



MASTER EN INGENIERÍA DE AUTOMOCIÓN

ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES

TRABAJO FIN DE MÁSTER

OPTIMIZACIÓN DE LAS RELACIONES DE TRANSMISIÓN DE UN VEHÍCULO DE COMPETICIÓN UTILIZANDO EL SOFTWARE AVL CRUISE

Autor: D. Juan Martínez Rodríguez

Tutor: D. Andrés Melgar Bachiller

Valladolid, Septiembre de 2016

Escuela Ingenierías Industriales

Depto. Ing^a Energética y Fluidomecánica

Paseo del Cauce 59

47011 Valladolid
(España)



Fundación Cidaut

Parque Tecnológico de Boecillo, 209

47151 Boecillo (Valladolid)

España





Escuela Ingenierías Industriales

Depto. Ing^a Energética y Fluidomecánica

Paseo del Cauce 59

47011 Valladolid
(España)



Fundación Cidaut

Parque Tecnológico de Boecillo, 209

47151 Boecillo (Valladolid)

España



OPTIMIZACIÓN DE LAS RELACIONES DE TRANSMISIÓN DE UN VEHÍCULO DE COMPETICIÓN UTILIZANDO EL SOFTWARE AVL CRUISE

RESUMEN BREVE

Este TFM presenta el estudio de optimización de la caja de cambios de un vehículo deportivo. Con el objetivo de recabar información acerca del comportamiento dinámico del vehículo se ejecutaron diversas simulaciones mediante el software AVL-CRUISE. Para la realización de dichas simulaciones se realizó una modelización de un vehículo deportivo y un circuito de carreras utilizando este software.

Para realizar los cálculos fue necesaria la utilización de una matriz de simulaciones, utilizando como variable la relación de transmisión en cada marcha a fin de analizar la configuración óptima para el circuito dado. Los resultados obtenidos con el software AVL-CRUISE se utilizan para analizar resultados experimentales y las hipótesis teóricas consideradas.

Palabras clave: Software AVL-CRUISE, relaciones de transmisión, caja de cambios, vehículo deportivo, simulación.

SPORTS CAR GEAR RATIO OPTIMIZATION USING AVL'S CRUISE SOFTWARE

SHORT ABSTRACT

This TFM presents a theoretical study of gearbox optimization for a sports car. Various tests were executed by simulation using the AVL-CRUISE software to gather information about the vehicle's dynamic behavior. To perform these tests, a modeling of the vehicle and a racetrack were made with the software.

A matrix of simulations was performed using different gear ratios as variables in order to analyze the optimal gear set configuration for the racetrack. The results obtained using the AVL-CRUISE software were used to analyze experimental results and theoretical considerations.

Keywords: AVL-CRUISE software, transmission, gear ratio, sports car, simulation.

OPTIMIZACIÓN DE LAS RELACIONES DE TRANSMISIÓN DE UN VEHÍCULO DE COMPETICIÓN UTILIZANDO EL SOFTWARE AVL CRUISE

RESUMEN EJECUTIVO

En la búsqueda por una mejora de las prestaciones y rendimiento de los vehículos de competición, es necesario evaluar diferentes avances tecnológicos con respecto a su potencial para cumplir estos requerimientos. Uno de estos avances es el estudio de condiciones de trabajo mediante softwares de simulación, siendo el caso que ocupa este trabajo el estudio de optimización de las relaciones de transmisión.

Este estudio usa como soporte el software de simulación de sistemas CRUISE a través de las diferentes fases de desarrollo.

Considerando los cuatro productos que AVL posee destinados a la simulación, CRUISE es la herramienta más importante para encontrar el balance adecuado entre economía de consumo, emisiones, rendimiento y calidad para vehículos tanto convencionales como alternativos. Este software se utiliza para analizar parámetros operacionales para todo el vehículo, incluido el grupo motopropulsor, transmisión y sistema de tratamiento de gases de escape.

Dadas las condiciones de los motores de combustión, se pueden identificar mejoras significativas en el diseño utilizando el análisis de los componentes mediante simulaciones, lo que da como resultado una reducción de los costes de desarrollo. En este sentido, los puntos de mejora críticos pueden identificarse sin la necesidad de ensayos experimentales, o con un número más reducido de mediciones, realizadas únicamente para validar los resultados obtenidos en poco tiempo por medio de softwares de simulación.

Para la realización de este estudio, se emplearon matrices de simulación, usando como variables las diferentes relaciones de transmisión en cada marcha a partir de las relaciones geométricas dadas en la caja de cambios comercial del modelo de vehículo seleccionado. Esta matriz de simulaciones proporciona datos sobre el rendimiento del vehículo en las diferentes pruebas a las que se le somete.

Los resultados obtenidos utilizando el software CRUISE se usaron para analizar el rendimiento del modelo de vehículo seleccionado en un circuito de carreras específico, estableciendo como parámetros prioritarios la aceleración a la salida de las curvas, velocidad del vehículo en las rectas y el tiempo total de vuelta desde parado.

SPORTS CAR GEAR RATIO OPTIMIZATION USING AVL'S CRUISE SOFTWARE

EXECUTIVE ABSTRACT

In the search for improved performance and capability of sports cars, several technological advances need to be evaluated with respect to their potential of fulfilling these requirements. One of these technological advances is to study different working conditions using simulation software. In this case, the optimization study of a gearbox transmission ratio.

This optimization study is supported by AVL CRUISE vehicle system simulation solution through different development phases.

When considering the four AVL products specially designed for simulation purposes, CRUISE is the prime tool for finding the right balance between fuel economy, emissions, performance and drive quality for conventional and alternative vehicle concepts. This software also can be used to analyze operational parameters for the entire vehicle, including the power unit, transmission and after-treatment system. This allows reducing the need for experimental trials and results in decreased development costs, with immediate identification of critical points where significant improvements can be achieved.

Given the conditions of SI engines operation, several improvements can be identified by performing simulations, which results in decreased development costs. In this way, critical points where significant improvements can be achieved are identified without the need for actual experimental trials, or a much smaller number of measurements performed just to validate the results obtained in a very short time by using the simulation software.

A full factorial matrix of simulations was performed using different gear ratios as variables, considering the optimal gear set for the gearbox geometrical configuration. This simulation matrix provides useful information about the model's performance in the different tests.

The results obtained using the AVL-CRUISE software were used to determine the optimal gear ratios that provide the best performance for a particular racetrack. The main parameters considered were acceleration off the corners, straightaway speed and total lap time.

AGRADECIMIENTOS

A mis padres, por su apoyo y su paciencia.

A mis compañeros de máster, por su ayuda a lo largo del curso.

A D. Andrés Melgar, por aportar sus extensos conocimientos del mundo del automóvil a este TFM, y por su ayuda y tutela en el mismo.

A D. Francisco Tinaut, por su labor en la dirección y coordinación del Máster en Ingeniería de Automoción.

INDICE

1	INTRODUCCIÓN	1
1.1	Antecedentes y justificación del TFM.....	1
1.2	Objetivos	2
1.3	Alcance y desarrollo del TFM.....	2
2	ESTADO DE LA TÉCNICA.....	3
2.1	La caja de cambios en el vehículo.....	3
2.1.1	Cajas de cambios de ejes paralelos	4
2.1.2	Cajas de cambios de competición.....	5
2.2	Relación de transmisión.....	6
2.2.1	Cálculo de relaciones de transmisión para una caja de cambios.....	6
2.2.2	Relaciones geométricas entre engranajes	7
2.3	Optimización de las relaciones de transmisión para vehículos de carreras.....	8
2.3.1	Influencia de las relaciones cortas de transmisión	8
2.3.2	Selección de las relaciones de transmisión en función del circuito	9
3	PLANTEAMIENTO DE LA METODOLOGÍA Y DESARROLLO DEL TFM	11
3.1	Elección y modelización del vehículo.....	11
3.1.1.	Características del vehículo.....	11
3.1.2.	Modelado del vehículo en AVL CRUISE	12
3.2	Determinación de ensayos e introducción de datos	15
3.2.1.	Condiciones de los ensayos y modelización del conductor.....	15
3.2.2.	Simulación de aceleración desde reposo.....	17
3.2.3.	Simulación en circuito.....	18
3.3	Cálculo del modelo mediante matriz de simulaciones.....	22
3.3.1.	Características de la caja de cambios	22
3.3.2.	Introducción de datos como variables.....	24
3.3.3.	Elección de puntos clave.....	25
4	ANÁLISIS DE RESULTADOS	27
5	CONCLUSIONES.....	33
5.1.	Conclusiones	33
5.2.	Principales aportaciones del autor del TFM.....	34
5.3.	Sugerencias para trabajos futuros	34
	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	35

ÍNDICE DE FIGURAS

fig. 1. Ciclo NEDC	1
fig. 2. Sección de una caja de cambios de 6 velocidades	3
fig. 3. Engranaje helicoidal	4
fig. 4. Ejemplos de transmisión de par y velocidad en engranajes de dientes rectos	5
fig. 5. Diagrama de dientes de sierra	6
fig. 6. Engranaje helicoidal	7
fig. 7. Comparativa entre dos relaciones de transmisión.....	9
fig. 8. Renault Megane RS Trophy	11
fig. 9. Modelización del vehículo mediante módulos.....	12
fig. 10. Curva de potencia del vehículo	13
fig. 11. Introducción de relaciones de transmisión como variables.....	13
fig. 12. Parámetros seleccionados para visualización de datos en monitor.....	14
fig. 13. Conexión de módulos mediante el bus de datos	15
fig. 14. Modelización del comportamiento del conductor.....	16
fig. 15. Proceso de cambio de marcha.....	17
fig. 16. Circuito del Jarama	18
fig. 17. Modelización del perfil de altitud del circuito	19
fig. 18. Modelización del perfil de curvatura	19
fig. 19. Diagrama de fuerzas en una curva con peralte.....	20
fig. 20. Velocidad del vehículo en circuito	21
fig. 21. Ejemplo de modelado de un ciclo UDC con la herramienta <i>profile</i>	21
fig. 22. Dimensiones de la caja de cambios	23
fig. 23. Representación de las variables y sus diferentes valores	25
fig. 24. Puntos de medida en el ensayo de aceleración.....	25
fig. 25. Velocidad del vehículo y marcha engranada	30
fig. 26. Velocidad del vehículo y marcha engranada	30

1 INTRODUCCIÓN

1.1 Antecedentes y justificación del TFM

El mundo del automovilismo de competición, además de ser uno de los espectáculos más populares del mundo, se ha convertido en un importante laboratorio de pruebas de cara a la investigación y el desarrollo de importantes mejoras para los vehículos de calle, es especial en materia de seguridad, pero también es aspectos relacionados con la mecánica y la aerodinámica.

Este trabajo se centra en el análisis de mejora y optimización de las características de transmisión y configuración de la caja de cambios de un vehículo deportivo para su uso en circuito.

De acuerdo con [Le Guen, 2011], hoy en día el sistema de transmisión del automóvil es cada vez más complejo debido al incremento del número de tipos de cajas de cambios, lo que requiere patrones de cambio de marchas diferentes ya sea manual, automático, transmisiones con doble embrague, etc. Este incremento en la variedad de tipos de cajas de cambios requiere un mayor esfuerzo para la optimización global del sistema de transmisión.

La optimización de las relaciones de transmisión debe satisfacer diferentes requisitos en función de las necesidades del cliente, ya sea enfocada a la reducción emisiones, disminución de consumo de combustible, o mejora del rendimiento del vehículo.

Para el estudio de estas características se utilizará un software para simular diferentes condiciones de trabajo, el software CRUISE de AVL. Este software, considerado una de las herramientas más potentes y robustas para el análisis de sistemas y simulación de dinámica de vehículos ha sido cedido temporalmente para la realización de este trabajo por la empresa AVL, una de las empresas independientes más grandes del mundo en el campo del desarrollo de sistemas motopropulsores, instrumentación y simulación.

CRUISE permite la simulación de rendimiento del vehículo durante la conducción, su consumo y emisiones. Estas simulaciones pueden utilizarse para el modelado de todas las configuraciones del vehículo con fidelidad. También permite la reutilización de modelos o sub sistemas en diferentes fases de la optimización del proceso con el objeto de mejorar el rendimiento del vehículo. [Mihon, 2011].

Estos modelos son de gran utilidad a la hora de simular los ciclos de conducción y homologación, tanto los ciclos NEDC europeos como los EPA de Estados Unidos, o los ciclos de Japón. Todos estos ciclos han sido incorporados por AVL al software en forma de ensayos tipo *cruise*, teniendo el usuario opción en todo momento de crear nuevos trazados o adaptar los existentes.

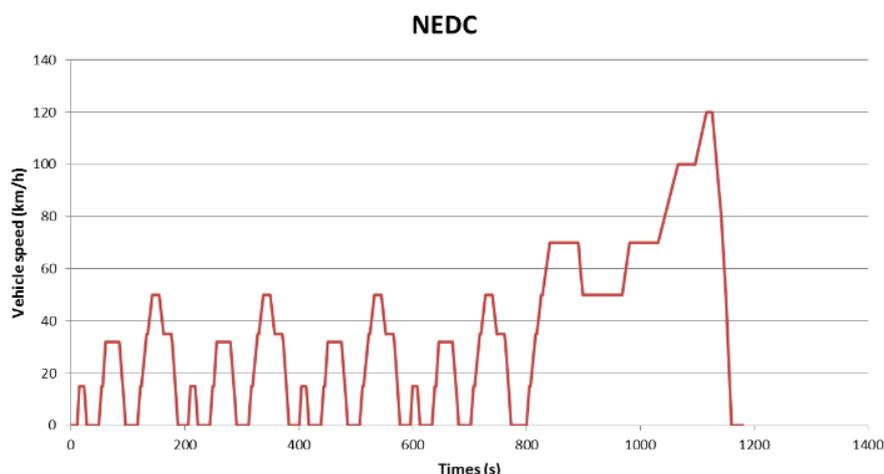


fig. 1. Ciclo NEDC

1.2 *Objetivos*

El objetivo principal de este TFM es la realización de un estudio, tanto teórico como mediante simulación, de la influencia de las relaciones de transmisión de la caja de cambios de un vehículo de carreras para su uso en un circuito específico, en este caso el circuito del Jarama.

El estudio se centrará en el comportamiento dinámico del vehículo en circuito, con el objetivo de analizar las posibilidades del software y simular aplicaciones diferentes de las utilizadas normalmente para optimizar consumos y emisiones de gases.

Se pretende, finalmente, tras analizar los resultados obtenidos en CRUISE, establecer un criterio de elección de las relaciones de transmisión óptimas para cada tipo de circuito, simulando las condiciones de dicho circuito y los parámetros característicos del modelo de vehículo.

1.3 *Alcance y desarrollo del TFM*

La estructura de este TFM se divide en dos partes, una parte de investigación y aprendizaje, y otra en la que se englobarían las simulaciones realizadas y el análisis de los resultados.

La primera parte se ha centrado principalmente en el aprendizaje y la adaptación al uso de un software del cual no se tenían nociones previas. Durante este periodo de aprendizaje se modelizaron varios vehículos de prueba, además de modificar los modelos incluidos por AVL con el objetivo de comparar resultados y detectar errores en los modelos realizados.

Una vez optimizados estos modelos de prueba, se realizaron simulaciones de aceleración, frenado, rendimiento en cuestas, tracción máxima, etc. a fin de determinar cuáles de estas simulaciones podrían ser de utilidad para estudiar la optimización de alguno de los parámetros modificables del vehículo. Después de precisar el parámetro a optimizar (relaciones de transmisión en cada marcha) se decidió incluir en el estudio la modelización de un circuito de carreras y la simulación del modelo en dicho circuito.

A la vez que se inicia la adaptación de las simulaciones ya realizadas con los modelos de pruebas, se comienza un periodo de investigación con el objetivo de recabar el máximo volumen de datos posible para la modelización, tanto del circuito (perfiles de altitud, curvatura, tramos), como del vehículo seleccionado para las simulaciones (parámetros de motorización, geométricos). Se realiza, además, un análisis teórico de la influencia de las relaciones de transmisión en el automovilismo de competición, a fin de establecer una hipótesis de partida y comparar, una vez realizadas las simulaciones, los datos obtenidos con el análisis teórico realizado.

En la segunda etapa del trabajo se realizan, gracias a los datos obtenidos, las modelizaciones del vehículo y del circuito. Se establecen, del mismo modo, las condiciones para las simulaciones y se programan los cálculos a realizar. Una vez realizados los cálculos se analizan los resultados en base a diferentes parámetros, como la aceleración, revoluciones del motor en cada tramo y, principalmente, tiempo de vuelta al circuito.

El objetivo final es la elección de la configuración óptima de la caja de cambios que permita una mejora del rendimiento del vehículo en el circuito en el que se realiza la simulación, y la comparación de los datos obtenidos con algunos datos experimentales obtenidos, a fin de verificar la validez de las simulaciones realizadas.

2 ESTADO DE LA TÉCNICA

2.1 La caja de cambios en el vehículo

La caja de cambios es el elemento de transmisión que se interpone entre el motor y las ruedas con el objetivo de modificar el número de revoluciones de las mismas e invertir el sentido de giro cuando las necesidades de la marcha así lo requieran. Actúa, por tanto, como transformador de velocidad y convertidor mecánico de par.

Para que el motor desarrolle suficiente fuerza para superar el par resistente, es necesario colocar un órgano que permita hacer variar el par motor según las necesidades de la marcha.

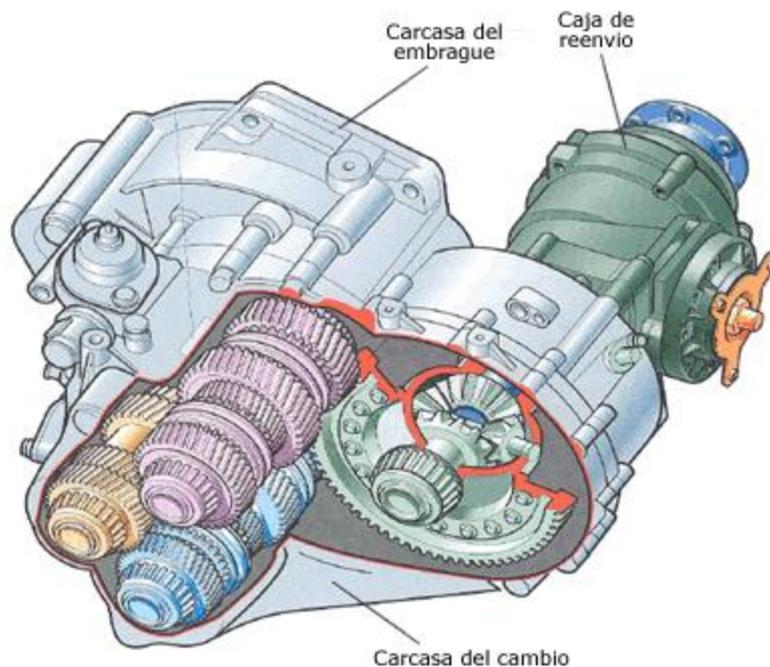


fig. 2. Sección de una caja de cambios de 6 velocidades

La caja de cambios, por tanto, se dispone en los vehículos para obtener, por medio de engranajes, el par motor necesario en las diferentes condiciones de marcha, aumentando el par de salida a cambio de reducir el número de revoluciones en las ruedas. Con la caja de cambios se logra mantener, dentro de unas condiciones óptimas, la potencia desarrollada por el motor.

Se denominan **cajas manuales** a aquellas que necesitan de la intervención de un conductor para alterar las relaciones de cambio. Se componen de elementos estructurales y funcionales de tipo mecánico. En este tipo de cajas de cambio, la selección de las diferentes velocidades se realiza mediante mando mecánico, aunque éste puede estar robotizado.

Los elementos sometidos a rozamiento como ejes, engranajes, sincronizadores, o selectores están lubricados mediante baño de aceite en el cárter, aislados del exterior mediante juntas que garantizan la estanqueidad. Los acoplamientos en el interior se realizan mediante mecanismos compuestos de balancines y ejes guiados por cojinetes. El accionamiento de los mecanismos internos desde el exterior de la caja se realiza mediante cables flexibles no extensibles o varillas rígidas.

Las distintas velocidades de que consta la caja están sincronizadas. Esto quiere decir que disponen de mecanismos de sincronización que permiten igualar las velocidades de los distintos ejes de que consta

la caja durante el cambio de una a otra. La conexión cinemática entre el motor y la caja de cambios se realiza mediante el embrague.

Se estudiarán con más detenimiento las características y funcionamiento de la caja de cambios seleccionada para el modelo en el siguiente capítulo.

2.1.1 Cajas de cambios de ejes paralelos

Esta caja de cambio es la más utilizada en la actualidad para vehículos de serie por su sencillo funcionamiento. Está constituida por una serie de piñones de acero al carbono, que se obtienen por estampación en forja y sus dientes tallados en máquinas especiales, con un posterior tratamiento de temple y cementación para obtener la máxima dureza y resistencia al desgaste.

Estos piñones, acoplados en pares de transmisión, van montados sobre árboles paralelos que se apoyan sobre cojinetes en el interior de una carcasa, que suele ser de fundición gris o aluminio y sirve de alojamiento a los piñones y demás dispositivos de accionamiento, así como de recipiente para el aceite de lubricación de los mismos.

Los piñones, engranados en toma constante para cada par de transmisión, son de **dientes helicoidales**. Este tipo de engranaje se caracteriza por su dentado oblicuo con relación al eje de rotación. Los engranajes helicoidales tienen la ventaja de que transmiten más potencia y velocidad que los rectos, además de permitir un funcionamiento más silencioso y una mayor superficie de contacto, con lo cual, al ser menor la presión que sobre ellos actúa, se reduce el desgaste en los mismos.



fig. 3. Engranaje helicoidal

Los números de dientes del piñón conductor y del conducido son primos entre sí, para repartir el desgaste por igual entre ellos y evitar vibraciones en su funcionamiento.

Lo más característico de un engranaje cilíndrico helicoidal es la hélice que forma, siendo considerada la hélice como el avance de una vuelta completa del diámetro primitivo del engranaje. De esta hélice deriva el ángulo β que forma el dentado con el eje axial. Este ángulo tiene que ser igual para las dos ruedas que engranan pero de orientación contraria.

Su valor se establece de acuerdo con la velocidad que tenga la transmisión, aunque como datos orientativos se suelen tomar los siguientes:

Velocidad lenta: $\beta = 5^\circ - 10^\circ$

Velocidad normal: $\beta = 15^\circ - 25^\circ$

Velocidad elevada: $\beta = 30^\circ - 45^\circ$

2.1.2 Cajas de cambios de competición

La mayoría de los vehículos de competición utiliza cambio secuencial y un tipo de engranaje distinto, de **dientes rectos**, en lugar de los engranajes de dientes helicoidales de las cajas de cambios convencionales. Este tipo de cajas de cambio se conocen con el nombre de *dog boxes* o *crash boxes*, y se asemejan a las cajas de cambios antiguas y a las utilizadas en camiones. Se denominan así por la dificultad en engranar la marcha y el ruido que hace. Estas cajas de cambios se empezaron a usar en competición, donde se requieren cambios de marcha rápidos y precisos, debido también a la sencillez y rapidez con la que se puede modificar la relación de transmisión, lo que es una característica importante a la hora de confeccionar los reglajes para cada una de las pistas.

La diferencia fundamental entre este tipo de engranajes de dientes rectos y los usados en las cajas de cambio convencionales es que en los helicoidales hay tres dientes engranados a la vez, lo que asegura que la fuerza que soporta cada diente es menor. En los engranajes de dientes rectos no ocurre de esta forma, y la potencia que llega a cada uno es mayor, lo que requiere que los dientes sean más duros y resistentes. Es importante también tener en cuenta la aplicación direccional de la fuerza, puesto que los dientes helicoidales tienen tendencia a sufrir empujes laterales y perder velocidad debido a la fricción lateral a la que están sometidos. Los engranajes de dientes rectos no sufren esas pérdidas, por lo que se consigue la transmisión de un par más elevado.

Otra característica importante es que en competición, debido a que los volantes motor son aligerados y a los cambios bruscos de revoluciones, se producen pulsos de par irregulares, lo que hace que las cajas de cambios de dientes helicoidales se resientan, llegándose a producir roturas de dientes. Los dientes rectos son más ruidosos, pero soportan mejor estos pulsos de par.

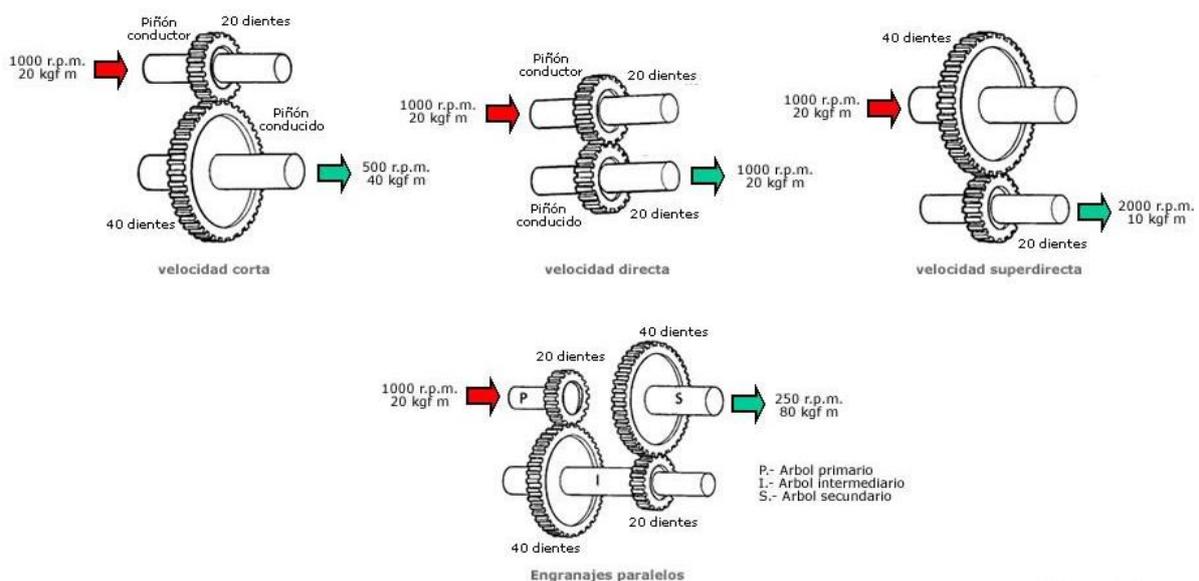


fig. 4. Ejemplos de transmisión de par y velocidad en engranajes de dientes rectos

Este tipo de cajas de cambios de piñones rectos suelen ser cajas **sin sincronizar**, y tienen un funcionamiento tosco, que sin embargo se adapta bien a los cambios secuenciales de los automóviles de competición. Mientras las cajas de cambio sincronizadas necesitan más tiempo de cambio, especialmente a elevadas revoluciones del motor, las cajas de cambio de competición tienen un funcionamiento mucho más rápido, ya que al no portar sincronizador y con el diente recto, basta con un golpe seco para engranar la marcha.

En el vehículo considerado para el estudio y las simulaciones, la caja de cambios es una caja convencional de engranajes helicoidales. Al tratarse de la versión deportiva de un turismo, el vehículo debe estar concebido para su uso fuera de circuito, priorizando en este caso características como el confort y la ergonomía al utilizar el cambio de marchas, la ausencia de ruido o la fiabilidad y durabilidad de la transmisión.

2.2 Relación de transmisión

La relación de transmisión R_c es una relación entre las velocidades de rotación de dos engranajes conectados entre sí, donde uno de ellos ejerce fuerza sobre el otro. Esta relación se debe a la diferencia de diámetros de las dos ruedas, que implica una diferencia entre las velocidades de rotación de ambos ejes.

$$\frac{C_r}{C_m} = \frac{n}{n_1} = R_c$$

Según la fórmula expresada anteriormente, los pares de transmisión son inversamente proporcionales al número de revoluciones.

Por tanto, la relación (n/n_1) es la desmultiplicación que hay que aplicar en la caja de cambios para obtener el aumento de par necesario en las ruedas. Dicha relación es función de los diámetros de las ruedas dentadas que engranan entre sí o del número de dientes de las mismas.

2.2.1 Cálculo de relaciones de transmisión para una caja de cambios

Las distintas relaciones de desmultiplicación que se deben acoplar en una caja de cambios se establecen en función del par máximo transmitido por el motor, ya que dentro de este régimen es donde se obtiene la mayor fuerza de impulsión en las ruedas.

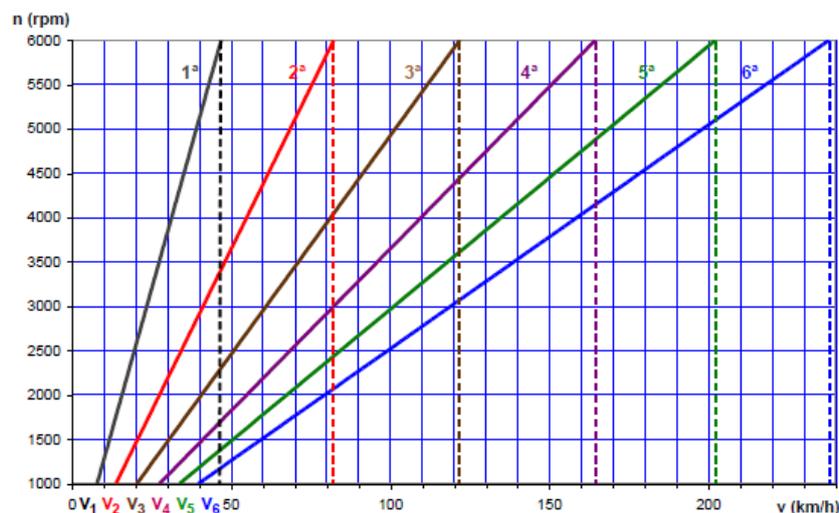


fig. 5. Diagrama de dientes de sierra

Para el cálculo teórico de las relaciones de desmultiplicación de la caja de cambios es necesario imponer dos condiciones que permitan calcular las relaciones de desmultiplicación de dos marchas, y un criterio de escalonamiento que permita calcular las relaciones de desmultiplicación de las otras marchas a partir de las obtenidas [López, 2015].

Dado que la elección de las relaciones óptimas de la caja de cambios se va a realizar mediante simulaciones con el software CRUISE, no se considera necesaria la realización de los cálculos mediante fórmulas teóricas, dándose también el caso de que en las cajas de cambio reales no suele establecerse un criterio de escalonamiento para la definición de las relaciones de desmultiplicación.

No obstante, se plantea el cálculo teórico de al menos una de las marchas como referencia para contrastar los resultados obtenidos en las simulaciones. Dados los datos de los que se dispone, la única marcha que puede calcularse es la más larga. La relación de desmultiplicación más alta suele ser obtenida a partir de la velocidad máxima, y dicha velocidad viene definida por la que se obtiene al desarrollar la máxima potencia del motor en la marcha más larga. Con los datos obtenidos experimentalmente es fácil obtener la relación de transmisión en la marcha más larga que permita alcanzar esa velocidad.

$$V_{\max} = 2\pi r n_{\max} / 60 N_t N_f$$

2.2.2 Relaciones geométricas entre engranajes

Para el posterior cálculo de las relaciones de transmisión que se utilizarán como variables, es necesario conocer las relaciones geométricas entre engranajes helicoidales.

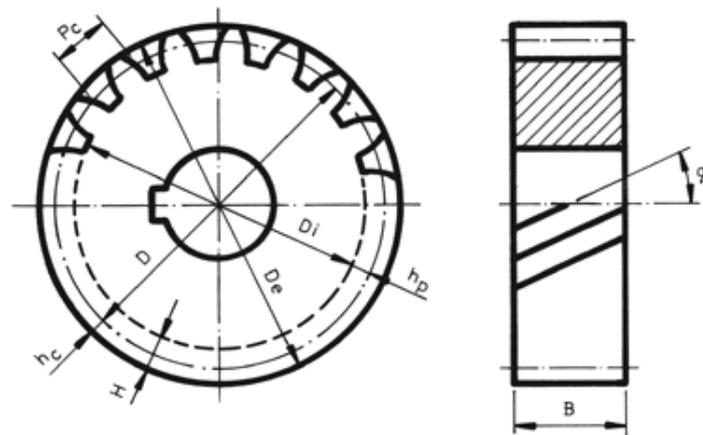


fig. 6. Engranaje helicoidal

Existen numerosas ecuaciones para definir la geometría de los engranajes helicoidales, pero en el caso que ocupa al estudio realizado en este trabajo, las ecuaciones que se utilizarán son:

Diámetro primitivo, que corresponde a la circunferencia primitiva del engranaje:

$$D_p = M_n \cdot \frac{Z}{\cos \beta} = P_c \cdot \frac{Z}{\pi} = M_c \cdot Z$$

La suma de los radios primitivos ($D_p/2$) de los engranajes acoplados será igual a la **distancia entre ejes** de la caja de cambios. Parámetro que más adelante será de gran importancia en el estudio de la caja de cambios considerada.

Ángulo de la hélice, ángulo β que forma el dentado con el eje axial:

$$\operatorname{tg} \beta = \pi \cdot \frac{D_p}{H} \cdot \cos \beta = \frac{M_n}{M_a}$$

Módulo circular o aparente:

$$M_c = \frac{D_p}{Z} = \frac{M_n}{\cos \beta} = \frac{P_c}{\pi}$$

Paso circular aparente, es el arco de circunferencia, sobre la circunferencia primitiva, entre los centros de dos dientes consecutivos, medidos sobre un plano perpendicular al eje de giro de la rueda

$$P_c = \pi \cdot \frac{D_p}{Z} = M_c \cdot \pi = \frac{P_c}{\cos \beta}$$

Número de dientes:

$$Z = \frac{D_p}{M_c} = D_p \cdot \frac{\cos \beta}{M_n}$$

2.3 Optimización de las relaciones de transmisión para vehículos de carreras

Con el objetivo de maximizar la aceleración, la velocidad de rotación del motor debe mantenerse lo más cerca posible del rango en el que se desarrolla la máxima potencia. A medida que la velocidad del motor sobrepasa el rango de máxima potencia, el conductor cambia a una marcha más alta (con una relación numérica inferior), lo que reduce la velocidad de giro del motor y permite que se continúe acelerando el vehículo.

Los motores de combustión son capaces de operar en un relativamente alto rango de revoluciones. Una relación de marchas corta se diseña para permitir al motor permanecer en un rango más cerrado de revoluciones. De forma alternativa, un rango de marchas amplio implica que el motor trabaje en un intervalo más amplio de revoluciones, pero requiere menos cambios de marchas y permite un mayor rango de velocidad del vehículo.

La relación de la caja de cambios debe permitir también maximizar el rendimiento dinámico del vehículo, permitiendo al vehículo alcanzar su velocidad máxima teórica. Para ello es necesaria una relación de transmisión tal que en la última marcha permita al vehículo llegar a las revoluciones que generen la potencia máxima necesaria a esa velocidad.

2.3.1 Influencia de las relaciones cortas de transmisión

Las relaciones de marchas cortas se instalan generalmente en vehículos deportivos, donde los motores se calibran para obtener la máxima potencia en un rango estrecho de velocidades. Por ejemplo, un vehículo que desarrolla su par máximo a partir de 7500 rpm y su potencia máxima a 8300 rpm tiene un rango de 800 rpm en los cuales desarrolla su máximo rendimiento. Esto constituye el 8% del rango operacional del motor. Dado lo estrecho del rango de potencia de este motor, una caja de cambios de relaciones cortas puede ser esencial para maximizar las prestaciones.

Según [Cantagliosi, 2008], no existe un patrón específico para denotar cuando los pasos entre las marchas constituyen una relación de transmisión corta. A veces, los fabricantes utilizan esta expresión cuando se oferta una caja de cambios manual estándar, y como opción una más deportiva con

relaciones de transmisión más cortas. Sin embargo esta relación de marchas cortas puede no ser más corta que la estándar en otro fabricante.

En los vehículos deportivos comerciales como el modelo elegido para el estudio, y que suelen utilizarse tanto como para uso en circuito como en la calle, la relación de transmisión que se busca requiere satisfacer tanto las requisitos del vehículo a la hora de maximizar su rendimiento en carrera, como optimizar el consumo, emisiones y vida útil del motor. En este caso el estudio se centrará en el rendimiento en carrera del vehículo, partiendo de la caja de cambios comercial y estudiando los resultados tras seleccionar diferentes relaciones de transmisión para cada marcha.

2.3.2 Selección de las relaciones de transmisión en función del circuito

La optimización de las relaciones de transmisión depende mucho del circuito en que se esté rodando. En circuitos cortos como puede ser el de Mónaco, tener una segunda marcha más larga permite maximizar el par a bajas velocidades, mientras que en circuitos más largos como Monza, tener relaciones de transmisión cortas de 1ª a 3ª y más largas después es la mejor opción para incrementar la velocidad máxima.

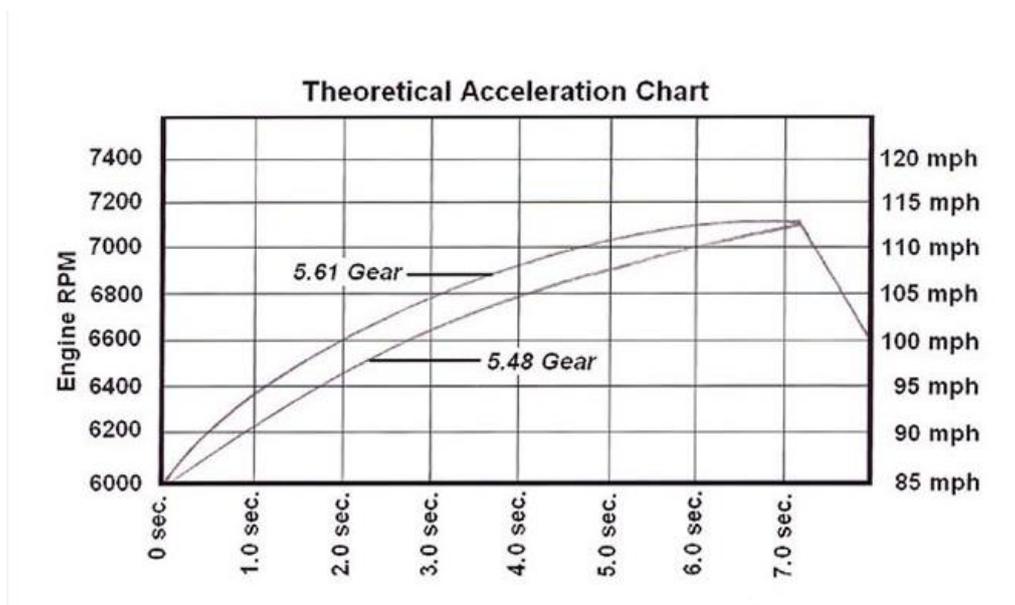


fig. 7. Comparativa entre dos relaciones de transmisión

En otras disciplinas como el Rally, en el que se dan curvas muy cerradas y rectas cortas, es común tener relaciones de transmisión muy cortas, alcanzando las marchas más largas en poco tiempo, lo que permite maximizar toda la potencia del motor. Esto permite, aun teniendo velocidades máximas reducidas, alcanzar esa velocidad máxima en el menor tiempo posible.

Es aconsejable siempre saber las revoluciones máximas y mínimas dentro del rango de potencia para elegir la relación de transmisión óptima en cada marcha, saber dónde empieza y termina el rango de potencia útil para el motor. Es importante también conocer a qué revoluciones se encuentra el motor en cada punto del circuito para la marcha en que se circula. No es conveniente comenzar a acelerar a la salida de una curva a unas revoluciones por debajo de las cuales el motor empieza a entregar su máxima potencia o por encima de las que la potencia empieza a decaer. De la misma forma, es importante no llegar al punto de pérdida de potencia en las zonas de recta.

De acuerdo con [Bolles, 2009], en circuitos donde la aceleración a la salida de la curva es crítica para los adelantamientos, una marcha corta (con relación de transmisión más elevada) puede ser la opción más adecuada mientras no se pierda adherencia debido a la aceleración, e incluso puede ser beneficioso su uso también con relación al comportamiento del vehículo al final de la recta. En la mitad final de una recta, si se ha elegido una relación de transmisión que permita una mayor aceleración, casi se habrá alcanzado la velocidad máxima, mientras que un vehículo con una relación de marchas más largas seguirá acelerando aún. Dado este caso, la entrada en curva del vehículo con la relación de marchas corta será más suave ya que la aceleración se ha reducido antes de frenar, mientras que el otro vehículo estará acelerando mientras ocurre la transición a frenado. Esta transición brusca de aceleración a freno hace que el comportamiento del vehículo en este punto sea mucho más inestable.

En pistas de asfalto como la del Jarama, las condiciones meteorológicas pueden jugar un papel importante, ya que se dan casos que pueden ocasionar que la pista esté resbaladiza. Una relación de marchas cortas puede producir pérdida de tracción y perjudicar los tiempos por vuelta. Las marchas más largas en este caso podrían permitir una mayor aceleración sin que se produzca pérdida de tracción.

Dado lo planteado en este capítulo, sería lógico pensar que en el estudio de optimización realizado y dadas las características del circuito del Jarama una relación de marchas cortas sería la opción más adecuada para este tipo de circuitos cortos.

3 PLANTEAMIENTO DE LA METODOLOGÍA Y DESARROLLO DEL TFM

3.1 Elección y modelización del vehículo

El primer paso a la hora de establecer el modelo para la realización de las simulaciones y análisis de resultados es escoger el vehículo, motorización, transmisión, neumáticos, y resto de parámetros característicos. En el caso que ocupa este TFM, se ha escogido un vehículo deportivo comercial de potencia media, el **Renault Megane RS Trophy**.



fig. 8. Renault Megane RS Trophy

El RS Trophy es la versión más potente de la gama Megane. Basada en el Megane RS, sus modificaciones en el motor elevan la potencia del vehículo hasta los 275 c.v.

3.1.1. Características del vehículo

Tabla 1. Especificaciones técnicas

Especificaciones motor	
Potencia máxima	275 c.v. a 5500 r.p.m.
Par máximo	360 Nm de 3000 a 5000 r.p.m.
Cilindrada	1998 cm ³
Transmisión	
Tipo	Manual, 6 marchas
Tracción	Delantera
Ruedas	
Neumáticos	235/35 ZR19
Frenos delanteros (Diam. disco)	340 mm
Frenos traseros (Diam. disco)	290 mm
Especificaciones vehículo	
Capacidad depósito	60 l
Peso en vacío	1284 kg
Batalla	2646 m
Coef. Aerodinámico	0,34

3.1.2. Modelado del vehículo en AVL CRUISE

Para el modelado y simulación de un vehículo en CRUISE son necesarios diferentes parámetros del mismo, que es necesario introducir como datos de entrada. Estos parámetros, que se introducen en el diagrama de bloques del software por medio de la interfaz de usuario, pueden ser parámetros geométricos del vehículo o parámetros del grupo motopropulsor.

Los componentes del modelo y sus conexiones pueden ser agrupados en subsistemas, pudiendo ser activados o desactivados, lo que permite definir las configuraciones *side bar* de los subsistemas activos.

Para el modelado de vehículos los componentes están organizados en grupos, pudiendo ser arrastrados al área de trabajo, donde se pueden interconectar para representar las configuraciones deseadas del grupo motopropulsor. Los componentes, que se usan para construir los sistemas se localizan en la zona *Desk Area*, en la barra de módulos.

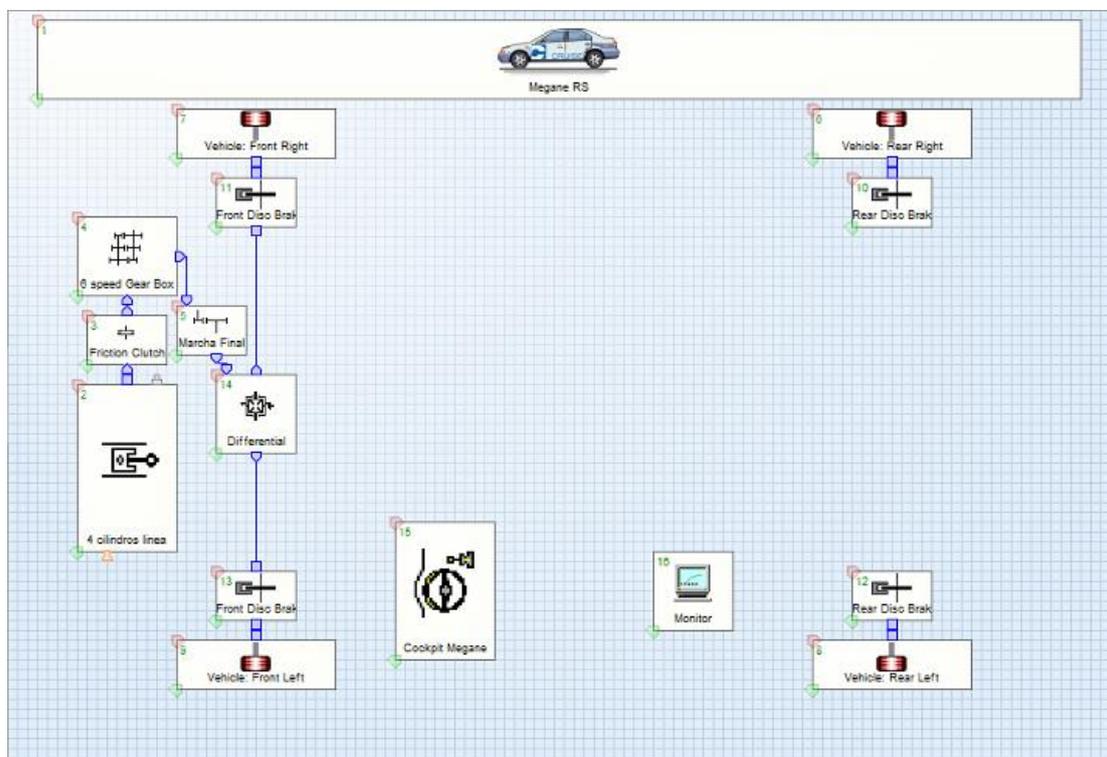


fig. 9. Modelización del vehículo mediante módulos

Los parámetros introducidos en los diferentes módulos son los siguientes:

Motor

Engine Type: Gasoline

Charger: TC with Intercooler

Engine Displacement: 1998 cm³

Engine Working Temperature: 80°C

Number of Cylinders: 4

Number of Strokes: 4

Idle Speed: 750 1/min

Maximum Speed: 6500 1/min

Inertia Moment: 0,134 kg·m²

Response Time 0,1s

Fuel Type: Gasoline

Heating Value: 44000 KJ/Kg

Fuel Density: 0,76 kg/l

Specific Carbon Content: 0,86

Full Load Characteristic

Los parámetros de las curva Potencia-Régimen se han obtenido a partir de una curva real de potencia para el vehículo dado.

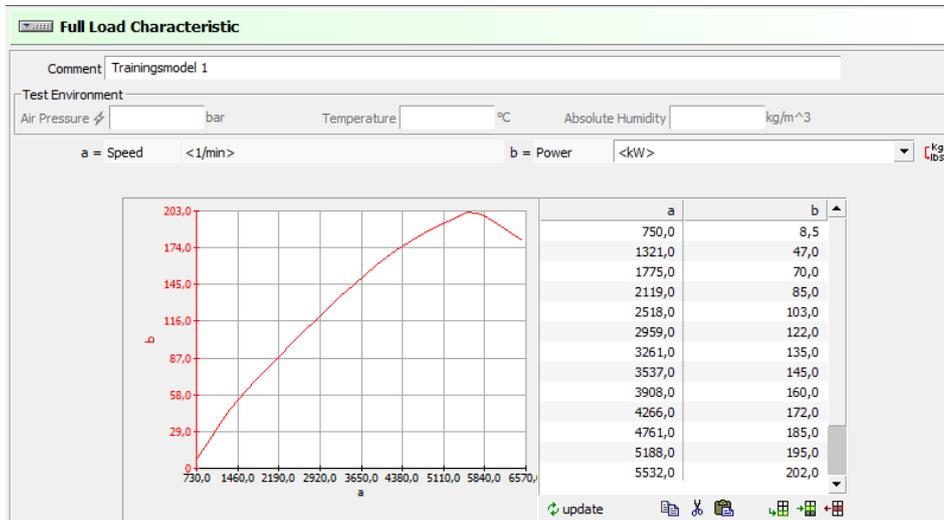


fig. 10. Curva de potencia del vehículo

Embrague

Maximum transferable torque: 400 Nm

Inertia Moment In: 0,015 kg·m²

Inertia Moment Out 1: 0,015 kg·m²

Transmisión

Para el modelado de la transmisión se parte de la caja de cambios comercial, pero indicando para cada relación de transmisión su condición de variable para la posterior realización de la matriz de simulaciones.

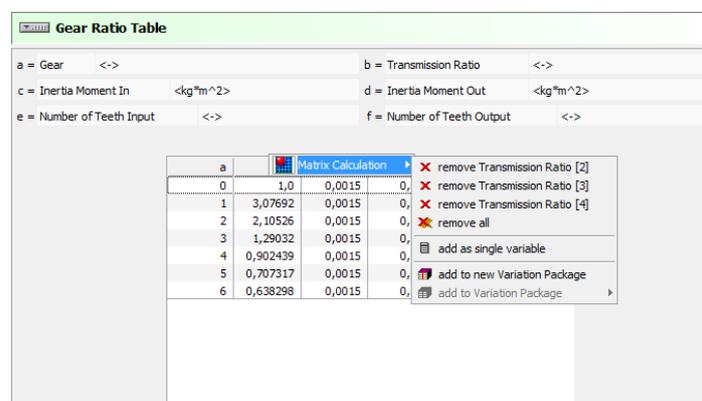


fig. 11. Introducción de relaciones de transmisión como variables

La marcha final se dejará establecida con el valor de la caja de cambios comercial, en este caso 4,19

Diferencial

Differential Lock: Unlock

Torque Split Factor: 1,0

Inertia Moment In: 0,015 kg·m²

Inertia Moment Out: 0,015 kg·m²

Frenos

- Delanteros

Brake Piston Surface: 1800 mm²

Friction Coefficient: 0,25

Specific Brake Factor: 1,0

Effective Friction Radius: 170 mm

Efficiency: 0,99

Inertia Moment: 0,02 Kg·m²

- Traseros

Brake Piston Surface: 1800 mm²

Friction Coefficient: 0,25

Specific Brake Factor: 1,0

Effective Friction Radius: 145 mm

Efficiency: 0,99

Inertia Moment: 0,015 Kg·m²

Ruedas

Inertia Moment: 0,51 Kg·m²

Friction Coefficient of Tire: 0,95

Reference Wheel Load: 2500 N

Wheel Load Correction Coefficient: 0,02

Circumference: 1916 mm

Static and Dynamic Rolling Radius: 305 mm

Cockpit

Shift mode: Manual Forward: 6

Reverse: 1

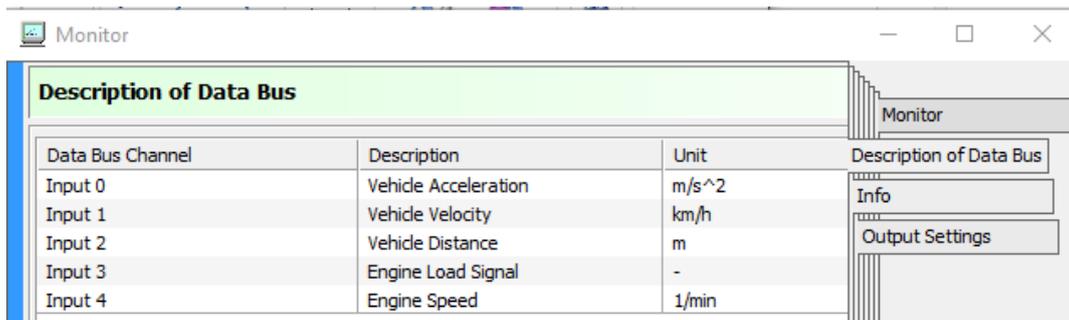
Maximum Brake Force: 100 N

Brake Light Switch Threshold: 1,0%

Nº Retarder Steps: 0

Monitor

El monitor permite obtener, además de los gráficos preestablecidos para cada tipo de simulación, diferentes medidas para parámetros que serán de gran interés en la fase de postproceso de datos. En el modelo utilizado para este estudio se han seleccionado los siguientes parámetros:



Data Bus Channel	Description	Unit
Input 0	Vehicle Acceleration	m/s ²
Input 1	Vehicle Velocity	km/h
Input 2	Vehicle Distance	m
Input 3	Engine Load Signal	-
Input 4	Engine Speed	1/min

fig. 12. Parámetros seleccionados para visualización de datos en monitor

Conexiones

Información del data bus. Las conexiones energéticas se realizan de forma directa mediante líneas en la zona de trabajo. Los componentes con conexiones de información poseen una flecha de colores. Las conexiones de información entre los diferentes módulos se realizan mediante la ventana del data bus.

En la primera columna se listan los componentes que pueden recibir información de otros componentes. En la segunda columna todas las señales que el componente seleccionado en la primera columna puede aceptar. Las señales marcadas en azul de esta columna deben ser conectadas obligatoriamente para que el modelo pueda funcionar.

Después de seleccionar la señal en la segunda columna, aparecen en la tercera los componentes que pueden enviar ese tipo de información.

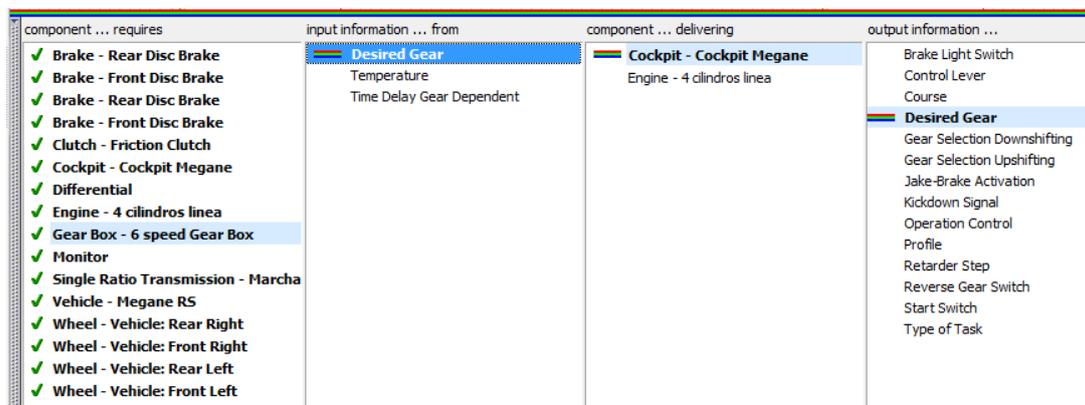


fig. 13. Conexión de módulos mediante el bus de datos

3.2 Determinación de ensayos e introducción de datos

Una vez modelizado el vehículo que se va a utilizar para realizar las simulaciones, es necesario determinar qué tipo de ensayo se va a realizar a partir de las opciones disponibles por el programa.

3.2.1. Condiciones de los ensayos y modelización del conductor

Una vez realizado el modelo del vehículo, es necesario modelizar el tipo de simulación o tarea a realizar para que se lleven a cabo los cálculos. Para asignar uno o varias tareas a realizar es necesario abrir un directorio de proyecto y establecer las *task folders* a realizar por el vehículo. Los tipos de ensayos disponibles son los siguientes:

- *Cycle Run*: Conducción con las características de un ciclo normativo.
- *Climbing Performance*: Rendimiento del vehículo en pendiente.
- *Constant Drive*: Conducción a velocidad constante.
- *Full Load Acceleration*: Conducción de aceleración a plena carga.
- *Maximum Traction Torque*: Conducción ejerciendo la máxima fuerza de tracción.
- *Cruising*: Simulación de trayectos o rutas
- *Brake/Coast/Thrust*: Ensayo de frenado, freno motor, y parada del vehículo sin accionar ningún freno

Para cada simulación es necesaria la definición de las características del **circuito** que el vehículo va a seguir (*course*), parametrizando datos como la altitud, velocidad del viento, curvatura, densidad del aire, etc. en función de la distancia. Dichas variables pueden basarse en valores existentes en condiciones estándar, o bien introducirse como datos de entrada.

Del mismo modo, para que sea posible la realización de las simulaciones es necesaria la modelización de un **conductor** que imite en comportamiento de un conductor real de la forma más precisa posible. Por esta razón se define este comportamiento mediante diferentes parámetros de entrada.

Dentro de los parámetros de modelización del conductor, uno de los más importantes es el patrón de cambio de marchas. Se puede definir el cambio en función de la velocidad del motor, escogiendo para cada marcha las revoluciones del motor a las que se produce el cambio. También es posible definir el cambio de acuerdo a la velocidad del vehículo, sin embargo en las simulaciones realizadas se va a utilizar la opción de cambio de acuerdo a las revoluciones máximas. En esta opción, el conductor realiza el cambio de marchas una vez el motor alcanza la velocidad máxima. Para este cálculo del punto de cambio óptimo es necesario que el programa realice un pre-cálculo. Como criterio para el cambio de marchas descendentes al realizar el frenado se establece un criterio de revoluciones del motor mínimas a las cuales el conductor baja a una marcha inferior.

Es necesario también introducir como datos de entrada el comportamiento del conductor durante el cambio de marchas, estableciendo el tiempo de cambio, y qué porcentaje dentro de este tiempo corresponde a las acciones de pisar el embrague, engranar la marcha, soltar el embrague y pisar el acelerador, así como la posible superposición de dichas acciones.

Driver		Andres	
Maximum Brake Force	100,0 N	Brake Pedal at Standstill	50,0 %
Starting - testlike			
	Speed at Max. Torque		
Launch Speed	4000,0 1/min	Time of Clutch Release	1,0 s
Starting - customerlike			
	Speed at Max. Torque		
Launch Speed	4000,0 1/min		
Gear Shifting			
Shifting Time	0,3 s	Gear Change	50,0 %
Acceleration Pedal Off	10,0 %	Acceleration Pedal On	55,0 %
Clutch Pedal On	10,0 %	Clutch Pedal Off	60,0 %

fig. 14. Modelización del comportamiento del conductor

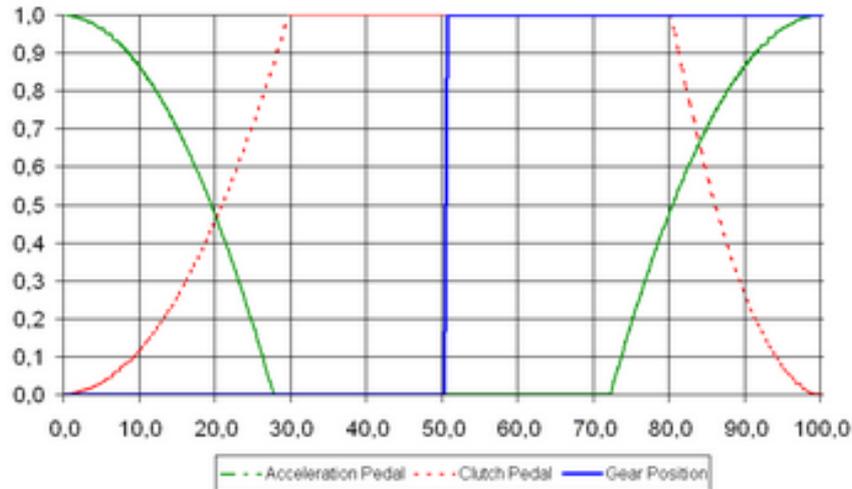


fig. 15. Proceso de cambio de marcha

Para ambas simulaciones se ha decidido utilizar el mismo conductor, que se ha modelizado a partir de alguno de los datos estándar de CRUISE.

Otro de los parámetros a introducir, que en este caso se desactiva debido al volumen de datos que implicaría, es la **inertia weight class**, opción en la cual se determina, bien mediante la introducción de masas como datos de entrada, o la introducción de *weight clases*, las inercias del vehículo.

3.2.2. Simulación de aceleración desde reposo

Dentro de los tipos de ensayo *Full load acceleration*, es posible la realización de tres simulaciones:

- Aceleración máxima en cada marcha: Determina los valores característicos desde ralentí hasta las revoluciones máximas en cada marcha, determinando la aceleración en cada marcha.
- Elasticidad: Se calcula la aceleración entre dos velocidades definidas, con o sin cambio de marchas.
- Velocidad máxima desde parado: Simulación de aceleración en el cual se alcanza la velocidad máxima del vehículo desde reposo. Dicho ensayo de aceleración es el que se realizará en este estudio.

Como se ha indicado anteriormente, es necesaria la introducción de ciertos parámetros relativos al trayecto y al conductor. Dado que se trata de un ensayo de aceleración en línea recta, se obvian las características de curvatura y pendiente del circuito, y como condiciones ambientales se dan condiciones estándar. Es necesario también definir la carga del vehículo, y tanto para esta simulación como para la simulación en circuito se establece el vehículo vacío con un conductor de 80 kg.

Otro de los parámetros a determinar dentro de esta simulación es la **resistencia al avance** (driving resistance), donde cinco tipos de modelos de resistencia pueden ser activados. En el caso del modelo que se estudia, se establece la opción *Physical*, en la que la resistencia al avance es definida por valores físicos, como el coeficiente aerodinámico y la resistencia a la rodadura, y calculada por el software mediante esos valores.

3.2.3. Simulación en circuito

La simulación de trayectos definidos por el usuario se realiza mediante el ensayo *cruising*. Este tipo de simulación permite modelizar un trazado a seguir por el vehículo mediante la parametrización del recorrido en la herramienta *course*, como se ha visto anteriormente.

Se ha decidido utilizar este tipo de ensayo para simular una vuelta a un circuito de carreras, modelizando dicho circuito a partir de los datos obtenidos de varias fuentes.

Características del circuito

El circuito elegido para la simulación es el circuito de Jarama. Este circuito, construido en 1967 es uno de los circuitos más emblemáticos y conocidos de España, sede de importantes pruebas deportivas a lo largo de su historia y una de las mecas del automovilismo para los aficionados al motor en nuestro país.

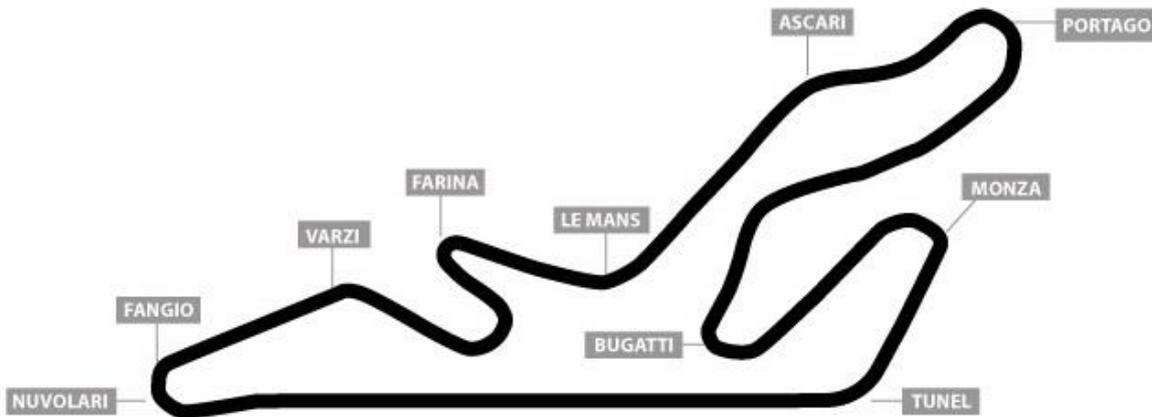


fig. 16. Circuito del Jarama

El motivo de la elección de este circuito en particular, además de lo expuesto anteriormente, es la cantidad de datos disponibles acerca de su perfil, así como el volumen de datos experimentales que se han obtenido en dicho circuito para diferentes modelos de automóviles.

Perfil de altitud

El perfil de altitudes del circuito, pese a no ser una característica demasiado relevante del mismo al no tener desniveles importantes, se obtiene mediante los diferentes puntos de altitud a partir de los datos de desnivel recogidos en la página web del circuito.

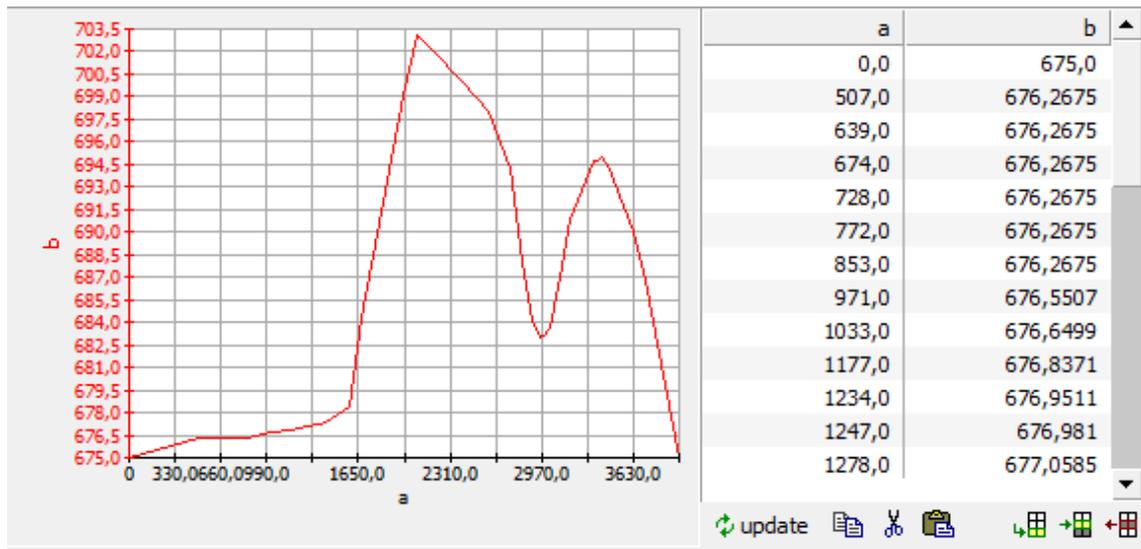


fig. 17. Modelización del perfil de altitud del circuito

Perfil de curvatura

A través de los datos de radio de curvatura de cada giro se establece el perfil de curvatura del circuito, identificando los giros como zonas de curvatura constante y las rectas como zonas de curvatura nula.

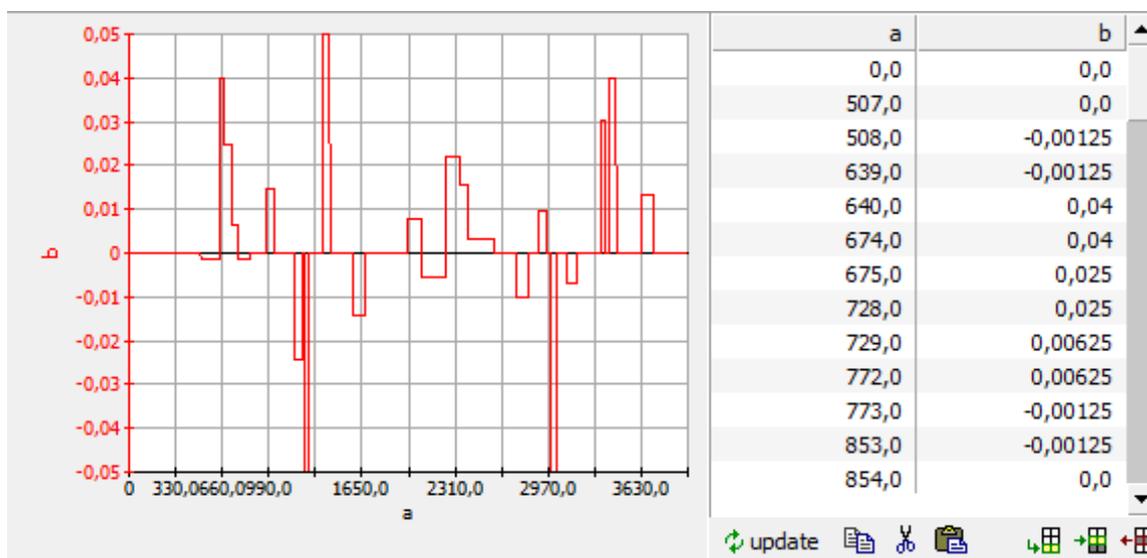


fig. 18. Modelización del perfil de curvatura

Cálculo de la velocidad máxima en cada punto

Para el cálculo de la velocidad máxima teórica que el vehículo puede alcanzar en los puntos clave del circuito se tiene en cuenta tanto el radio de curvatura de cada giro como el ángulo de peralte del circuito en ese punto. En cada curva se va a suponer un trazado por el centro de la calzada, sin tener en cuenta en este caso que la trazada óptima discurriría de un lado a otro del ancho de la pista.

Las fuerzas que actúan sobre el cuerpo son las mismas que en el caso de una curva sin peralte, pero con distinta orientación salvo el peso.

- El peso mg
- La fuerza de rozamiento F_r
- La reacción del plano N

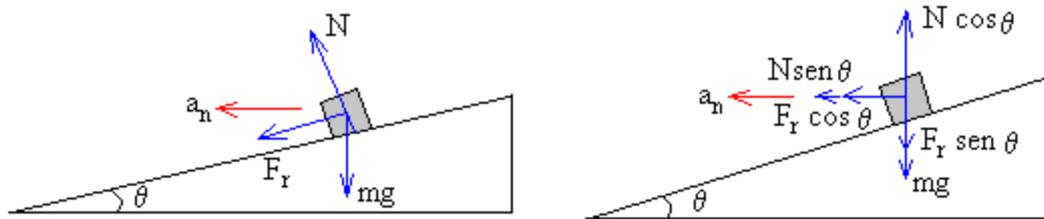


fig. 19. Diagrama de fuerzas en una curva con peralte

En la figura de la izquierda, se muestran las fuerzas y en la figura de la derecha, se ha sustituido la fuerza de rozamiento F_r y la reacción del plano N por la acción simultánea de sus componentes rectangulares.

- En el eje vertical no hay aceleración, se tiene una situación de equilibrio

$$N \cos \theta = F_r \sin \theta + mg$$

- En el eje horizontal se aplica la segunda ley de Newton para el movimiento circular uniforme

$$N \sin \theta + F_r \cos \theta = mv^2/R$$

El vehículo comienza a deslizarse en la dirección radial cuando lleva una velocidad tal que $F_r = \mu N$. En el sistema de dos ecuaciones:

$$N(\cos \theta - \mu \sin \theta) = mg$$

$$N(\sin \theta + \mu \cos \theta) = mv^2/R$$

Se despeja en este caso la velocidad máxima teórica (v) que puede llevar el vehículo para que describa la curva con seguridad.

$$v = \sqrt{Rg \frac{\sin \theta + \mu \cos \theta}{\cos \theta - \mu \sin \theta}}$$

Introducción de datos en AVL CRUISE

La introducción de los parámetros del circuito se realiza a través de la carpeta *course*, que engloba diferentes parámetros a introducir dentro del ensayo *cruising*, definido anteriormente. Introduciendo los valores de curvatura y altura en función de la distancia, se consigue tener un perfil del circuito definido.

En el caso del perfil de velocidades del circuito el proceso es el más complejo y precisa de más tiempo ya que se requieren varias iteraciones de una simulación (previa al estudio de relaciones de transmisión) mediante el método de ensayo-error. Dichas iteraciones se realizan mediante simulaciones sucesivas en la simulación de circuito, en este caso con la caja de cambios estándar, para poder tener una primera referencia sobre los puntos conflictivos del circuito, puntos de frenado y puntos de aceleración.

Al introducir el perfil de velocidades máximas teóricas en CRUISE, el software detecta los cambios de velocidad en el trazado una vez se han producido, lo que en el caso experimental se podría traducir como que el piloto empieza a frenar una vez ha entrado en la curva. Esta situación daría como resultado una velocidad demasiado elevada para tomar la curva con seguridad, además de producirse la situación de estar frenando mientras se toma la curva, lo que produciría pérdida de adherencia en los neumáticos.

Para solventar esta situación es necesario establecer el punto de frenado antes del inicio de la curva, acción que en CRUISE se consigue “desplazando” la gráfica de perfil de velocidades máximas hacia la izquierda. Una vez realizadas varias simulaciones con diferentes puntos de frenado para cada curva, se consigue que la gráfica final de velocidad de nuestro vehículo se encuentre en todo momento por debajo de la gráfica de velocidades máximas, que marca el límite de adherencia en cada punto del circuito (Ver gráfico en fig. 7.).

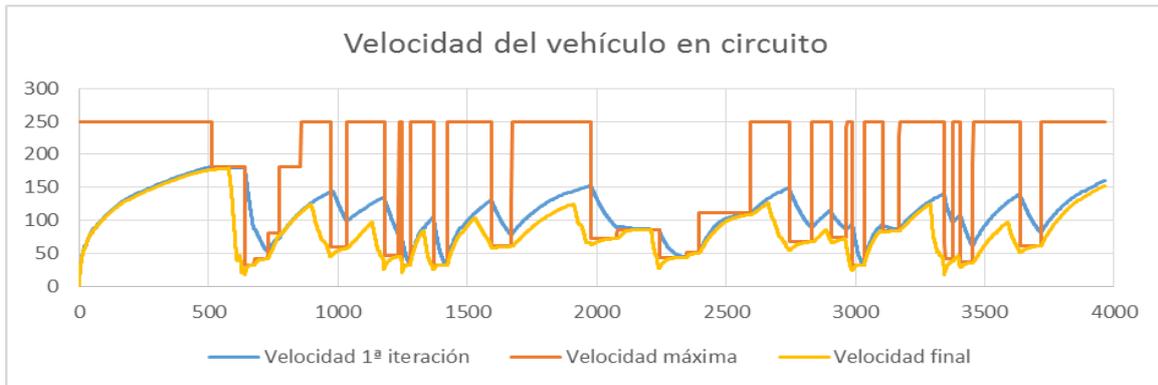


fig. 20. Velocidad del vehículo en circuito

En el caso que se estudia en este trabajo la velocidad del vehículo, marcha engranada y resto de parámetros vienen definidos por la velocidad límite en cada punto. En el supuesto de querer definir otro tipo de simulaciones como pueden ser ciclos de homologación, será necesario utilizar la herramienta *profile*, con la que se podrán definir parámetros como la velocidad exacta o marcha utilizada por el vehículo en cada punto, bien respecto de la distancia o del tiempo transcurrido de simulación.

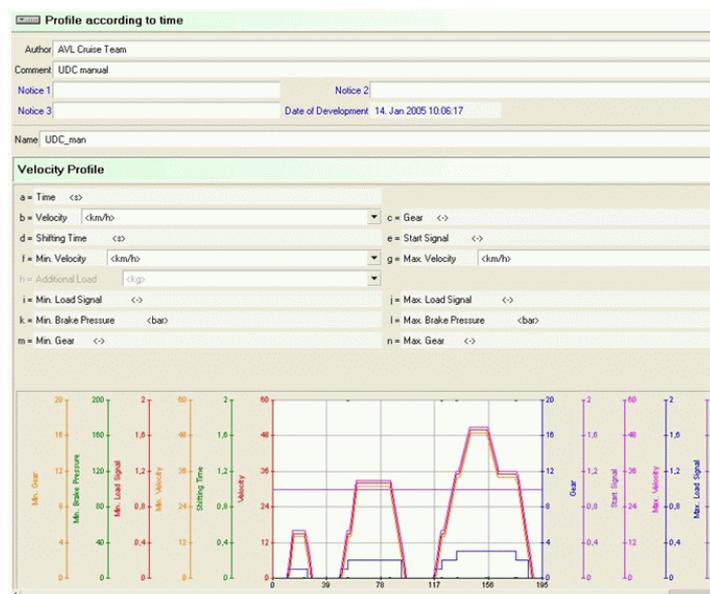


fig. 21. Ejemplo de modelado de un ciclo UDC con la herramienta *profile*

3.3 Cálculo del modelo mediante matriz de simulaciones

El cálculo mediante matriz de simulaciones permitirá al programa realizar, mediante un solo proceso de cálculo, diferentes simulaciones para cada variable considerada.

Este tipo de cálculo mediante matriz, permite de forma rápida y sencilla evaluar el efecto de la variación de los parámetros, introducidos en el modelo del vehículo como datos de entrada, en el rendimiento del vehículo. Para ello se itera el cálculo con las diferentes variables, lo que permite que todas las combinaciones posibles de variables sean calculadas. Como se ha visto en el apartado de modelado del vehículo, estas variables se seleccionan al introducir los datos de entrada.

3.3.1. Características de la caja de cambios

Las diferentes relaciones de transmisión que se van a simular para cada marcha dependen principalmente de las características geométricas de la caja de cambios. Se parte del modelo comercial de caja de cambios que actualmente monta el modelo seleccionado, en este caso se trata de la caja de cambios PK4 de Renault, cuyas principales características se detallan a continuación:

Tabla 2. Especificaciones de la caja de cambios

Tipo de transmisión	Manual
Instalación	Transversal
Núm. De ejes	3
Núm. De marchas	6
Máximo par transmitido	400 Nm
Tipo de actuador del embrague	Hidráulico
Peso	54 kg

Al tratarse de una caja de cambios de tres ejes, está constituida por un árbol primario, un árbol secundario y otro para la marcha atrás, además del eje del diferencial.

El árbol primario, sujeto por la carcasa del embrague y la del cambio, se apoya en ellas mediante rodamientos cónicos y contiene los piñones conductores de todas las marchas, incluida la marcha atrás. En el árbol secundario se montan los piñones conducidos de todas las marchas y la rueda de salida al diferencial [Fersaniz, 2016].

El movimiento de entrada lo efectúa el eje primario, que gira solidario al motor, cuando el embrague está en posición de reposo. Los engranajes que contiene están mecanizados sobre el propio eje, y giran solidarios con él. Los engranajes del eje secundario están en contacto permanente con los del eje primario, girando locos sobre sus propios ejes. Cuando se engrana una marcha, el piñón correspondiente del árbol secundario queda solidario al eje, transmitiendo el par a la corona del diferencial. Todas las marchas están sincronizadas, estando los sincronizadores de todas las marchas repartidos en el árbol secundario.

Para realizar la matriz de simulaciones se elegirán para cada marcha 5 relaciones de transmisión, incluyendo la relación que incluye la caja comercial (En cualquier caso la desmultiplicación final no se modificará). Dichas relaciones de transmisión, que se utilizarán como variables en las simulaciones, vienen dadas en función del **número de dientes** de cada engranaje.

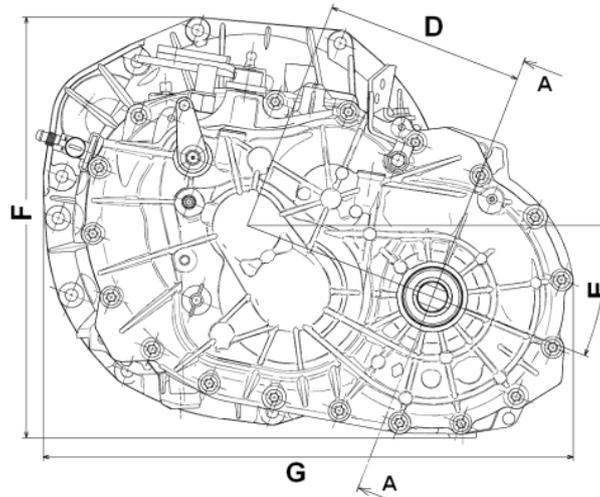


fig. 22. Dimensiones de la caja de cambios

Se establece como valor fijo la distancia entre los ejes primario y secundario, dada por la geometría de la caja de cambios. Debido a los pocos datos que se han podido recopilar acerca de las características geométricas de la caja de cambios del modelo, se establecerá como valor de la **distancia entre ejes (l)** un valor estándar obtenido de otra caja de cambios de similares características.

Otro valor que se va a fijar como referencia para cada relación de transmisión es el **paso entre dientes** de los piñones (p), ya que es un valor que influye de manera notable en la resistencia del diente, y se busca que tanto el piñón conducido como el conductor tengan unas características lo más parecidas posibles. Con la ayuda de las fórmulas estudiadas en el segundo capítulo, se obtiene también los valores hipotéticos de los **diámetros primitivos** de los piñones. Así se tendrá, para cada relación de transmisión, cinco ratios diferentes obtenidos a partir del ratio comercial, sumando y restando respectivamente dientes a los piñones del eje primario y eje secundario (Ver tabla 3.).

Tabla 3. Selección de ratios de transmisión a usar como variables

1a MARCHA							
Nom.	Dientes in.	Dientes out.	Ratio	l	P	d1	d2
Comercial	13	40	3.07692308	135	16.0043399	66.2264151	203.773585
	15	38	2.53333333	135	16.0043399	76.4150943	193.584906
	14	39	2.78571429	135	16.0043399	71.3207547	198.679245
	12	41	3.41666667	135	16.0043399	61.1320755	208.867925
	11	42	3.81818182	135	16.0043399	56.0377358	213.962264
2a MARCHA							
Nom.	Dientes in.	Dientes out.	Ratio	l	P	d1	d2
Comercial	19	40	2.10526316	135	14.3767799	86.9491525	183.050847
	18	41	2.27777778	135	14.3767799	82.3728814	187.627119
	17	42	2.47058824	135	14.3767799	77.7966102	192.20339
	20	39	1.95	135	14.3767799	91.5254237	178.474576
	21	38	1.80952381	135	14.3767799	96.1016949	173.898305

3a MARCHA							
Nom.	Dientes in.	Dientes out.	Ratio	I	P	d1	d2
Comercial	31	40	1.29032258	135	11.9469016	117.887324	152.112676
	32	39	1.21875	135	11.9469016	121.690141	148.309859
	33	38	1.15151515	135	11.9469016	125.492958	144.507042
	30	41	1.36666667	135	11.9469016	114.084507	155.915493
	29	42	1.44827586	135	11.9469016	110.28169	159.71831

4a MARCHA							
Nom.	Dientes in.	Dientes out.	Ratio	I	P	d1	d2
Comercial	41	37	0.90243902	135	10.8747438	141.923077	128.076923
	40	38	0.95	135	10.8747438	138.461538	131.538462
	39	39	1	135	10.8747438	135	135
	42	36	0.85714286	135	10.8747438	145.384615	124.615385
	43	35	0.81395349	135	10.8747438	148.846154	121.153846

5a MARCHA							
Nom.	Dientes in.	Dientes out.	Ratio	I	P	d1	d2
Comercial	41	29	0.70731707	135	12.1175717	158.142857	111.857143
	40	30	0.75	135	12.1175717	154.285714	115.714286
	39	31	0.79487179	135	12.1175717	150.428571	119.571429
	42	28	0.66666667	135	12.1175717	162	108
	43	27	0.62790698	135	12.1175717	165.857143	104.142857

6a MARCHA							
Nom.	Dientes in.	Dientes out.	Ratio	I	P	d1	d2
Comercial	47	30	0.63829787	135	11.0159742	164.805195	105.194805
	48	29	0.60416667	135	11.0159742	168.311688	101.688312
	49	28	0.57142857	135	11.0159742	171.818182	98.1818182
	46	31	0.67391304	135	11.0159742	161.298701	108.701299
	45	32	0.71111111	135	11.0159742	157.792208	112.207792

3.3.2. Introducción de datos como variables

Al seleccionar las relaciones de transmisión como variables durante la modelización de la caja de cambios (ver fig. 9) se crean dentro del centro de cálculos del programa dichas variables dentro de la opción *Matrix calculation*. Dentro de cada variable es posible asignar los valores que va a tomar directamente o dar esos valores mediante incrementos. También es posible la opción de activar o desactivar ciertas variables para que al realizar los cálculos no se tengan en cuenta.

variable	unit	variation	number
Transmission Ratio [2]	-	3,818181818	1
Transmission Ratio [3]	-	2,10526	1
Transmission Ratio [4]	-	1,29032; 1,21875; 1,151515152; 1,366666667; 1,448275862	5
Transmission Ratio [5]	-	0,902439; 0,95; 1; 0,85714286; 0,81395349	5
Transmission Ratio [6]	-	0,707317; 0,75; 0,79487179; 0,66667; 0,62790698	5
Transmission Ratio [7]	-	0,638298; 0,60416667; 0,57142857; 0,67391304; 0,711111	5

3 Objects selected / 5 Variations

fig. 23. Representación de las variables y sus diferentes valores

3.3.3. Elección de puntos clave

Es posible, dentro de algunas simulaciones, definir puntos de medida dependientes de la velocidad, revoluciones del motor, distancia, tiempo, etc. Los cálculos se detienen después de que todos los puntos de medida se hayan alcanzado, aunque se puede dar la excepción de que dichos puntos no lleguen a alcanzarse al tratarse por ejemplo de velocidades superiores a la máxima del vehículo.

Para la simulación de aceleración se van a establecer dos puntos de medida dependientes de la velocidad. Uno de ellos a los 100 km/h y otro a los 200 km/h, en donde se analizarán parámetros como las revoluciones del motor o la marcha engranada, pero sobre todo servirá como parámetro de comparación entre diferentes modelos el tiempo que se tarde en alcanzar dichas velocidades.

Así pues se tendrá que uno de los valores característicos a tener en cuenta para la elección de las relaciones de transmisión será el tiempo en alcanzar los 100km/h y 200km/h. Este valor característico será de utilidad también a la hora de valorar la validez del modelo, ya que dicho tiempo de aceleración de 0 a 100km/h es un valor que ha sido establecido experimentalmente por el vehículo real, y con el cual se puede comparar el obtenido mediante simulación.

Measuring Points for "Shifting Gears From Standstill" and "Elasticity"

- Velocity Active
- Speed Active
- Distance Active
- Time Active

fig. 24. Puntos de medida en el ensayo de aceleración

4 ANÁLISIS DE RESULTADOS

Una vez establecidas todas las condiciones para la realización de los cálculos, se comienza la realización de los mismos mediante el comando *Matrix calculation*.

Debido a la cantidad de combinaciones posibles entre todas las relaciones de transmisión para cada marcha ($5^6 = 15625$), se decide realizar la matriz de cálculo marcha por marcha, utilizando como variables las cinco relaciones elegidas para la primera marcha, y dejando fijas las otras cinco con la relación establecida por defecto.

Una vez analizados los resultados para la primera marcha, se escoge la relación de transmisión que mejor se adapte a las condiciones del circuito y se repite el proceso para la segunda marcha, dejando fijas las demás.

Tabla 4. Resultados de la primera iteración

1a MARCHA			
Ratio	Tiempo en Circuito (s)	Tiempo en alcanzar Vmax (s)	Tiempo de 0 a 100 (s)
3,077	211,75	109,36	7,18
2,533	211,81	110,19	8,15
2,786	212,57	109,73	7,49
3,417	210,85	108,85	6,72
3,818	210,83	108,72	6,54

2a MARCHA			
Con la primera marcha fijada en 3.81			
Ratio	Tiempo en Circuito (s)	Tiempo en alcanzar Vmax (s)	Tiempo de 0 a 100 (s)
2,105	210,83	108,72	6,54
2,278	211,66	109,11	7,33
2,471	211,6	109,51	6,87
1,950	211,97	108,62	6,45
1,810	211,56	108,71	5,81

3a MARCHA			
1ª: 3.81; 2ª: 2.105			
Ratio	Tiempo en Circuito (s)	Tiempo en alcanzar Vmax (s)	Tiempo de 0 a 100 (s)
1,290	210,83	108,72	6,54
1,219	209,97	108,84	6,57
1,152	211,97	108,9	6,61
1,367	211,85	108,74	6,52
1,448	209,63	108,85	6,5

4a MARCHA			
1ª: 3.81; 2ª: 2.105; 3ª: 1.448			
Ratio	Tiempo en Circuito (s)	Tiempo en alcanzar Vmax (s)	Tiempo de 0 a 100 (s)
0,902	209,63	108,85	6,5
0,950	210,6	108,65	6,5
1,000	211,6	108,6	6,5
0,857	210,34	109,45	6,5
0,814	211,12	110,67	6,5

5a MARCHA			
1ª: 3.81; 2ª: 2.105; 3ª: 1.448; 4ª: 0.902			
Ratio	Tiempo en Circuito (s)	Tiempo en alcanzar Vmax (s)	Tiempo de 0 a 100 (s)
0,707	209,632	108,85	6,5
0,750	209,632	125,6	6,5
0,795	209,632	122,49	6,5
0,667	209,632	114,86	6,5
0,628	209,632	123,05	6,5

6a MARCHA			
1ª: 3.81; 2ª: 2.105; 3ª: 1.448; 4ª: 0.902; 5ª: 0.707			
Ratio	Tiempo en Circuito (s)	Tiempo en alcanzar Vmax (s)	Tiempo de 0 a 100 (s)
0,638	209,632	108,85	6,5
0,604	209,632	108,85	6,5
0,571	209,632	108,85	6,5
0,674	209,632	108,85	6,5
0,711	209,632	108,85	6,5

Tras analizar los resultados para los seis barridos de cálculos realizados, se observa que para las marchas más largas no hay variación en los resultados (Ver tabla 4). Esto es debido a la corta longitud del circuito y a la imposibilidad de simular más vueltas, lo que impide al vehículo alcanzar velocidad suficiente para que las marchas más largas tengan influencia real en los tiempos de vuelta.

Se observa también que en algunos casos, la relación de transmisión que mejor resultado obtiene en las pruebas de aceleración no es necesariamente la relación con la que mejor tiempo de vuelta se obtiene en la simulación en circuito. Dado que el estudio se centra en las características específicas del circuito utilizado, se escogerá la configuración de la caja de cambios en base a los análisis realizados sobre estas simulaciones.

Dado que las marchas que más van a influenciar en el resultado de los cálculos son las tres primeras, se realiza una matriz de cálculo, esta vez considerando todas las combinaciones posibles de relaciones de transmisión para dichas marchas ($5^3 = 125$), y dejando fijas las marchas más largas con las relaciones de transmisión que permiten alcanzar la velocidad máxima en menos tiempo. Para la configuración de las marchas más altas sí que será necesario un análisis de los resultados de la

simulación de aceleración, ya que es en dichas simulaciones donde se establece el tiempo que tarda el vehículo en alcanzar su velocidad máxima.

Para el caso de la 6ª se observa que no hay diferencia significativa en ninguna simulación, por lo que se opta por fijar la relación de transmisión establecida por el fabricante. Para esta 6ª marcha se va a realizar el **cálculo teórico** de la misma con los datos obtenidos, como se estableció en el segundo capítulo, a modo de comprobación entre los datos obtenidos mediante simulaciones y los cálculos teóricos vistos.

Se tiene que la velocidad máxima viene dada por:

$$V_{\max} = 2\pi r n_{\max} / 60 N_t N_f$$

Velocidad que en todas las simulaciones realizadas se fija en **255,6 km/h**. También se conocen los valores de la relación de desmultiplicación final $N_t = 4,19$, el radio de rodadura $r = 0,305$ m y las revoluciones a las cuales se obtiene la máxima potencia son 5500 r.p.m. Se calcula N_f que resulta un valor de:

$$N_6 = 0,59$$

Se comprueba que la relación obtenida con las fórmulas teóricas no dista demasiado de la escogida por el fabricante, que en este caso es **$N_6 = 0.638$**

Una vez realizados los cálculos para todas las simulaciones de las diferentes combinaciones de relaciones de transmisión, y discriminando en este caso las combinaciones con peores tiempos en las simulaciones de aceleración y en circuito, se analizan los gráficos y los tiempos de vuelta de cada combinación con el objetivo de determinar qué configuración se adapta mejor a las condiciones del circuito.

Estudiando cada caso por separado en la simulación en circuito, se observa que la toma de tiempos por vuelta no resulta un factor determinante para la elección de las relaciones de transmisión óptimas. Esto es debido a que la modelización de los puntos de frenado es genérica, al estar realizada con una configuración de la transmisión determinada. Dichos puntos de frenado serán distintos para cada una de las configuraciones de la caja de cambios, ya que en cada simulación se dan unas velocidades distintas para el mismo punto del circuito. Si se buscase obtener el mínimo tiempo por vuelta posible, la optimización en este caso debería realizarse adaptando la modelización del circuito a la configuración de la caja de cambios que se tenga en cada simulación. Así se obtendrían tiempos de vuelta más ajustados, consiguiendo un estudio más detallado.

Tabla 5. Ejemplos de tiempos de vuelta para diferentes configuraciones de relaciones de transmisión

1ª	2ª	3ª	4ª	5ª	6ª	Tiempo por vuelta
3.818	2.105	1.448	0.857	0.707	0.638	209.61
2.533	1.810	1.152	0.857	0.707	0.638	210.8
3.077	2.278	1.219	0.857	0.707	0.638	211.5
2.533	2.471	1.152	0.857	0.707	0.638	212.1

Sin embargo, estos tiempos por vuelta obtenidos en la simulación en circuito sí resultan útiles a la hora de descartar ciertas configuraciones, ya que en ocasiones se tienen diferencias de varios segundos entre dos configuraciones diferentes de la caja de cambios (Ver tabla 5). Una vez delimitado el estudio de optimización a las configuraciones con mejor rendimiento en las simulaciones, la observación y el análisis de las gráficas de velocidad y revoluciones del motor en los puntos clave del circuito resulta una herramienta eficaz a la hora de observar el comportamiento del vehículo con las distintas configuraciones de la caja de cambios.

Se comprueba, como muestran las gráficas representadas en las figuras 25 y 26, que una mala configuración de las relaciones de transmisión, además de obtener peores resultados en los test de aceleración, no optimiza el uso de las marchas a lo largo del circuito, obteniendo un patrón de cambio de arhas menos eficiente para los cambios continuos de velocidad que es necesario realizar.

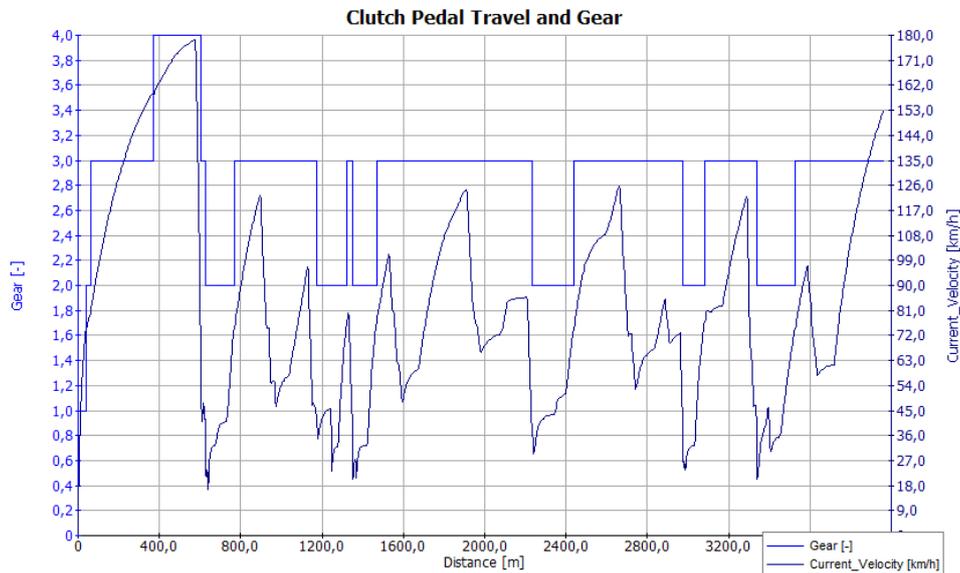


fig. 25. Velocidad del vehículo y marcha engranada

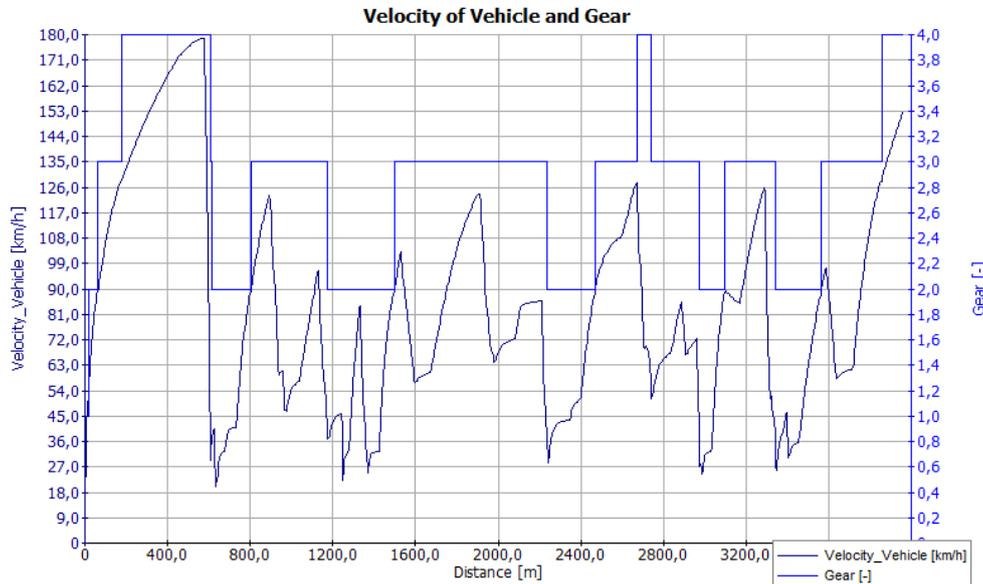


fig. 26. Velocidad del vehículo y marcha engranada

La configuración correspondiente a la gráfica de la fig. 25 corresponde a una configuración en la que las relaciones en 1ª y 3ª son relaciones largas, mientras que en 2ª es una relación corta. Esto da lugar a que no se aproveche la aceleración del vehículo a la salida de la curva, produciéndose el cambio a 3ª demasiado pronto. También, el hecho de tener una relación de transmisión demasiado larga en 3ª, impide al vehículo alcanzar 4ª antes del final de la recta principal.

Finalmente y tras analizar las configuraciones con las que mejor tiempo por vuelta se consigue, se escoge la siguiente configuración siguiendo los criterios establecidos en el segundo capítulo:

Tabla 6. Relaciones de transmisión escogidas para el circuito estudiado

Relaciones de transmisión	
1ª	3,81
2ª	2,105
3ª	1,367
4ª	0,85
5ª	0,707
6ª	0,638

Tiempo por vuelta: 209,61 s

Esta configuración permite la mayor aceleración en 1ª, teniendo para 2ª una relación algo más larga, de modo que se pueden aprovechar más eficazmente las rectas y las zonas de curvas amplias, aunque se pierda aceleración a la salida de las curvas más cerradas. La 3ª se tiene una relación de transmisión también más corta, a fin de maximizar la aceleración en la recta de final de vuelta.

Como se establece en el capítulo 2, las características del circuito son determinantes a la hora de escoger una configuración óptima de las relaciones de transmisión. Este trabajo toma como punto de partida para la optimización los tiempos de vuelta obtenidos mediante la simulación del circuito. Sin embargo, como se ha expuesto anteriormente, sería necesaria una remodelación de los parámetros del circuito para cada configuración estudiada, a fin de obtener tiempos de vuelta más ajustados.

Para el ensayo de aceleración se tienen resultados más claros, teniendo notables diferencias de tiempo según con qué configuración de caja de cambios se realice la simulación. Se muestran también las relaciones de transmisión óptimas para este tipo de simulación, a modo de comparativa con las obtenidas según las características del circuito:

Tabla 7. Relaciones de transmisión óptimas en la simulación de aceleración máxima

Relaciones de transmisión	
1ª	3,41
2ª	1,809
3ª	1,29
4ª	0,902
5ª	0,707
6ª	0,638

Tiempo 0 -100: 5,81s

Tiempo 0 -200: 22,42s

Tabla 8. Resultados de la simulación de aceleración para diferentes combinaciones de relaciones de transmisión

#	Variation of Transmission Ratio <-> 1ªmarcha	Variation of Transmission Ratio <-> 2ª marcha	Variation of Transmission Ratio <-> 3ª marcha	Aceleración a tope (2/2) Acceleration 0 - 100 <km/h>	Aceleración a tope (2/2) Acceleration 0 - 200 <km/h>
79	3,416667	1,809524	1,366667	5,8	22,49
78	3,416667	1,809524	1,29032	5,8	22,42
76	3,416667	1,809524	1,151515	5,8	22,5
77	3,416667	1,809524	1,21875	5,8	22,43
80	3,416667	1,809524	1,448276	5,8	22,61
103	3,818182	1,809524	1,29032	5,81	22,43
104	3,818182	1,809524	1,366667	5,81	22,49
102	3,818182	1,809524	1,21875	5,81	22,43
101	3,818182	1,809524	1,151515	5,81	22,51
105	3,818182	1,809524	1,448276	5,81	22,62
51	3,07692	1,809524	1,151515	6,03	22,74
55	3,07692	1,809524	1,448276	6,03	22,85
54	3,07692	1,809524	1,366667	6,03	22,72
53	3,07692	1,809524	1,29032	6,03	22,66
52	3,07692	1,809524	1,21875	6,03	22,65
26	2,785714	1,809524	1,151515	6,05	22,77
27	2,785714	1,809524	1,21875	6,05	22,7
28	2,785714	1,809524	1,29032	6,05	22,7
29	2,785714	1,809524	1,366667	6,05	22,76

5 CONCLUSIONES

5.1. Conclusiones

Antes de establecer las conclusiones del estudio, es necesario establecer la validez de los resultados, y dado que no se poseen demasiados datos acerca del comportamiento del vehículo en el circuito seleccionado, se comparan algunos de los datos obtenidos con información facilitada por el fabricante. En este caso se comparan dos valores obtenidos en la simulación de aceleración, la velocidad máxima del vehículo y el tiempo en alcanzar los 100 km/h. (Ver tabla 8).

Tabla 9. Prestaciones obtenidas experimentalmente

Prestaciones y consumos homologados	
Velocidad máxima (km/h)	255
Aceleración 0-100 km/h (s)	5,8
Aceleración 0-1000 m (s)	25,1
Recuperación 80-120 km/h en 4 ^a (s)	--
Consumo urbano (l/100 km)	9,8
Consumo extraurbano (l/100 km)	6,2
Consumo medio (l/100 km)	7,5
Emisiones de CO ₂ (gr/km)	174
Normativa de emisiones	Euro V

Se observa que en ambos casos los valores obtenidos mediante simulación son iguales a los facilitados mediante pruebas experimentales (Ver tabla 5 para resultados de aceleración 0 - 100), lo que indica la probable fidelidad de los resultados obtenidos y que, aun tratándose de una simulación compleja como la realizada en circuito, los análisis y la configuración escogida con los datos obtenidos, no debería alejarse demasiado de un análisis realizado con datos reales de un vehículo como el modelizado, en las condiciones dadas.

Con los valores obtenidos en la simulación en circuito, se puede comprobar lo establecido en el capítulo 2 sobre la influencia del uso de relaciones de transmisión cortas en circuitos pequeños. Al analizar los resultados con las diferentes relaciones de transmisión se comprueba la importancia de una configuración adecuada de la caja de cambios y las relaciones de transmisión, ya que con modificaciones pequeñas de dicha configuración se observan cambios importantes en los resultados.

Como conclusión más general, acerca del uso de programas y softwares de simulación, se remarca la importancia de la existencia y utilización de los mismos, ya que se reduce en gran medida el tiempo requerido en investigación. Así mismo se ha comprobado, no sólo en este estudio sino también en varios artículos científicos [Mihon, 2011], [Sangtarash, 2009] y diferentes trabajos consultados [Suárez, 2016], que los resultados obtenidos mediante el software CRUISE de AVL se corresponden de forma fiel con datos obtenidos experimentalmente, por lo que el programa se convierte en una herramienta útil y eficaz en el desarrollo de nuevas tecnologías en el campo del automóvil.

5.2. Principales aportaciones del autor del TFM

La principal aportación del autor de este TFM es el desarrollo de una metodología que puede permitir una elección de las relaciones de transmisión óptimas en un vehículo, ya sea como se ha realizado en este trabajo para optimizar su rendimiento en un circuito determinado, o para un fin específico como puede ser la reducción del consumo o emisiones de gases contaminantes. Otra aportación sería la realización del estudio teórico, recopilando datos y estadísticas de distintas fuentes, de la influencia de las relaciones de transmisión de la caja de cambios de un vehículo de carreras.

Respecto al uso del software CRUISE, tanto su aprendizaje como su utilización para la realización de modelos y simulaciones ha supuesto un gran reto al tratarse de un programa totalmente desconocido, teniendo que realizar desde el primer momento un meticuloso estudio de los manuales del programa para poder avanzar.

Esto se suma al hecho de que se ha intentado desde el primer momento enfocar el uso del software a una aplicación muy diferente a la que se suele dar a las simulaciones realizadas, centrandolo en el comportamiento dinámico del vehículo en lugar de analizar consumos y emisiones, tarea para la cual el software está específicamente diseñado. No obstante, los resultados obtenidos demuestran el potencial que tiene este software para el estudio del automóvil y la simulación de diferentes condiciones de uso.

Todos los modelos realizados por el autor del TFM en este estudio, tanto modelos de vehículos como de trayectos, así como las simulaciones, cálculos y resultados de los mismos, quedan a disposición de la Universidad de Valladolid para su uso en futuros estudios o trabajos relacionados con este software.

5.3. Sugerencias para trabajos futuros

Como sugerencia para futuros trabajos, y dado lo extenso de la herramienta CRUISE, se puede plantear la opción de continuar la optimización, tanto de las relaciones de transmisión como de otros parámetros, del mismo modelo de vehículo, atendiendo a otros requisitos como pueden ser el consumo, emisiones, etc.

Para ello, partiendo de base del modelo de vehículo, pueden establecerse como variables para una matriz de simulaciones cualquier otro parámetro del mismo. Es interesante, por otra parte, la realización de más simulaciones, o incluso la modelización de otros circuitos para poder comparar resultados de forma más extensa.

Otra de las opciones a tener en cuenta puede ser utilizar el mismo estudio de optimización de las relaciones de transmisión y aplicarlo a otro modelo de vehículo, adaptando las simulaciones y las variables para el modelo de vehículo seleccionado en ese caso.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Albarrán Ligeró, Justo. *Aplicación al diseño de engranajes de ejes paralelos con Catia v5, Fundamentos del KBE (Knowledge Based Engineering)*. ETSI de la Universidad de Sevilla
- Arias Paz, Manuel. *Manual de automóviles*, CIE Inversiones Editoriales Dossat 2000, 2006
- Bolles, Bob. *Choosing and keeping the right gear ratio*, artículo en www.hotrod.com, Abril 2009.
- Cangialosi, Paul. *TechZone Article: Wide and Close Gear Ratios*. 5speeds.com. Medatronics. October 2012
- Fersainz, Rodrigo. *Mecánica básica: Funcionamiento de la caja de cambios*, artículo publicado en www.autobild.es, junio 2016.
- Le Guen D, Weck T, Balihe A, Verbeke B. *Definition of Gearshift Pattern: Innovative Optimization Procedures Using System Simulation*. SAE International Journal of Engines, pp. 412-431, 2011 June.
- López, José Antonio. *Apuntes de la asignatura Ingeniería de Vehículos*. Máster en Ingeniería de Automoción, UVA, Valladolid, 2015
- Mihon, L. Negoitescu, A. Tokar, A. Ostoia, D. *Motor and vehicle optimization process modeling by using the AVL CRUISE in standard applications*, Annals of faculty engineering Hunedoara, International journal of engineering, 2011
- Robinette D, Gibson G, Szpara D, Tehansky E. *Performance Characterization of Automatic Transmission Upshifts with Reduced Shift Times*. SAE International Journal of Engines, 2015 June.
- Sáez Niño, Marcos. *Diseño de reductores de engranajes*, Proyecto Fin de Grado, Escuela de Ingenierías Industriales, Universidad de Valladolid, 2015.
- Sangtarash F, Esfahanian V, Nehzati H, Haddadi S, Bavanpour MA, Haghpanah B. *Effect of Different Regenerative Braking Strategies on Braking Performance and Fuel Economy in a Hybrid Electric Bus Employing CRUISE Vehicle Simulation*. SAE International Journal of Fuels and Lubricants, 2009 April.
- Soltic P, Guzzella L. *Performance simulations of engine-gearbox combinations for lightweight passenger cars*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2001 February
- Suárez Sanz, Miguel. *Simulación de comportamiento vehicular con AVL CRUISE*, Trabajo Fin de Máster, Escuela de Ingenierías Industriales, Universidad de Valladolid, 2016
- NA, *Importancia de la simulación de procesos en la industria*, en uniionestor.files.wordpress.com, artículo consultado en 2016
- NA, *A vueltas con el cambio*, artículo en el blog Reflexiones en boxes, agosto 2011
- NA. PF6-PK4 MT6 350-400 Nm 6-Speed Manual Transmissions. Documentación Renault, disponible en www.renault.powertrain.com, Guyancourt, 2016
- NA. Especificaciones Renault Megane RS Trophy edition. Documentación Renault, disponible en www.renault.es/gama-renault/vehiculos-renault-sport/megane/renault-megane-rs, Junio 2016

- NA. Especificaciones Renault Megane RS Trophy edition. Artículo en <http://www.km77.com>, Junio 2016
- NA. Relación planimétrica pista del Jarama. 2016, disponible en www.jarama.org
- NA, Manual de usuario del software CRUISE, AVL, 2014.