.3 Conectar los pares de engranajes

Para conectar los correspondientes engranajes que forman cada relación de transmisión se usan unos elementos llamados rodamientos de unión.



Figura 51. Rodamientos de unión

(KISSsys)

Se establece la relación entre el árbol coaxial, mencionado anteriormente, con su árbol Principal correspondiente: Primario o Secundario. Cada árbol coaxial contiene su engraje libre correspondiente.

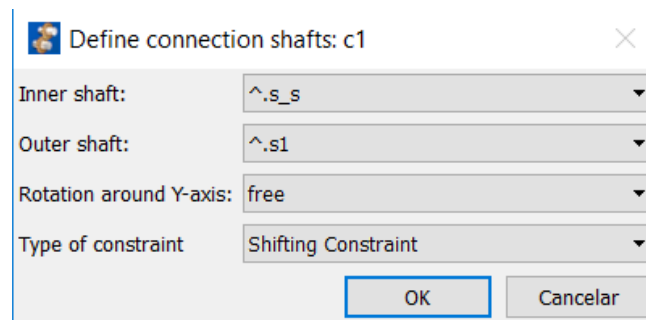


Figura 52. Ventana de conexiones árbol

(KISSsys)

A continuación, para relacionar los engranajes entre sí se crean los engranes mediante “Conexión Par de ruedas entadas”.

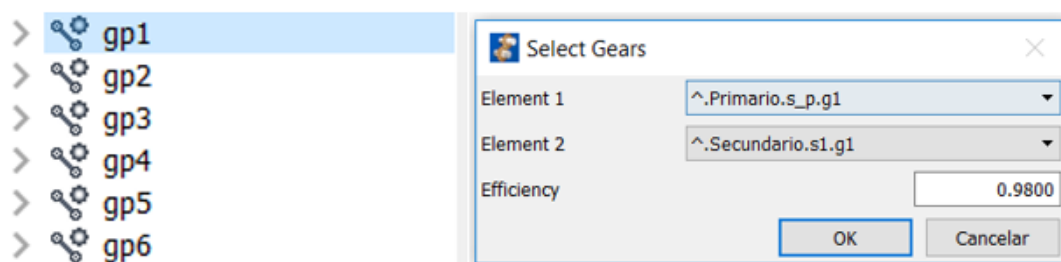


Figura 53. Ventana de conexiones engranajes

(KISSsys)

Una vez establecidas las relaciones de engranajes y la distancia entre ambos árboles se obtiene el siguiente modelo 3D

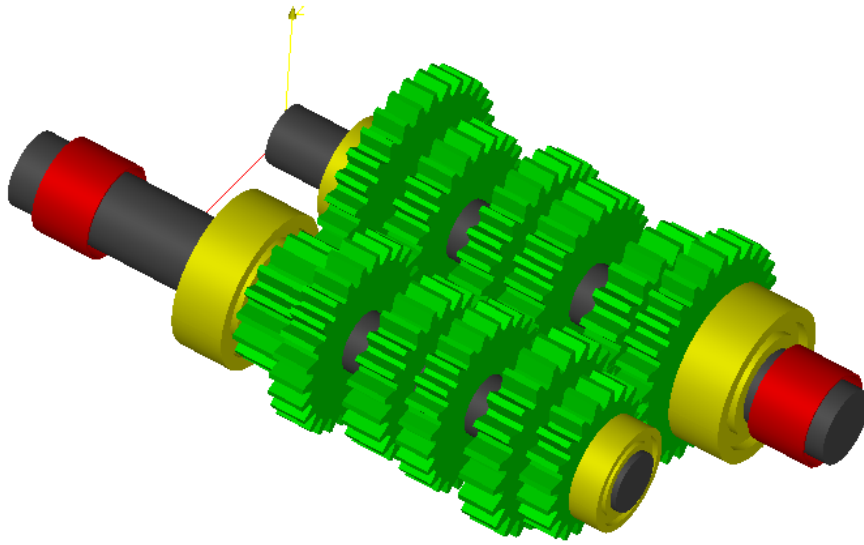


Figura 54. Modelo 3D caja de cambios

(KISSsys)

El análisis dinámico todavía no se puede ejecutar. Esto es debido a que estando todas las marchas engranadas al mismo tiempo el mecanismo queda bloqueado. Para resolver esto es necesario establecer un selector de velocidades.

10.2.4 Establecer selector de velocidades

Para la creación del selector de velocidades se han tomado las siguientes consideraciones:

- Para simplificar el proceso de modelado del selector de velocidades se omitirá el desplazamiento axial que experimentan los engranajes cuando las marchas engranan. Debido a que existen márgenes de seguridad en cuanto a la elección del material y teniendo en cuenta que estos desplazamientos tendrían poca relevancia, esta suposición simplifica el proceso de cálculo sin comprometer la validez de los resultados.

Utilizando una muestra ya programada sobre el selector de marchas, se configura para que se adapte al modelo. Una vez configurado correctamente nos muestra un desplegable donde se puede seleccionar la marcha deseada, esto permitirá realizar el cálculo dinámico.

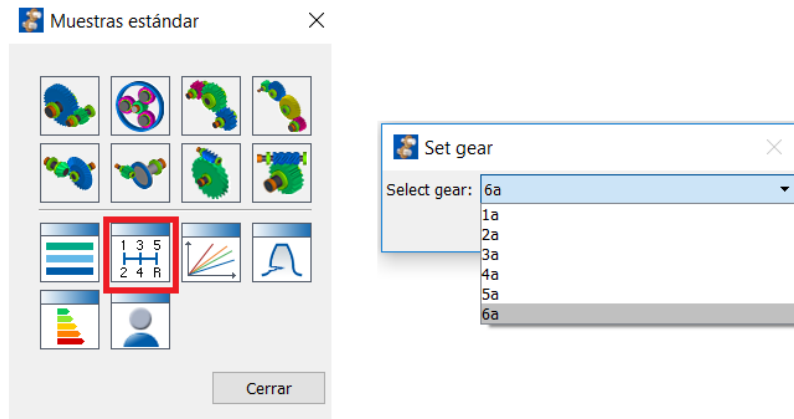


Figura 55. Selector de marchas

(KISSsys)

Con la sexta velocidad seleccionada, se puede comprobar en el diagrama que el flujo de movimiento se produce correctamente. La línea roja representa dicho movimiento, y como se observa pasa a través del engranaje de la sexta velocidad.

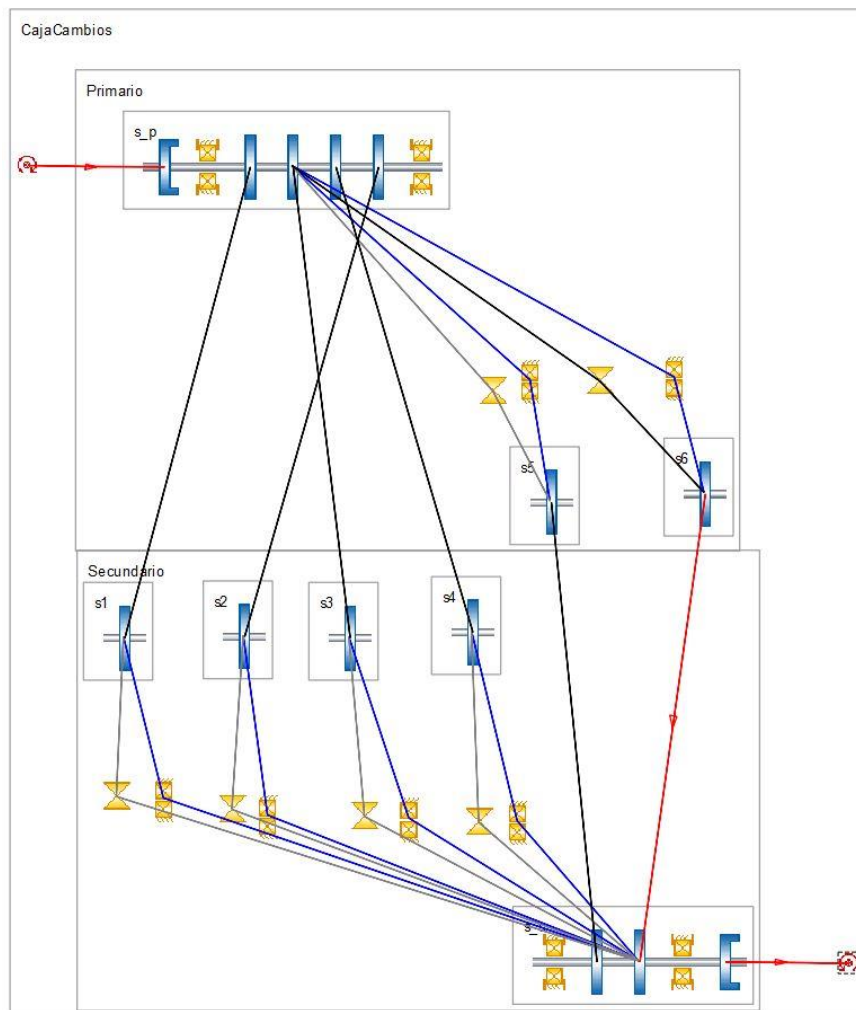


Figura 56. Diagrama de conexiones

(KISSsys)

10.2.5 Valores de entrada

A continuación se configura en la simulación la entrada de potencia en el árbol primario atendiendo los siguientes parámetros:

- Régimen de giro 8.500 rev/min, ya que es la velocidad óptima y de diseño.
- Potencia del motor, 47,6 kW. Aunque la potencia que llega a la caja de cambios es menor que la que produce el motor, debido a las pérdidas mecánicas, ésta diferencia es muy reducida. Por tanto no hay inconveniente en utilizarla para los cálculos, además aumentará un poco el margen de seguridad.

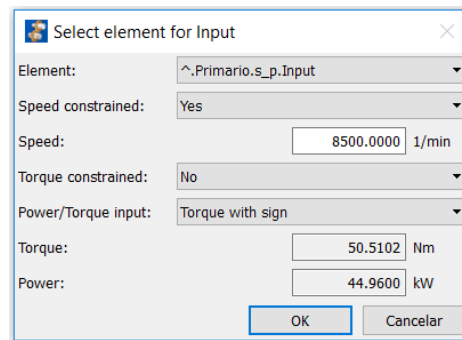


Figura 57. Ventana datos de entrada

(KISSsys)

Una vez introducidos los parámetros y comprobando la cinemática de cada una de las diferentes velocidades y la coherencia del conjunto, es posible exportar modelos 3D de cada uno de los engranajes. Gracias a esto podrán realizarse simulaciones mediante SolidWorks con modelos muy precisos que tienen en consideración toda la nueva geometría diseñada en estos engranajes.

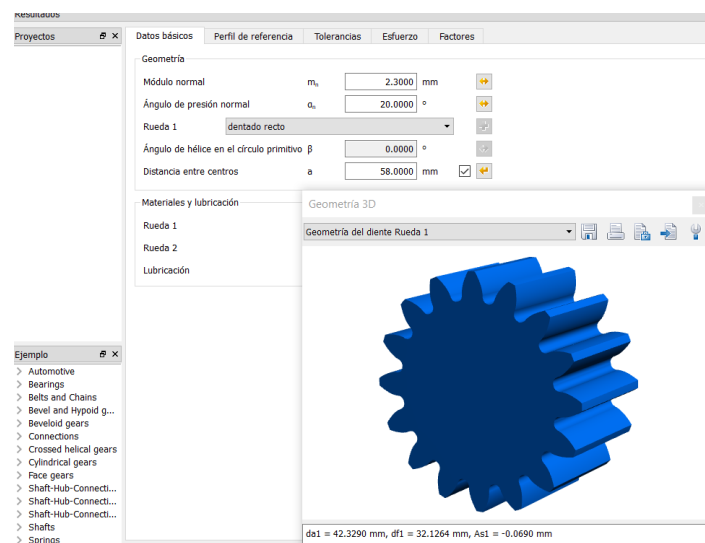


Figura 58. Exportación modelos 3D engranajes

(KISSsys)

11. SIMULACIÓN MEDIANTE SOLIDWORKS

En el presente apartado se utilizará el software SOLIDWORKS con el fin de realizar una simulación sobre los dientes de los engranajes. En ella se pretende conocer la respuesta de estos frente a una situación extrema en la que la transmisión queda bloqueada y los esfuerzos transmitidos se concentran sobre un único diente. Esta situación someterá al diente a una flexión pura. Sin embargo en la realidad, como el recubrimiento es mayor a uno, el esfuerzo recaerá también sobre parte del segundo engranaje. De todos modos este estudio aunque no contempla esta situación, siempre permanece del lado de la seguridad aplicando unas condiciones más exigentes que las reales.

11.1 Pasos previos

El siguiente paso consistirá en cargar cada archivo .stp generado mediante el software KISSsys para cada uno de los engranajes que han sufrido un rediseño. Estos son S1, P2, S2 y S3. Se detallarán los pasos que se han realizado sobre la rueda dentada S1.

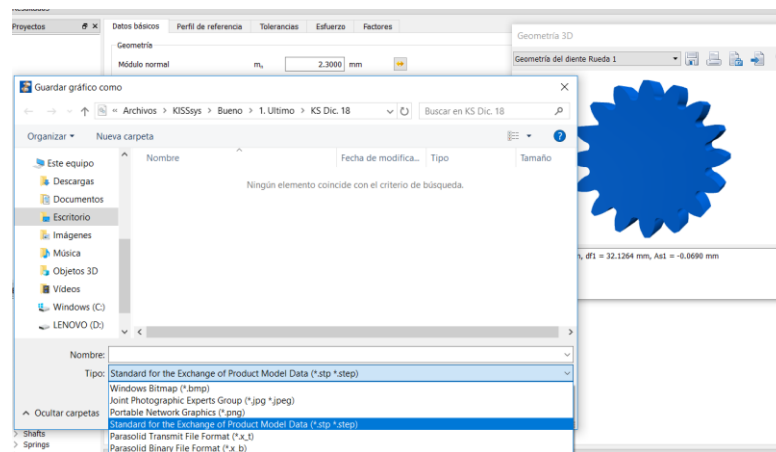


Figura 59. Exportación archivo stp.desde KISSsys

Esta extensión puede ser reconocida por SolidWorks y se procede a cargar la pieza en él. Cabe señalar que para simplificar el proceso de modelado no se recreará la forma del acoplamiento de estos engranajes a sus respectivos árboles. Esto se debe a que el estudio se centra sobre los dientes de los mismos puesto que, como se define en los límites de diseño en el apartado 9.2, los nuevos engranajes deberán llevar los mismos métodos de anclaje que sus homólogos originales. Así pues se realiza un orificio cilíndrico con diámetro igual al del árbol al que va acoplado cada engranaje.

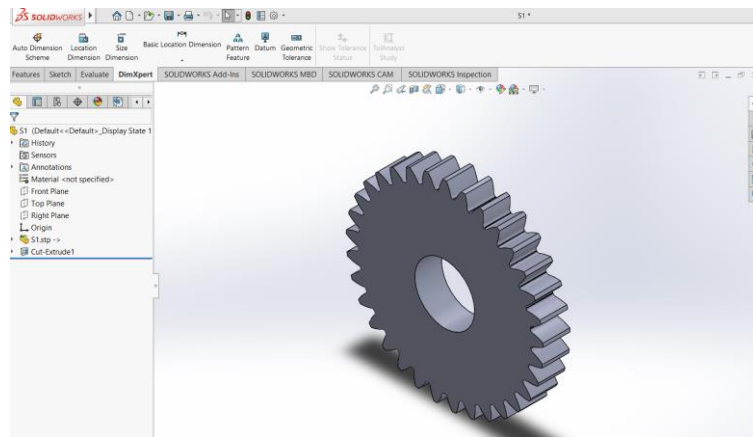


Figura 60. Modelo cargado en SOLIDWORKS

11.2 Simulación a flexión pura.

La simulación que se realiza a continuación tiene como objetivo representar una situación de flexión pura. Ésta es una de las situaciones más exigentes con la que se encontrarán los engranajes, se considerará la unión entre engranaje-árbol como un empotramiento y se aplicará la fuerza F_t en sobre la base del diente en dirección normal a ésta. Estas circunstancias son más críticas que un uso convencional, sin embargo, una vez superadas, dará una gran garantía de resiliencia y un alto margen de seguridad.

- **Activar SolidWorks Add-Ins. Nuevo Estudio**

En primer lugar se activa “SOLIDWORKS Simulation” que es un complemento para realizar simulaciones en el software SOLIDWORKS 2018. A continuación se procede a la inserción de los datos de partida.

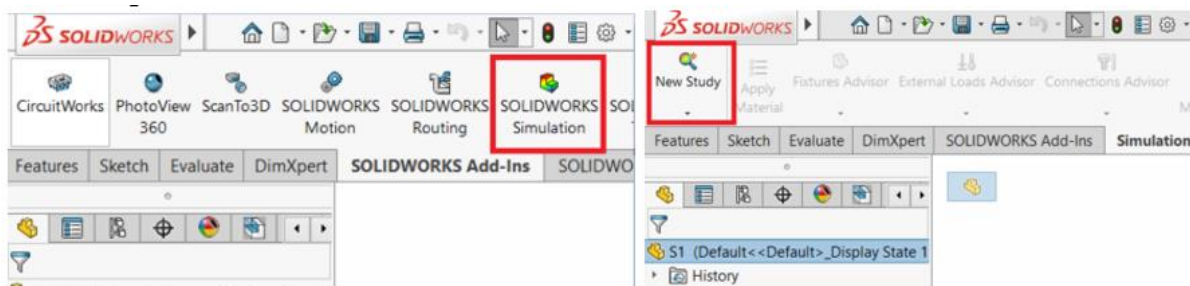


Figura 61. Activación SOLIDWORKS Simulation

- Inserción de los parámetros de entrada

- **Selección del material**

De la gran variedad de materiales que ofrece SolidWorks se escoge uno con características similares al material determinado en apartados anteriores para su fabricación. En este caso se trata de Acero inoxidable al Cromo. Sin embargo este material no posee exactamente el mismo límite elástico que ha sido calculado, por

tanto se creará un nuevo material a partir de este y se modificará su límite elástico para que sea igual al del material con el que finalmente serán fabricados.

- **Puntos de anclaje**

Esta simulación contemplará la unión engranaje-árbol como un empotramiento.

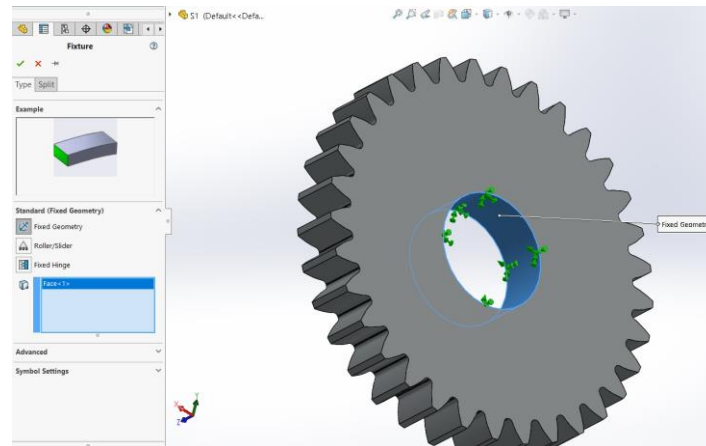


Figura 62. Determinación geometría fija

(SOLIDWORKS)

- **Fuerza aplicada**

La fuerza será aplicada sobre uno de los dientes del engranaje. Realmente, debido a que el recubrimiento entre engranajes es mayor a 1, todo el esfuerzo nunca recaerá exclusivamente sobre un solo diente, sino que se soporta con la ayuda de otro, sin embargo, esto añade un extra de seguridad a los cálculos.

La fuerza aplicada es F_t , la cual ha sido calculada en apartados anteriores, para el caso de este ejemplo, S1, F_t equivale a 1827 N (valor obtenido de la Ecuación 17).

En la simulación del resto de los engranajes se establecerá el valor de F_t correspondiente en cada caso.

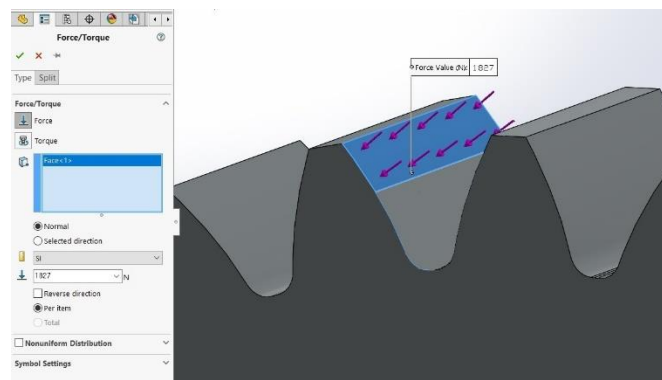


Figura 63. Determinación fuerzas en el diente

(SOLIDWORKS)

Una vez introducidos los parámetros, se procede a correr la simulación. Para ello se selecciona el botón “Run This Study”

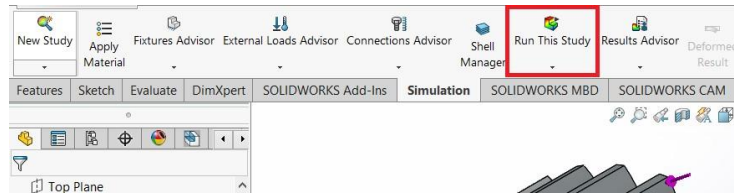


Figura 64. Reproducir simulación

(SOLIDWORKS)

11.3 Resultados de la simulación

- Tensión

Se puede observar una mayor concentración de tensiones en la base del diente siendo más aguda en la cara opuesta a la que se le ha aplicado de la fuerza. Los valores de tensión más altos oscilan alrededor de 405,6 MPa. Este valor es pequeño en comparación con su límite elástico de 1410 MPa, por tanto todas las deformaciones permanecerán en la zona elástica y el material no sufrirá deformaciones permanentes.

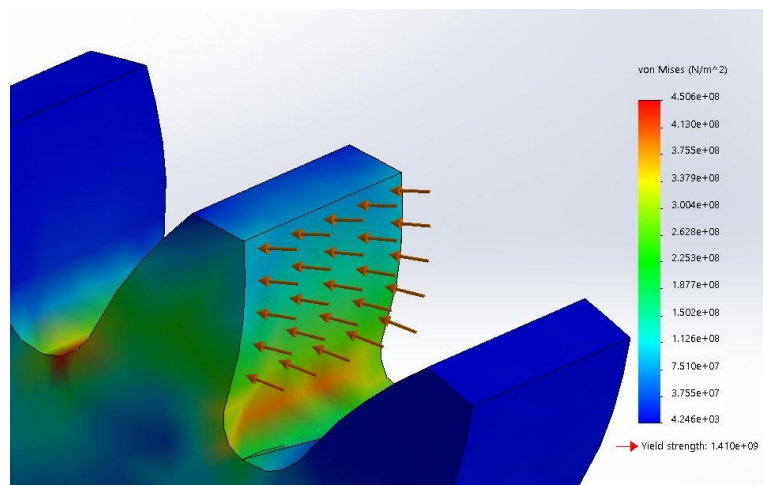


Figura 65. Diagrama de tensión

(SOLIDWORKS)

Como era de esperar los valores de tensión máximos obtenidos tras la simulación son ligeramente inferiores a los obtenidos de forma teórica durante el cálculo de resistencia a flexión. Esto se debe a una de las suposiciones que se tomaron previamente al cálculo, Concretamente la de suponer la fuerza en el extremo superior del diente. Esta asunción genera una tensión mayor que la de un caso real debido a que la fuerza se reparte a lo largo de la cara del diente. Por lo tanto en la simulación, al aplicarse la fuerza debidamente en la cara del diente y no exclusivamente en el extremo superior, se obtienen unos valores levemente inferiores. Sin embargo, los resultados son coherentes y están dentro de lo esperado.

- **Desplazamiento**

La deformación del diente se puede observar de forma exagerada en la imagen. Alcanza un valor máximo de $2,514 \cdot 10^{-2} \text{mm}$, lo cual es completamente despreciable y además teniendo en cuenta que siempre se permanece en la zona de deformación elástica.

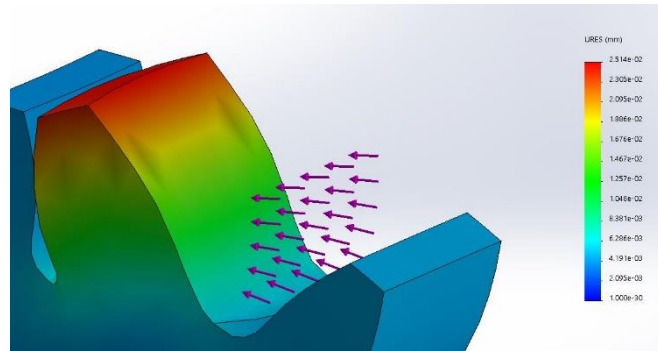


Figura 66. Diagrama deformaciones

(SOLIDWORKS)

- **Factor de seguridad (FOS)**

Observando la gráfica obtenida para el factor de seguridad o FOS (Factor of Safety) se concluye que el factor de seguridad más pequeño se da en cabeza del diente siendo de 2.157. En el resto del engranaje el valor para este factor oscila, como se muestra en la Figura 67, y en algunas zonas es igual o superior a 5.

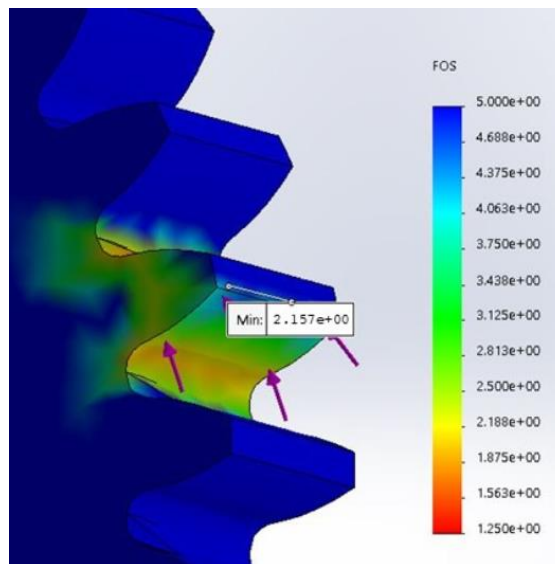


Figura 67. Diagrama factor de seguridad

(SOLIDWORKS)

Por tanto, teniendo un valor de FOS mínimo superior a 2, se puede establecer que el engranaje cumple con los requisitos de seguridad establecidos y es apto para la aplicación para la que se ha diseñado.

La simulación ha sido realizada de igual modo al resto de los engranajes, cada uno con sus respectivos datos de entrada, obteniendo los siguientes resultados:

Tabla 16. Resultados de la simulación

	Tensión	Desplazamiento	FOS (F_s)
	σ_{max} (Mpa)	Δ_x (mm)	FOS mín (-)
S1	405,6	2,51E-02	2,157
P2	533,3	3,31E-02	2,015
S2	361,5	2,24E-02	2,420
S3	378,6	2,35E-02	2,311

Los resultados obtenidos tras la simulación confirman que el proceso de cálculo se ha llevado a cabo satisfactoriamente. Se han obtenido resultados de tensión parejos a los previamente calculados y además se ha podido determinar que la zona de mayores tensiones se sitúa en la base del diente en la cara opuesta a la que se ha aplicado la fuerza. Por lo que respecta al desplazamiento del diente se concluye que es despreciable al tratarse en el peor de los casos de entre 2 y 3 centésimas de milímetro, lo cual a efectos prácticos no afecta en absoluto al funcionamiento de la transmisión. Por último, el valor mínimo del factor de seguridad es en todos los casos, superior a 2 lo cual confirma el correcto diseño de estos engranajes.

Con la simulación realizada en SolidWorks finaliza la parte de cálculo del proyecto y se puede concluir que los engranajes han sido bien diseñados garantizando su fiabilidad y correcto funcionamiento.

12. RESUMEN RESULTADOS

Mediante el rediseño de los engranajes S1, P2, S2 y S3, marcados de color azul en la Figura 68, se ha conseguido mejorar el escalonamiento de la caja de cambios durante las tres primeras relaciones de transmisión. Esto ha conllevado una mayor aceleración, la obtención de una segunda marcha más aprovechable en curvas cerradas y una menor caída de revoluciones al subir de marcha desde la 1ª hasta la 4ª.

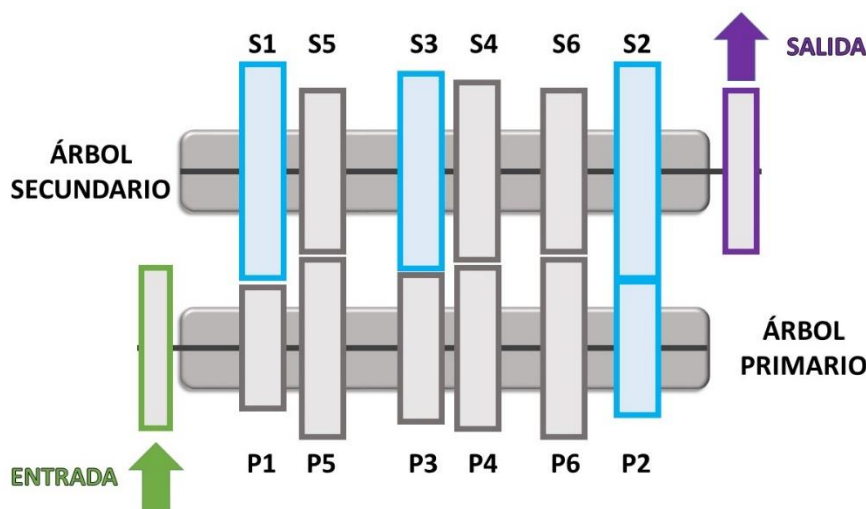


Figura 68. Ruedas dentadas que han sido rediseñadas

En la siguiente tabla se puede observar una comparativa de las características originales de la caja de cambios frente a sus nuevas especificaciones con el rediseño de cuatro de sus engranajes.

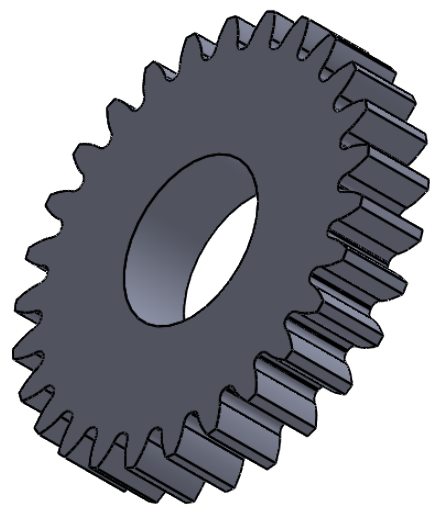
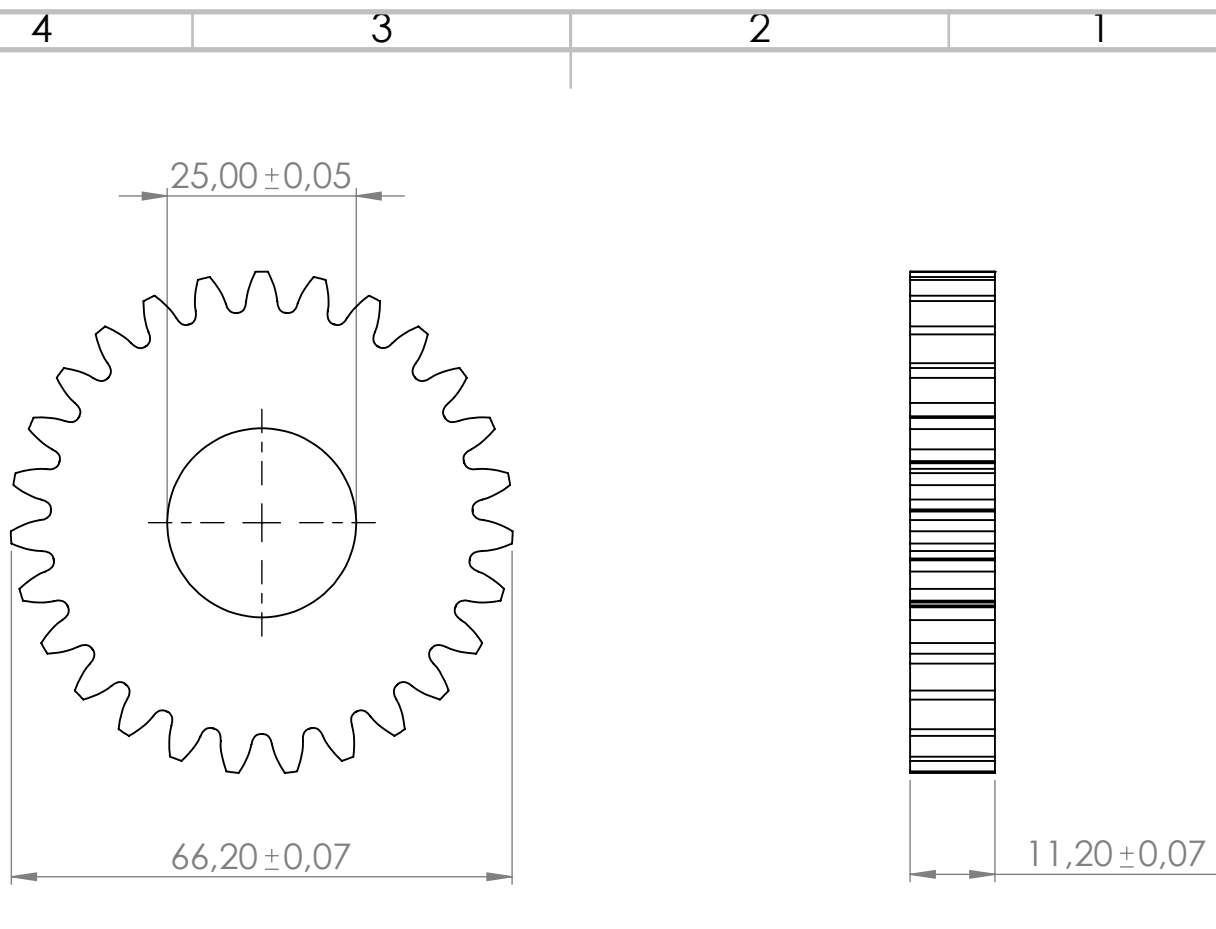
Tabla 17. Comparativa características caja de cambios Standard y Diseño

STANDARD DISEÑO	$P(z)$	$S(z)$	Rel. Trans. i	Rel. Trans. i Diseño	Salto %	Salto % Diseño
1ª	14	36->27	2,57	1,93	-	-
2ª	18->20	32->29	1,78	1,45	30,9	24,8
3ª	22	29->27	1,32	1,23	25,9	15,4
4ª	24	26	1,08	1,08	17,8	11,7
5ª	26	25	0,96	0,96	11,2	11,2
6ª	27	24	0,89	0,89	7,6	7,6

- Los valores que se encuentran en columnas de color gris hacen referencia a la caja de cambios original.
- Los valores de color azul o que se encuentran dentro de una columna de color azul pertenecen a la caja de cambios diseñada.

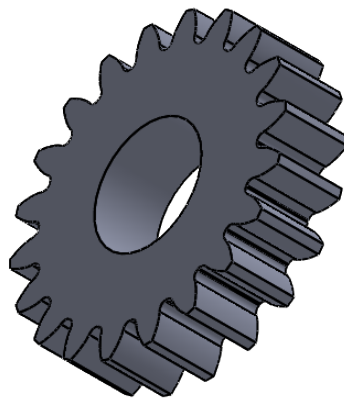
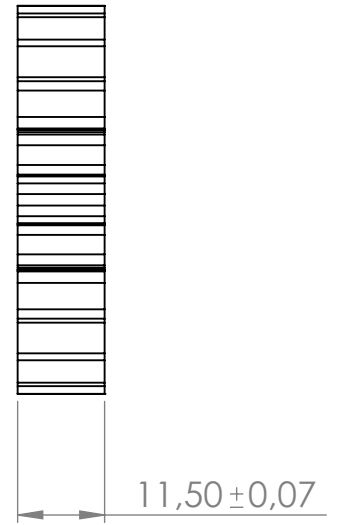
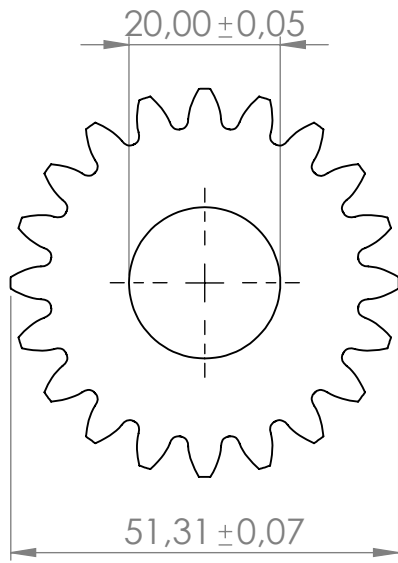
Destaca una reducción de la relación de transmisión i desde la 1ª hasta la 3ª relación de transmisión lo que provoca a su vez un detrimento del salto entre las marchas que van desde la 2ª hasta la 4ª.

13. PLANOS



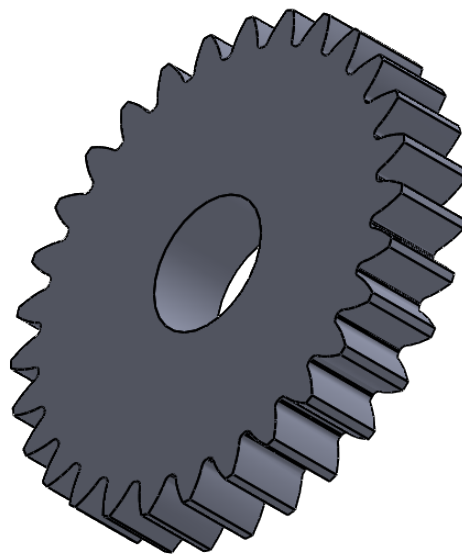
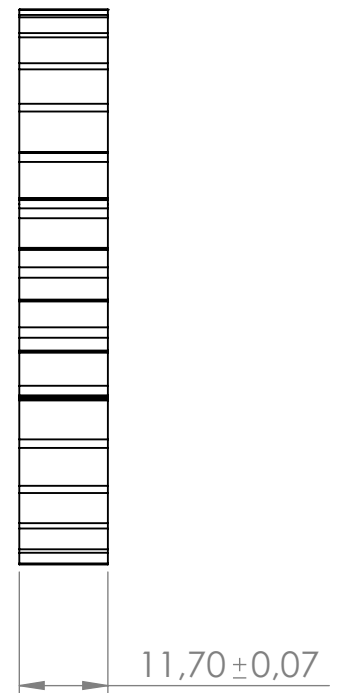
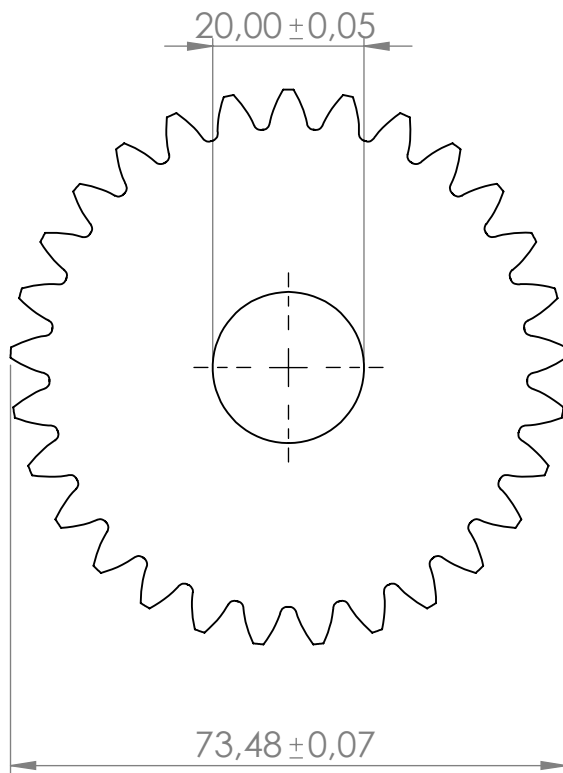
TOLERANCIAS SEGÚN NORMA DIN 7168

CARACTER. RUEDA S1	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR DE ALCOY - EPSA	
Nº DIENTES Z 27	AUTOR CARLOS TOMÁS PASTOR	FECHA ABRIL 2019
PASO 6.28	TÍTULO DISEÑO ENGRANAJES	Nº PLANO 1
DIAM. PRIM. 54	SITUACIÓN CAJA CAMBIOS - YAMAHA RD350	MATERIAL AISI 5046
UNIDADES mm	TÍTULO DEL PLANO RUEDA A. SECUNDARIO REL. 1 (S1)	ESCALA 1:1



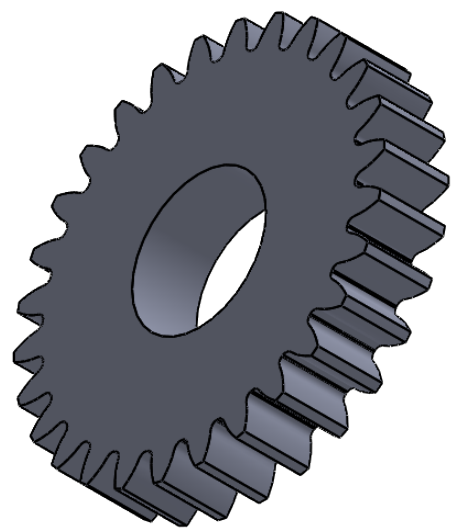
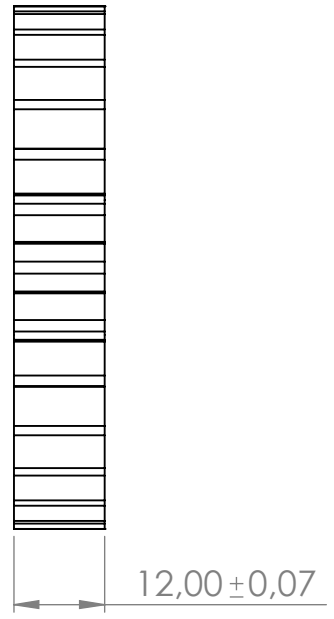
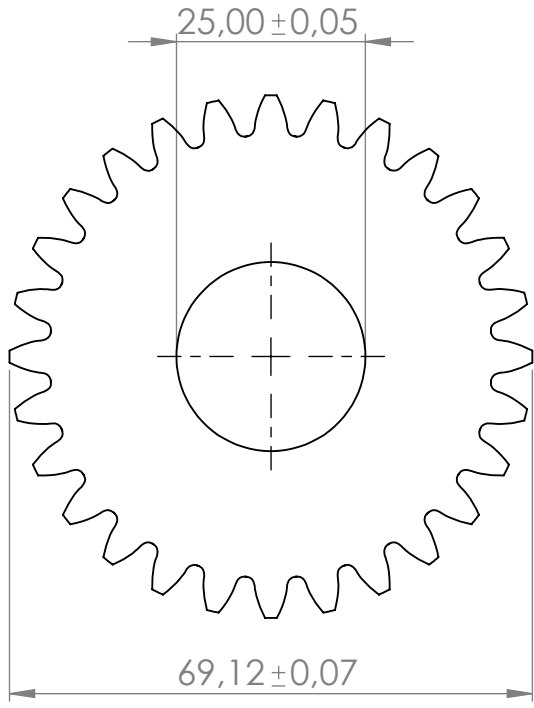
TOLERANCIAS SEGUN NORMA DIN 7168

CARACTER. RUEDA P2	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR DE ALCOY - EPSA	
Nº DIENTES Z 20	AUTOR CARLOS TOMÁS PASTOR	FECHA ABRIL 2019
PASO 6.28	TÍTULO DISEÑO ENGRANAJES	Nº PLANO 2
DIAM. PRIM. 40	SITUACIÓN CAJA CAMBIOS - YAMAHA RD350	MATERIAL AISI 5046
UNIDADES mm	TÍTULO DEL PLANO RUEDA A. PRIMARIO REL. 2 (P2)	ESCALA 1:1



TOLERANCIAS SEGUN NORMA DIN 7168

CARACTER. RUEDA S2	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR DE ALCOY - EPSA	
Nº DIENTES Z 29	AUTOR CARLOS TOMÁS PASTOR	FECHA ABRIL 2019
PASO 6.28	TÍTULO DISEÑO ENGRANAJES	Nº PLANO 3
DIAM. PRIM. 58	SITUACIÓN CAJA CAMBIOS - YAMAHA RD350	MATERIAL AISI 5046
UNIDADES mm	TÍTULO DEL PLANO RUEDA A. SECUNDARIO REL. 2 (S2)	ESCALA 1:1



TOLERANCIAS SEGUN NORMA DIN 7168

CARACTER. RUEDA S3	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR DE ALCOY - EPSA	
Nº DIENTES Z 27	AUTOR CARLOS TOMÁS PASTOR	FECHA ABRIL 2019
PASO 6.28	TÍTULO DISEÑO ENGRANAJES	Nº PLANO 4
DIAM. PRIM. 54	SITUACIÓN CAJA CAMBIOS - YAMAHA RD350	MATERIAL AISI 5046
UNIDADES mm	TÍTULO DEL PLANO RUEDA A. SECUNDARIO REL. 3 (S3)	ESCALA 1:1

14. PRESUPUESTO

Mano obra ingeniero

- Horas de diseño (25 h) 875 €
- Horas de modelado y simulación (50 h) 1750 €

➤ **2.625, 00€**

Hardware

- Horas de diseño (25 h) 6,25 €
- Horas de modelado y simulación (50 h) 12,5 €

➤ **18, 75 €**

Material

- Varilla AISI 5046 20 €
500 mm longitud x 80 mm diámetro
Proveedor: ThyssenKrupp
- Gastos de envío 10 €

➤ **30, 00 €**

Fabricación

- Conformado en frío 1 pieza 95 € 380 €
(x 4 piezas)
- Templado y revenido 1 pieza 80 € 320 €
(x 4 piezas)

➤ **700 €**

TOTAL

3.374, 00 €

Consideraciones para el cálculo:

Mano de obra ingeniero: 35 €/hora

15. PLIEGO DE CONDICIONES

CAPÍTULO 1: PLIEGO DE CONDICIONES GENERALES

En el presente pliego de condiciones se definen los requisitos técnicos necesarios para la correcta realización del proyecto de rediseño de los piñones de la caja de cambios de la motocicleta Yamaha RD350. En él se haya las especificaciones básicas para la correcta ejecución del mismo.

1. Ejecución del proyecto

Para una adecuada ejecución del proyecto deberán seguirse las especificaciones técnicas que han sido descritas tanto en la memoria como en los sucesivos anexos y garantizar el cumplimiento de los requisitos allí descritos.

Los elementos que se utilicen deberán poseer las características mencionadas en la memoria o equivalentes en cuanto a propiedades y especificaciones técnicas.

Los cálculos justificativos están descritos en la memoria y los planos facilitados definen las magnitudes finales de cada elemento.

CAPÍTULO 2: PLIEGO DE CONDICIONES PARTICULARES

2. Características técnicas

2.1. Especificaciones generales

- El motor de la motocicleta presenta unas especificaciones técnicas determinadas descritas en la memoria las cuales no podrán superarse para su correcto funcionamiento. En todo caso podrá emplearse un motor con unas características de potencia y par inferiores.
- El material seleccionado de un fabricante en concreto para la fabricación de los engranajes podrá ser sustituido por otro similar con idénticas propiedades mecánicas.

2.2. Especificaciones de elementos constructivos

- Los engranajes diseñados deben cumplir con los requisitos técnicos establecidos en el presente proyecto.
- Los rodamientos utilizados para sustentar los árboles deberán ser de características idénticas o superiores a los que vienen instalados de serie en la caja.
- La potencia del motor utilizado deberá ser igual o inferior a 62,76 CV.
- Las ruedas de la motocicleta deberán ser de especificaciones similares o superiores a las que monta de serie.
- El aceite empleado para la lubricación de la caja de cambios deberá ser el *Castrol MTX 10W-40*, o en su defecto, un aceite de base mineral con viscosidad igual a SAE 10W40.

2.3. Especificaciones de elementos de fabricación

- Las relaciones de transmisión establecidas en cada uno de los diferentes elementos se debe cumplir con una tolerancia de 0,07 mm según se especifica en la norma DIN 7168.
- El número de dientes así como el resto de cotas de los engranajes deberán ser las especificadas en la memoria y los planos.
- Los engranajes deben tener la misma forma y entalladuras homólogos de la caja de cambios original
- Los engranajes deberán conservar un ángulo de presión igual a 20° con sus respectivos.
- Los engranajes fabricados deberán mantener la posición de sus homólogos originales tal y como se describe en la memoria.
- Los engranajes fabricados deberán conservar el mismo ancho de los engranajes originales.
- Se deberán emplear los mismos elementos de sujeción tales como: anillas y ranuras de anclaje que se utilizaban en la caja original.
- Utilizar el mismo tipo de dentado utilizado en la caja de cambios de serie.
- El material de fabricación debe ser el especificado en cada caso en la memoria técnica, siendo exclusivo el uso del mismo.
- Las herramientas de fabricación deben ser las especificadas en la memoria técnica siendo obligatorio su cumplimiento.

2.4. Especificaciones de fabricación

- La parte externa de los engranajes deberá ser fabricada mediante el método de conformado en frío. La velocidad máxima de mecanizado será de 11,9 m/min o inferior, según especificaciones del fabricante.
- El proceso de mecanizado deberá estar lubricado en todo momento mediante un suministro de aceite hidráulico entre la matriz de corte y el material.
- La matriz utilizada para dicho conformado deberá garantizar la obtención final del número de dientes y parámetros establecidos en la memoria y en los planos para cada uno de los engranajes.
- Una vez mecanizadas las piezas deberá aplicarse un tratamiento térmico de templado y revenido en aceite a 315°.

2.5. Especificaciones de montaje

- En primer lugar se deberá llevar a cabo el desmontaje de los engranajes originales a sustituir según se especifique en el manual de reparaciones de la motocicleta Yamaha RD350.
- Una vez extraídos los engranajes que van a ser reemplazados se procederá al montaje de los engranajes nuevos. En dicho montaje deberán seguirse las indicaciones establecidas en el manual de reparaciones de la motocicleta Yamaha RD350 para este fin.

16. CONCLUSIONES

A través del presente trabajo se ha conseguido mejorar notablemente el rendimiento de la motocicleta Yamaha RD350 en el circuito de Calafat mediante la modificación de cuatro ruedas dentadas que forman parte de la caja de cambios. Atendiendo a las indicaciones del piloto se ha conseguido reducir el salto entre marchas, y un mayor aprovechamiento de la primera relación mejorando el rendimiento en circuitos con curvas cerradas.

Tras los cálculos y simulaciones realizadas se puede concluir que el material escogido para la fabricación de estos engranajes (AISI 5046, Templado y revenido en aceite a 315°C) cumple con las especificaciones requeridas. Se han podido obtener unos coeficientes de seguridad mayores o iguales a 2 en todos los casos, además de garantizar su resistencia a fatiga durante los ciclos de vida que se esperan para su uso.

Con el nuevo diseño de la caja de cambios se han obtenido una serie de mejoras. En primer lugar disminuir la diferencia entre la relación de transmisión entre la primera marcha y la segunda lo cual conlleva una reducción del salto entre ambas relaciones. Esto permite sacrificar un poco de aceleración en la primera marcha haciéndola más larga, es decir, con capacidad para ofrecer más velocidad y además reducir la caída de revoluciones durante el cambio a la segunda relación, ya que sus respectivas relaciones de transmisión son más cercanas entre sí. Esto es muy positivo ya que la primera se usa exclusivamente durante la salida y en las carreras de resistencia la salida no es un factor tan determinante como podría serlo en carreras convencionales.

La segunda marcha es ahora más larga, es decir, tiene una relación de transmisión menor. Esto provoca una mayor estirada en revoluciones aumentando su usabilidad en curvas cerradas sin tener que subir a la tercera marcha, lo que causaría una gran caída del número de revoluciones y por tanto un alejamiento del régimen de giro óptimo. Esto es muy conveniente para las curvas 2 y 3 del Circuito de Calafat y en general para todos aquellos circuitos con curvas cerradas. Además se ha logrado un salto entre marchas más estrecho con lo que se reduce notablemente la caída de revoluciones en los cambios de marcha ascendentes lo que provoca una aceleración más rápida.

Algunas limitaciones de diseño previas, como por ejemplo, la que establece el uso de los mismos árboles y métodos de anclaje de la caja de cambios original, han restringido en cierto modo su diseño. Si bien es cierto, se podría haber realizado un rediseño completo de los árboles, y no depender de esta limitación, otorgando más libertad a la hora de realizar modificaciones. Esta posibilidad fue contemplada pero se decidió dejar estos elementos invariados para simplificar el proceso de cálculo y aumentar las garantías de un mejor funcionamiento aprovechando estos elementos de serie que ya han sido probados.

Como líneas futuras de investigación se sugiere la modificación del piñón de la primera velocidad del árbol primario. Este piñón va mecanizado en el propio árbol, por tanto para modificarlo es necesario rediseñar el árbol completo.

Por parte del estudiante la realización de este trabajo ha supuesto un reto de recopilación e integración de todos los conocimientos adquiridos durante el transcurso del grado.

Mediante la elaboración del mismo se han presentado dificultades y desafíos que se han podido abordar con razonamiento crítico y analítico. De ello se aprende que ninguna empresa o proyecto está exento de dificultades, pero que con las herramientas adecuadas se pueden superar las adversidades. Ha resultado muy satisfactorio recorrer el camino que va desde el nacimiento de una idea hasta su proyección y materialización final.

17. BIBLIOGRAFÍA

- [1] *Caja de cambios*. (s.f.). En Wikipedia. Consultada el 22 de enero de 2019 en https://es.wikipedia.org/wiki/Caja_de_cambios
- [2] Arias-Paz Guitián, Manuel. (2005). *Motocicletas*. Madrid: CIE Dossat 2000, D.L. ISBN:9788496437265
- [3] Valverde, José. (2013). *Caja de cambios de una motocicleta*. Consultado el 6 de febrero de 2019, en <https://tecnoblogueando.blogspot.com/2013/04/caja-de-cambios-de-una-motocicleta.html>
- [4] Colomina Francés, Francisco Javier. (2017). *Temario Chasis y Transmisión*. Alcoy: UPV
- [5] Imajey Consulting Engineers Pvt Ltd. (2013). *Introduction of Spur gear design*. Consultado el 26 de febrero de 2019, en <https://www.learnengineering.org/spur-gear-design.html>
- [6] Circuito de Calafat. (2015). *Un circuito trazado frente al mar*. Consultado el 5 de marzo de 2019, en <http://www.circuitcalafat.com/circuito-de-velocidad.aspx>
- [7] Plá Ferrando, Rafael; Colomina Francés, Francisco Javier; Masiá Vañó, Jaime; Esquerdo Lloret, Vicente. (2002). *Problemes de teoria de màquines*. Valencia: Universitat Politècnica de València, D.L. ISBN: 8497051645
- [8] V. B. Bhandari. (1994). *Design of Machine Elements*. India: Mc Graw Hill Education. ISBN: 9789339221126
- [9] Rodríguez Galbarro, Hermenegildo. (2016). *Fundamentos de las Transmisiones por Engranajes*. Consultada el 16 de febrero de 2019, en <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn151.html>