



MÁSTER EN AUTOMOCIÓN

ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES

TRABAJO FIN DE MÁSTER

MODELO DE UN VEHÍCULO PARA LA SIMULACIÓN DINÁMICA DEL NUEVO CICLO DE CONDUCCIÓN EUROPEO (NEDC)

Autor: D. Rafael Moscardó Fuster

Tutor: D. Andrés Melgar Bachiller

Valladolid, 14 Julio de 2015

Escuela Ingenierías Industriales

Depto. Ing^a Energética y Fluidomecánica

Paseo del Cauce s/n

47011 Valladolid
(España)



Fundación Cidaut

Parque Tecnológico de Boecillo, 209

47151 Boecillo (Valladolid)

España



RESUMEN

En el presente trabajo se desarrolla el modelo de un vehículo para la simulación del ciclo europeo de homologación (*NEDC*) a través de la herramienta de trabajo *MATLAB Simulink*. El modelo completo se puede presentar como tres partes bien diferenciadas, a saber:

- Sistema motor
- Transmisión y dinámica longitudinal del vehículo
- Mecanismo de control o conductor

El sistema motor, que simula un motor de encendido provocado, comprende los aspectos más relevantes en el funcionamiento de éste (se ha simplificado para utilizar las ecuaciones fundamentales). Por ello se han creado los modelos de los diferentes rendimientos, indicado, volumétrico y mecánico, así como el proceso de admisión de aire y regulación de la carga a través de la ecuación diferencial que rige el flujo de aire a través del colector de admisión.

La transmisión comprende el volante de inercia y embrague, sistemas que además ejercen una función fundamental en el funcionamiento del modelo, pues intervienen en la realimentación del sistema de lazo cerrado que es el modelo. También se encuentran en dicho apartado la caja de cambios y la conversión par motor - fuerza tracción, así como la dinámica longitudinal del vehículo, que está sometido a diferentes fuerzas: resistencia aerodinámica, rodadura, tracción y frenado.

Por último, el conductor contiene los controladores (de tipo *PID*) necesarios para la consecución exitosa del ciclo de conducción europeo a través del accionamiento de los pedales presentes en el vehículo de cambio manual, es decir, acelerador, freno y embrague, así como la palanca de cambio de marchas. También en este sistema se ha insertado el ciclo *NEDC*, siguiendo los procedimientos y limitaciones que marca la normativa europea al respecto. Se ha pretendido que el ciclo se ajuste lo máximo posible a la legislación, así como que la realización del ciclo sea realista desde el punto de vista del vehículo y del control del mismo.

Cabe añadir que por separado también se ha realizado una variante para simular un banco de ensayos motor, que comprende como su propio nombre indica el motor, pero también el modelo de un freno dinamométrico. Dicho modelo ha sido necesario para recalcular o ajustar algunos de los parámetros, como por ejemplo el rendimiento volumétrico, o las curvas de par y potencia, mapa de consumo específico, etc.

Finalmente en el apartado de resultados se verifica el cumplimiento del ciclo, a través de la comparación de algunos parámetros significativos, como la velocidad y aceleración media, distancia recorrida, etc. También se muestra la velocidad seguida por el vehículo, comprobando de esta forma que está dentro de los límites de la normativa. A partir de la verificación del ciclo, también se hace un estudio para determinar el efecto de la masa del vehículo y la cilindrada del motor sobre el consumo de combustible y las emisiones de CO₂. Para terminar también se exponen diferentes vías para dar continuidad al presente trabajo en un futuro.

A MODEL FOR THE DYNAMIC SIMULATION OF A VEHICLE IN THE NEW EUROPEAN DRIVING CYCLE.

ABSTRACT

In this paper a vehicle model for the simulation of the New European Driving Cycle (*NEDC*) is done through the work environment *MATLAB Simulink*. The complete model could be presented as three main blocks.

- Engine model
- Transmission and longitudinal dynamic
- Driver or controller

The engine model, which simulates a spark ignition engine, comprises the most important parts (it has been simplified in order to use fundamental equations). Therefore it has been modeled the indicated efficiency, volumetric efficiency and mechanical losses. The air intake process has been modeled through the differential equation of the flow through the intake manifold and the volumetric air flow equation which comprises the position of the intake valve.

The transmission line comprises the flywheel and the clutch. The clutch is a really important part because it allows to disconnect the engine and transmission (it is necessary at idle speed) and also is the switch to choose the signal for closing the feedback loop between engine and vehicle's dynamics. Of course, the gear box also has been modeled taking in account the max engine torque and power. In this system are also modeled the forces involved on the vehicle run. As the traction and brake force or as the rolling resistance and aerodynamic resistance.

Finally, the driver contains the controllers (*PID*) required for the successful completion of the European driving cycle through the vehicle's pedals, i.e., accelerator, brake and clutch, and the own gearshift.

Also in this system has been modeled the *NEDC* cycle, following the procedures and limitations marking European regulations on the matter. It has been ensured which cycle conform to the legislation and the completion of the cycle is realistic from the point of view of the vehicle and its driving. I should add that separately, has also made a model to simulate an engine bench test. It has the same engine model, but also adds the model of a dynamometer brake. This model has been necessary to modelling some parameters, such as volumetric efficiency, or the torque and power curves, the brake specific fuel consumption map, etc.

Finally at the results chapter, the cycle compliance is verified through comparison of some significant parameters such as average speed and acceleration, distance traveled, etc. The vehicle's speed is also shown, proving thereby that is within the limits specified by the normative. After that, a study is also made to determine the effect of vehicle mass and engine capacity on fuel consumption and CO₂ emissions.

AGRADECIMIENTOS

Este proyecto supone el final de una etapa importante en mi formación, quizás la última etapa estrictamente académica, durante la que he podido profundizar en aquello que espero sea mi futuro, el mundo de la automoción.

Este proyecto surgió gracias a la oportunidad que me brindó D. Francisco Tinaut de realizar una beca de colaboración, pero que pudiera llegarse hasta el final es en parte mérito de D. Andrés Melgar, cuya paciencia y conocimientos lo han hecho posible.

Sin duda, el mayor reconocimiento no puede ser sino para mi familia, pues su esfuerzo y sacrificio han sido el origen e hilo conductor de toda ésta aventura.

INDICE

1	INTRODUCCIÓN	1
1.1	Antecedentes	1
1.2	Objeto del proyecto	1
1.3	Justificación y motivación.....	2
1.4	Desarrollo.....	2
2	ESTADO DE LA TÉCNICA.....	5
3	MODELO DEL MOTOR	7
3.1	Proceso de admisión de aire.....	8
3.2	Rendimientos indicado y volumétrico.....	13
3.3	Par motor y pérdidas mecánicas.....	15
3.4	Banco de ensayos.....	18
4	MODELO DE LA TRANSMISIÓN Y LA DINÁMICA LONGITUDINAL	23
4.1	Volante de inercia y embrague.....	24
4.2	Cadena de transmisión	28
4.3	Dinámica longitudinal del vehículo	31
5	MODELO DEL CONDUCTOR.....	35
5.1	New European Driving Cycle (NEDC).....	36
5.2	Pedal de embrague y cambio de marchas.....	39
5.3	Pedal de aceleración.....	39
5.4	Pedal de freno.....	43
6	RESULTADOS	44
6.1	Verificación y análisis de ciclo.....	44
6.2	Estudio de sensibilidad del consumo frente a la masa y la cilindrada.....	51
6.3	Conclusiones	54
6.4	Líneas futuras	55
7	REFERENCIAS.....	57

1 INTRODUCCIÓN

A medida que el uso mundial de automóviles aumenta rápidamente, se ha vuelto cada vez más importante desarrollar vehículos que optimicen el uso de los recursos disponibles en cuanto a infraestructuras y combustible, proporcionen un transporte seguro y cómodo y al mismo tiempo tengan un impacto mínimo en el medio ambiente.

Para cumplir estos requisitos diversos y a menudo contradictorios, la industria automotriz confía en sistemas electromecánicos que emplean sensores, actuadores y control de retroalimentación para asegurar que todos los sistemas presentes en el automóvil funcionen en las mejores condiciones, es decir, con la mayor seguridad posible, con el menor consumo posible y a la vez minimizando las emisiones contaminantes.

1.1 Antecedentes

No son pocos los trabajos desarrollados en este campo desde que la electrónica se hiciera un hueco en la automoción y resultaría imposible nombrarlos todos en el presente apartado. De forma general, se puede encontrar extensa documentación al respecto, trabajos académicos, libros de texto, etc.

Un ejemplo de trabajos en este campo (si restringimos la búsqueda a aquellos trabajos realizados con la misma herramienta) lo encontramos en el documento *Simulink-Stateflow Technical Examples: Using Simulink and Stateflow in Automotive Applications* creado por la compañía *Mathworks* propietaria del software *Simulink*. En dicho documento se demuestra la viabilidad del diseño de controladores para los diferentes sistemas mecánicos y electrónicos presentes en el automóvil a través de diferentes ejemplos:

- Modelo del motor
- Sistema anti-bloqueo (ABS)
- Modelo de la suspensión
- Sistemas hidráulicos
- Control de la transmisión automática, etc.

1.2 Objeto del proyecto

El objetivo que se persigue es desarrollar el modelo de un vehículo que sea capaz realizar una simulación dinámica del nuevo ciclo de conducción europeo (NEDC). Para ello, se ha pretendido reflejar de forma verosímil (y al mismo tiempo simplificada) los diferentes elementos del vehículo, como el motor, la transmisión, el comportamiento dinámico longitudinal del vehículo, y por último el propio conductor, sistema que debe ser capaz de accionar los distintos pedales de forma correcta para realizar el ciclo dentro de los límites (velocidad, tiempo, marcha engranada, etc.) que marca la legislación.

El modelo del sistema se ha realizado a partir de las ecuaciones matemáticas que rigen los diversos fenómenos, detalladas más adelante, y utilizando el entorno *MATLAB Simulink* para su implementación.

1.3 Justificación y motivación

El proyecto surge de la colaboración realizada con el departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica de la escuela de Ingenierías Industriales, Universidad de Valladolid, durante el curso académico 2013/2014, en el marco de las ayudas concedidas por el Ministerio de Educación y Cultura del Gobierno de España.

Se decide entonces profundizar más en el aspecto académico y de esta forma conseguir material suficiente para elaborar el trabajo fin de máster, cuya motivación es obtener el título de Máster en Ingeniería de Automoción, concedido por esta misma universidad, durante el curso académico 2014/2015.

1.4 Desarrollo

La memoria del presente trabajo se desarrolla a lo largo de siete apartados principales. El capítulo primero es la introducción del proyecto, que tiene como objetivo centrar las bases del presente trabajo de una forma breve y generalista. El capítulo segundo pretende dar una idea de la situación actual del estado de la técnica de los sistemas de simulación (mediante *MATLAB Simulink*) referidos al mundo de la automoción.

A continuación, en los capítulos tercero, cuarto y quinto se explican detalladamente los tres principales bloques del modelo (véase figura 1). En el tercer capítulo se detalla el modelo del motor, donde se incluye también un apartado con la variante del modelo creado para simular un banco de ensayos.

En el cuarto se detalla la cadena de transmisión y la dinámica longitudinal, mientras que en el quinto se detalla el modelo del conductor y el propio ciclo europeo. En el capítulo sexto se exponen las conclusiones y los resultados de la simulación. Se verifica el cumplimiento del ciclo a través de la comparación de determinadas medidas y se lleva a cabo un estudio de sensibilidad del consumo frente a la masa y la cilindrada del motor.

Finalmente en el capítulo séptimo aparecen las referencias consultadas durante la realización del trabajo.

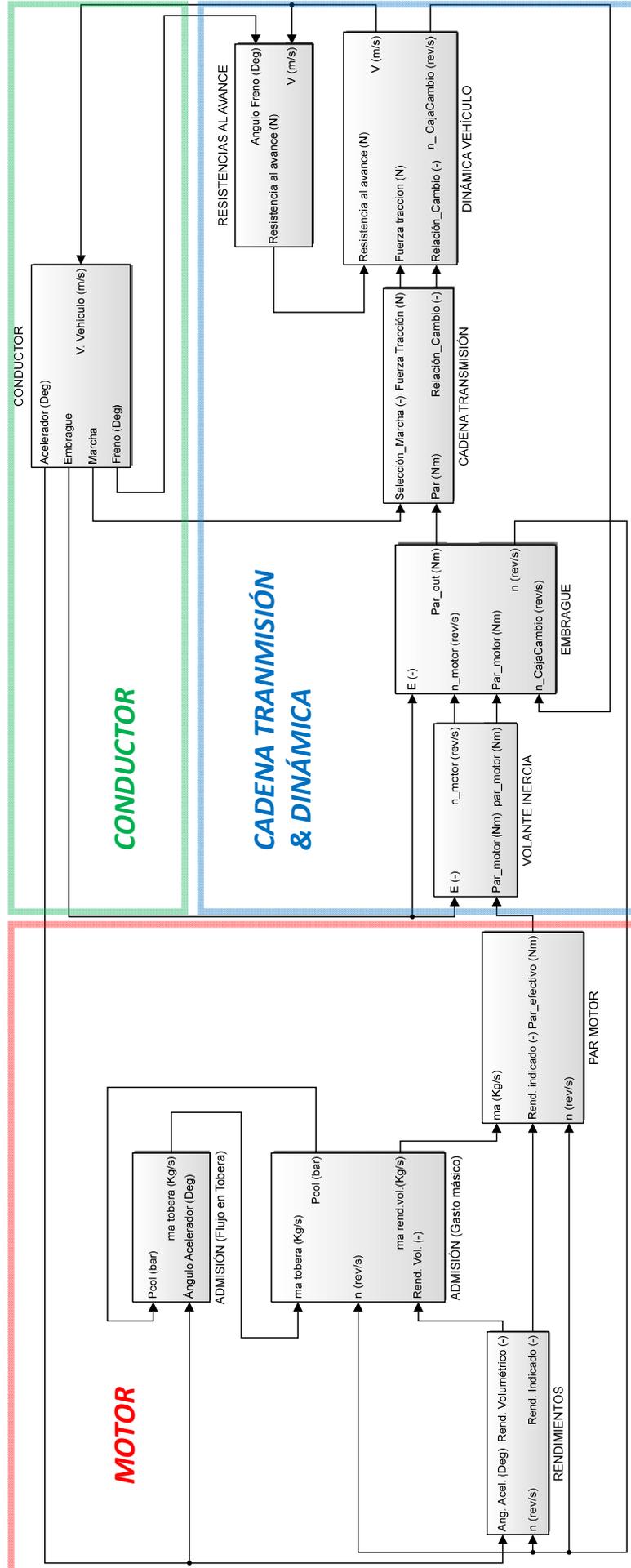


Figura 1. Vista general del modelo completo.

2 ESTADO DE LA TÉCNICA

La simulación informática se ha convertido en una herramienta indispensable, debido a su gran potencial y también a su parecido con la realidad si los modelos son de calidad. El estado de la técnica en el campo de la simulación de sistemas mecánicos se encuentra en un estado muy maduro. Se ha alcanzado un alto grado de fidelidad entre los resultados obtenidos mediante simulación y los resultados obtenidos mediante el ensayo real de los elementos.

En el campo de la automoción la simulación de pruebas convencionales (relativas a la seguridad, funcionalidad, etc.) durante el desarrollo y validación del producto, permite mejorar la viabilidad económica de los proyectos. Este hecho es uno de los principales impulsores de ésta tecnología en el seno de la industria automotriz. Actualmente con la herramienta *MATLAB Simulink* es posible modelar prácticamente cualquier fenómeno o componente del vehículo. Aquí se exponen algunos ejemplos de forma general y en relación con el presente trabajo.

Elementos mecánicos y fenómenos termodinámicos.

Es posible modelar del motor, a través de la geometría, el proceso de renovación de la carga, sistema de inyección, propiedades de la mezcla aire – combustible, pérdidas por transmisión de calor, etc.

En el ejemplo de la figura 2, se presenta de forma simplificada un esquema de los bloques necesarios para calcular las masas de los diferentes elementos durante el proceso de renovación de la carga. Cada bloque contiene el conjunto de ecuaciones fundamentales que rigen el fenómeno físico-químico simulado.

También es posible modelar los diferentes sistemas de control del motor, como la sonda lambda, el control del ralentí o el del turbo, etc.

Chasis y dinámica del vehículo.

Existen modelos matemáticos que representan fielmente todos los sistemas, por ejemplo el modelo de las ruedas (que tiene en cuenta las características el neumático y de la carretera), modelos del chasis, de la suspensión, caja de cambios y embragues de fricción o convertidores de par entre otros. Así como también existen modelos detallados para el control de la línea de transmisión o el control del vehículo, como el sistema *ABS*, *ESP*, etc. (véase figura 3).

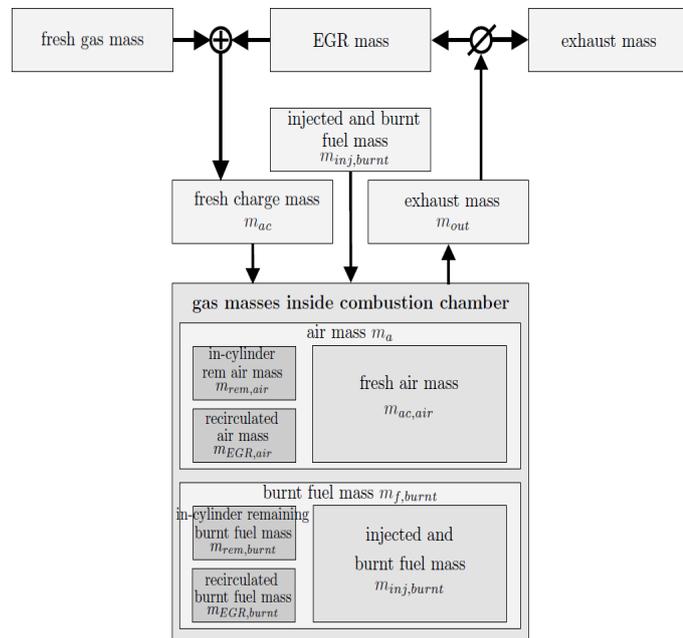


Figura 2. Esquema proceso de renovación de la carga.

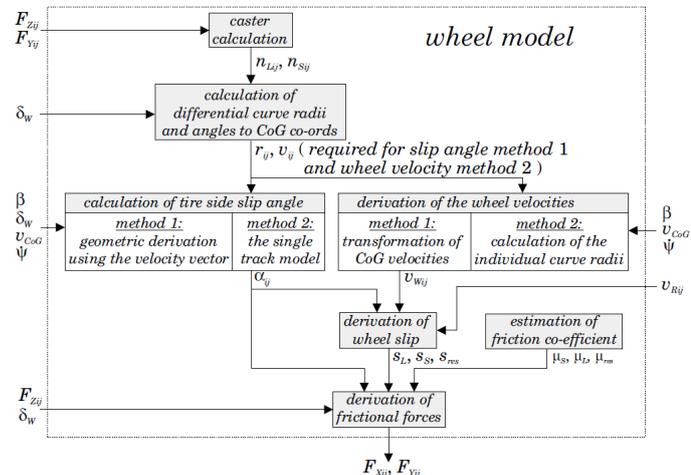
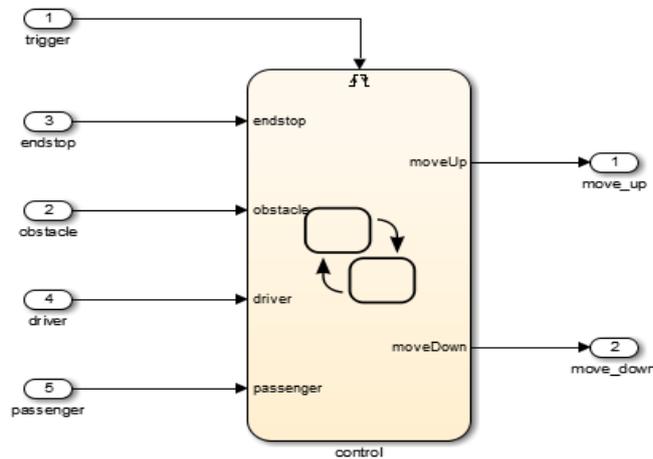


Figura 3. Modelo relación neumático – pavimento.

Control de los diversos elementos.

En cuanto al modelo de conductor existen actualmente dos posibilidades. La primera de ellas es utilizar un controlador *PID* que permita cerrar el lazo de control, como se ha hecho en el presente trabajo. Utilizando una serie de consignas y la señal de error (obtenida como la diferencia entre la señal de consigna y la respuesta de la planta) se ajusta la respuesta, por ejemplo, incrementar o disminuir la cantidad de acelerador que se aplica.



La segunda opción es más compleja, y consiste en crear un modelo de conductor híbrido, que contemple características del comportamiento humano como la adaptación, la anticipación y la alta variabilidad. Esto puede conseguirse a partir de mapas que ponderen el comportamiento en función de las habilidades aprendidas, las reglas o el conocimiento acumulado tras las repetidas iteraciones. También es necesario en este caso el uso de máquinas de estado (véase figura 4), que permitan tomar decisiones lógicas en función del contexto.

Figura 4. Ejemplo de máquina de estados en *Simulink*.

3 MODELO DEL MOTOR

En este apartado se tratará el modelo del motor. Se define el conjunto de elementos que conforman el motor como un subsistema del modelo completo, véase figura 5. Dicho subsistema tiene dos entradas y una salida.

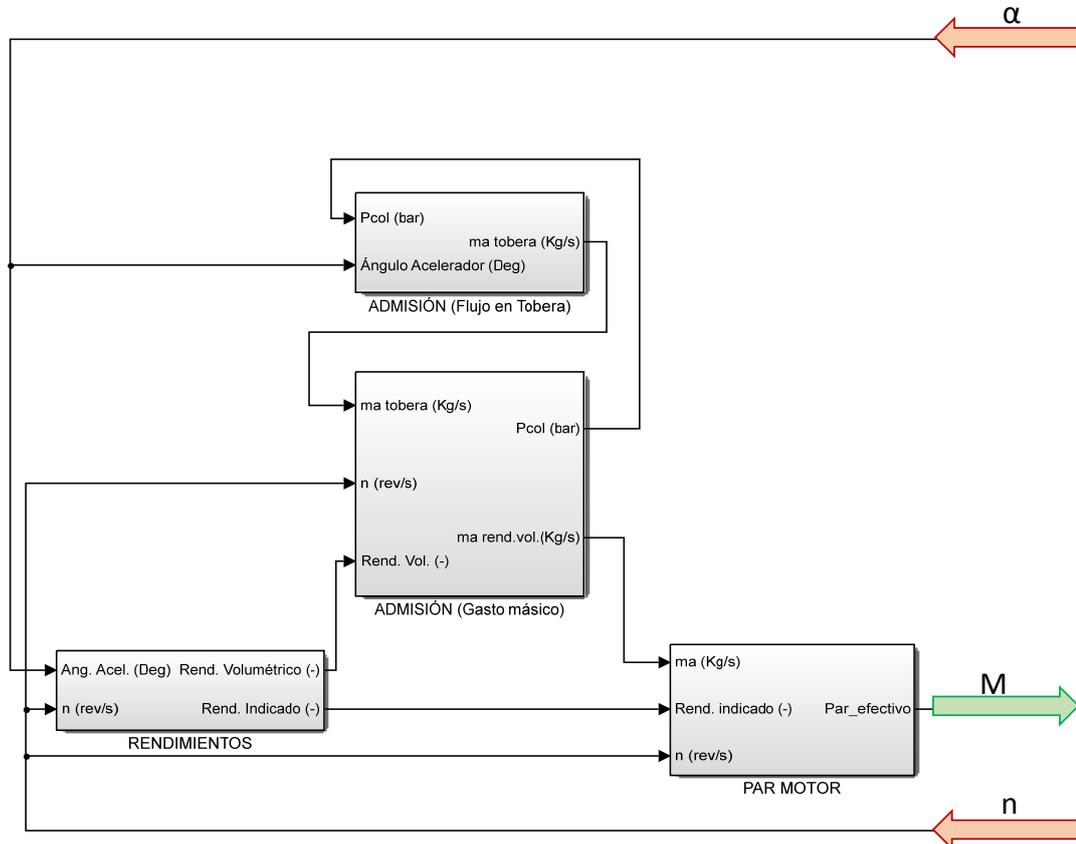


Figura 5. Representación del subsistema motor, inputs en rojo, output en verde.

Una de las entradas que figuran en el subsistema motor es la posición del pedal de acelerador (α), determinada por el sistema denominado conductor. La otra entrada es el régimen del motor (n) impuesta por la relación de transmisión y las condiciones dinámicas instantáneas del vehículo o el respectivo controlador en el estado de ralenti.

A partir de estas dos entradas, se calcula el par motor (M) que se distribuirá a través de la cadena de transmisión. Los detalles de todos los cálculos realizados en el subsistema motor se explican en los siguientes apartados, desde el desarrollo matemático hasta su implementación con *MATLAB Simulink*.

Parámetros del motor y constantes utilizadas

- | | |
|---|--|
| ▪ Z (nº de cilindros) = 4 | ▪ Densidad del aire = 1.2 Kg/m^3 |
| ▪ Diámetro pistón = 0.086 m | ▪ Presión ambiente = 1 Bar |
| ▪ Carrera = 0.086 m | ▪ Temperatura ambiente = 293 K |
| ▪ Cilindrada = 2.0 L | ▪ $\text{Gamma} = 1.4$ |
| ▪ Sección del colector = $(\pi \cdot 0.05^2) / 4 \text{ m}^2$ | ▪ $R = 287 \text{ J/Kg} \cdot \text{K}$ |
| ▪ Diámetro mariposa = 50 mm | ▪ $\text{Fe} = 1/14.5$ |
| ▪ Inercia del motor = 0.6 Kg/m^2 | ▪ $\text{Fr} = 1$ |
| ▪ Velocidad del sonido = 430 m/s | ▪ $\text{Hc} = 42 \text{ MJ/Kg}$ |
- } Gasolina

3.1 Proceso de admisión de aire

El gasto de másico de aire que entra al motor es función de la presión en el colector aguas abajo de la mariposa de admisión, la cilindrada total del vehículo y el rendimiento volumétrico (característica intrínseca del motor por su propio diseño así como función de la mariposa de admisión en un vehículo gasolina).

La presión en el colector se puede calcular integrando la ecuación diferencial que relaciona el flujo de aire y la presión en el colector de admisión, de acuerdo a la ecuación de los gases ideales:

$$\dot{P}_{colector} = \frac{R \cdot T}{Vol_{colector}} \cdot (\dot{m}_{air_in} - \dot{m}_{air_out})$$

$$P_{colector} = \frac{R \cdot T}{Vol_{colector}} \cdot \int \{m_{air_in}(t) - m_{air_out}(t)\} dt$$

Siendo el volumen del colector, R y T constantes, solo es necesario calcular la diferencia entre el gasto másico de aire que entra al colector y el que sale. Para ello se calcula el gasto másico entrante a través de las ecuaciones que rigen el flujo en una tobera (se considera que es una buena aproximación al sistema de admisión comprendido desde el filtro de aire hasta el colector de admisión). El gasto másico de aire que sale del colector además será función del rendimiento volumétrico del motor así como su cilindrada y el régimen motor en dicho momento.

Gasto másico de aire entrante (Ecuaciones flujo en tobera)

Véase en primer lugar el cálculo del gasto másico entrante al colector. Se define según la siguiente ecuación:

$$m_{air_in} = A_{ef} \cdot \rho_{air} \cdot V_{sonido} \cdot CoefComp$$

Donde el área efectiva de paso depende de la posición de la mariposa de admisión, la densidad es la del aire ambiente y la velocidad del sonido una constante. El coeficiente de compresibilidad del gas es al mismo tiempo otra función que depende de las presiones a un lado y otro de la tobera (lado exterior e interior de la mariposa de admisión). La presión en el lado exterior, la presión ambiente, se considera constante. Dicha función se detalla a continuación.

La función del coeficiente de compresibilidad se ha discretizado en tres partes (función del ratio de presión). El valor $P2$ corresponde a la presión en el colector de admisión y el valor $P1$ a la presión atmosférica. Cuando las presiones son similares ($P_{ratio} \geq 0,99$) se linealiza la función para evitar problemas de derivabilidad. La función completa queda definida a trozos según las siguientes expresiones en función del valor que toma $P2/P1$.

Cuando $P2/P1 \geq 0,99$, significa que las presiones a ambos lados de la tobera son prácticamente iguales, y por tanto el flujo a través de ella se reduce drásticamente hasta anularse cuando las presiones se igualan. Dicho fenómeno queda representado a través de la siguiente ecuación:

$$P_{ratio} > P_{ratio_max} \rightarrow CoefComp = \sqrt{\left(\frac{2}{\gamma - 1}\right) \cdot \left(P_{ratio_max}^{\frac{2}{\gamma}} - P_{ratio_max}^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}\right)} \cdot \left(\frac{1 - P_{ratio}}{1 - P_{ratio_max}}\right)$$

La expresión anterior tiene como objetivo linealizar la función en el límite de forma que no existan los problemas de derivabilidad antes mencionados. Por otro lado se define la presión crítica en la garganta de la tobera como:

$$P_{critica} = P_{amb} \cdot \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

Si el ratio de presión P_2/P_1 es mayor que la presión crítica, se habla de que la condición del flujo en la tobera es normal (no supersónico) y la expresión que rige el coeficiente de compresibilidad es:

$$P_{ratio} > P_{critica} \quad \rightarrow \quad CoefComp = \sqrt{\left(\frac{2}{\gamma + 1}\right) \cdot \left(P_{ratio}^{\frac{2}{\gamma}} - P_{ratio}^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}\right)}$$

Si P_2/P_1 es menor que la presión crítica en la garganta de la tobera, se habla de que el flujo a través de la tobera se encuentra en régimen supersónico, y el coeficiente de compresibilidad pasa a depender únicamente de gamma (característico del gas), según la expresión:

$$P_{ratio} < P_{critica} \quad \rightarrow \quad CoefComp = \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{\frac{\gamma+1}{2 \cdot (\gamma-1)}}$$

En la figura 6 puede observarse la forma que describe la función del coeficiente de compresibilidad en función del ratio de presión, es decir, el coeficiente entre la presión en el interior el colector y la presión ambiente.

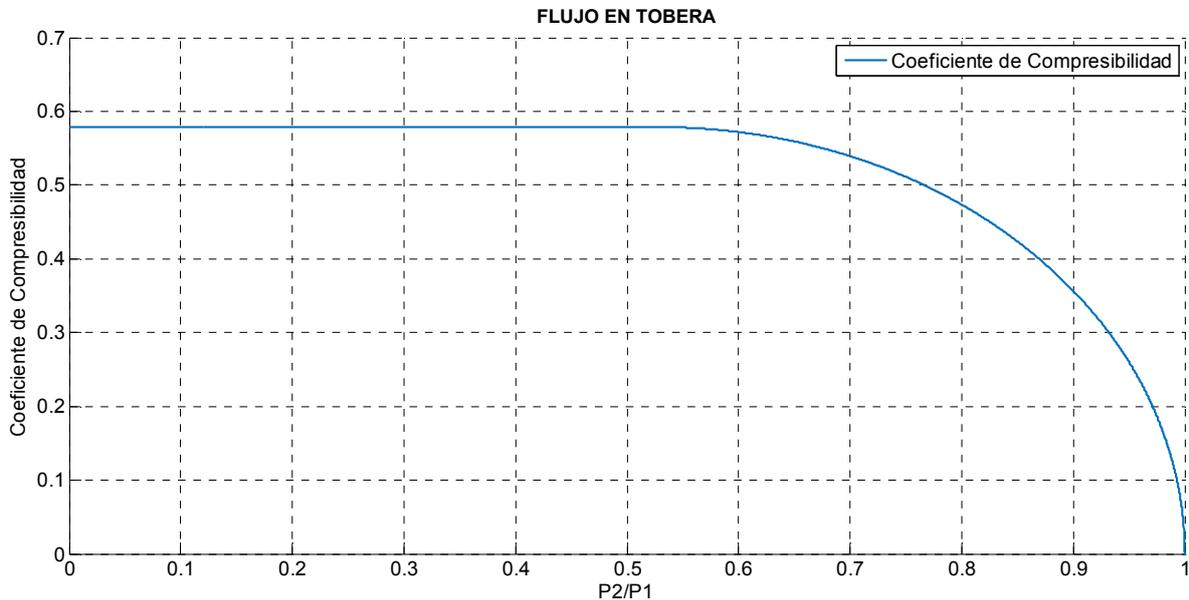


Figura 6. Coeficiente de compresibilidad Vs. Ratio de presiones.

Gasto másico de aire saliente (Ecuación del rendimiento volumétrico)

El gasto másico que sale del colector de admisión y se introduce en el motor, depende a su vez del rendimiento volumétrico del propio motor, su régimen y la presión en el colector. El gasto de aire en esta ocasión se determina según la ecuación:

$$m_{air_out} = \frac{P_{colector}}{R \cdot T} \cdot V_t \cdot \eta_v \cdot i \cdot n$$

Se observa que la presión en el colector (nuestra principal incógnita) aparece en ambas ecuaciones, por lo que es necesario inicializar dicha variable para empezar el proceso iterativo de cálculo. En este caso se opta por el valor de 1 bar, que sería la presión en el colector cuando no hay flujo (igual a la atmosférica).

Resumiendo, a partir de la diferencia observada en los gastos másicos, el calculado con las ecuaciones del flujo en tobera y el calculado con la ecuación del rendimiento volumétrico, y si se asume que se trata de un gas ideal, la diferencia en dichos gastos másicos corresponde con un cambio de presión en el colector de admisión. De esta forma es posible calcular mediante un proceso iterativo de cálculo la variación de presión en el colector con el tiempo y a la su vez el gasto másico de aire que trasiega el motor.

Diagramas Simulink

La implementación de las ecuaciones anteriormente descritas se ha realizado en dos bloques diferentes. En primer lugar se detalla la implementación de las ecuaciones del flujo en una tobera y a continuación la implementación de la ecuación del rendimiento volumétrico.

Ecuaciones para el flujo en una tobera

Las entradas al sistema (coloreadas en azul) son la presión en el colector necesaria para el cálculo del coeficiente de compresibilidad así como el ángulo del pedal de aceleración, que define la sección de paso de la tobera. La salida (coloreada en verde) es el gasto másico que entra al colector de admisión.

Se ha visto que la función del coeficiente de compresibilidad está definida a trozos, cada una de las tres posibles situaciones en función del valor $P2/P1$ se han introducido como una serie de bucles *if{ }* anidados. En el primer nivel (véase figura 7) se determina si el flujo es supersónico o normal comparando la presión en el colector con a presión crítica en la garganta.

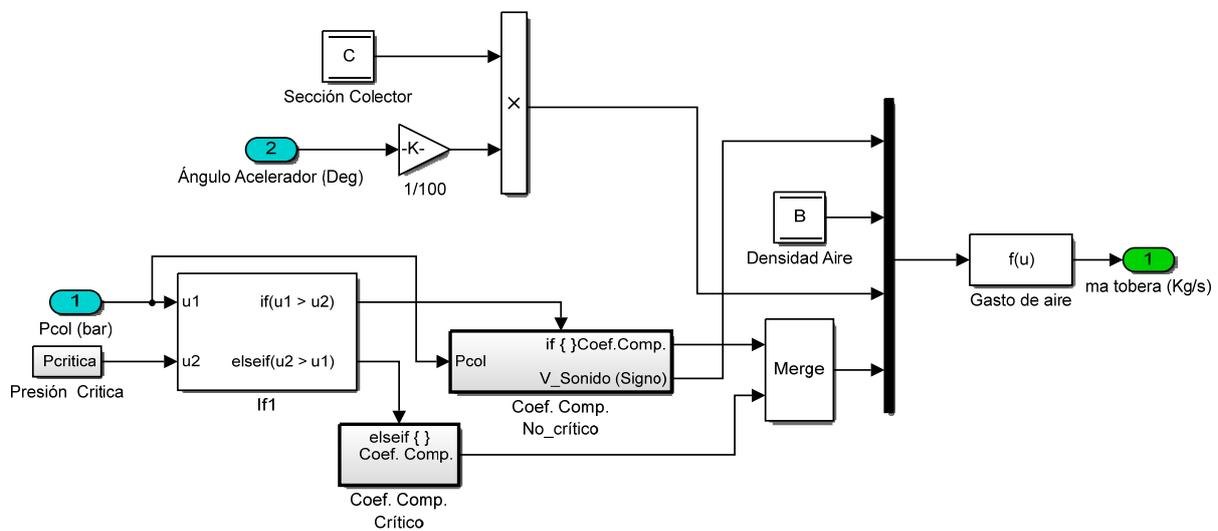


Figura 7. Diagrama para el cálculo del flujo másico de aire en una tobera.

A partir de aquí, en el caso de que el flujo sea supersónico entra en acción el bloque *elseif{ }* *Coef.Comp.Critico* y el coeficiente de compresibilidad pasa a ser constante. Si el flujo no es supersónico, entonces entra en acción el bloque *if{ }* *Coef.Comp.No_critico* cuyo interior se puede ver en la figura 8.

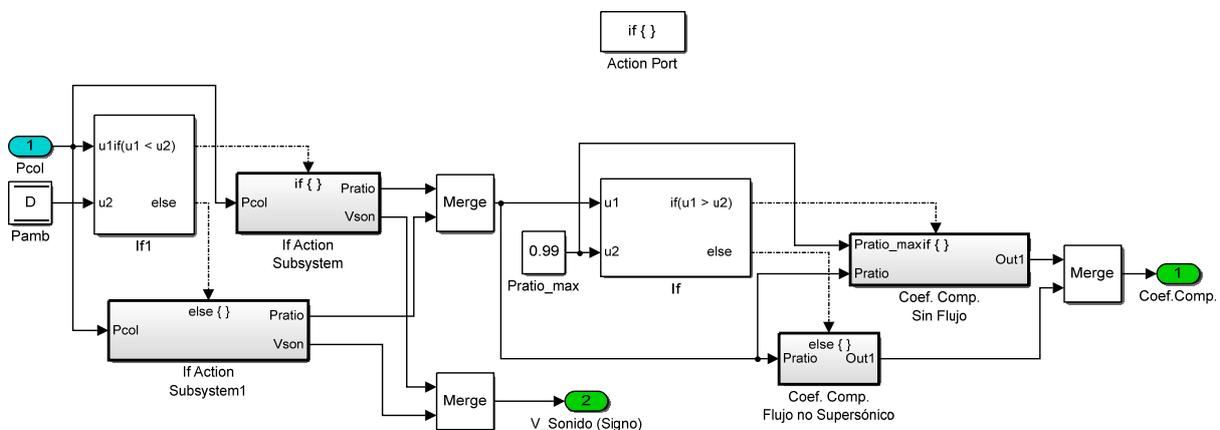


Figura 8. Bloques *if{ }* correspondientes al cálculo en el caso de flujo no supersónico y $Pratio \geq 0.99$.

En este segundo nivel se discierne en primer lugar el sentido del flujo a través de la comparación de la presión en el colector con la presión ambiente. Si la presión en el colector supera la presión ambiente, se cambia el signo de la velocidad del sonido para cambiar el sentido del flujo.

Aunque en un motor real el sentido del flujo a través del colector de admisión nunca podrá ser del motor hacia el ambiente, ocurre que cuando se cierra la mariposa de admisión y debido al propio funcionamiento del controlador, la presión en el colector tiende a aumentar por encima de la presión ambiente. En este caso, se produce una singularidad, y es que la presión en el colector aumentaría mientras la mariposa de admisión estuviera cerrada. Para evitar este problema se limita la salida del integrador de presión a 1 bar (caso de flujo nulo).

En caso contrario ($P_{col} < P_{amb}$) se separa en un segundo bucle $if\{\}$ el flujo normal de la situación con $Pratio > Pratio_max$. La salida del bloque $if\{\}$ o $else\{\}$ (según el que este activo) se gestiona a través del elemento *Merge*, que a partir de dos entradas proporciona únicamente una salida, la correspondiente al bloque activo.

El bloque $if\{\}$ correspondiente al caso de flujo supersónico (coeficiente de compresibilidad crítico) no se ha representado aquí, pues toma un valor constante en función de gamma y no tiene mayor interés su modelo *Simulink*.

A continuación se detalla la implementación de la ecuación del rendimiento volumétrico y el cálculo de la presión en el colector.

Ecuación del rendimiento volumétrico

Son entradas del sistema el gasto másico calculado en el bloque anterior, la velocidad del motor y el rendimiento volumétrico, mientras que son salidas la presión en el colector y el gasto másico hacia el motor (véase figura 9). Las constantes utilizadas aparecen como bloques de solo lectura, representados por una letra mayúscula y que están almacenados en otra parte del modelo.

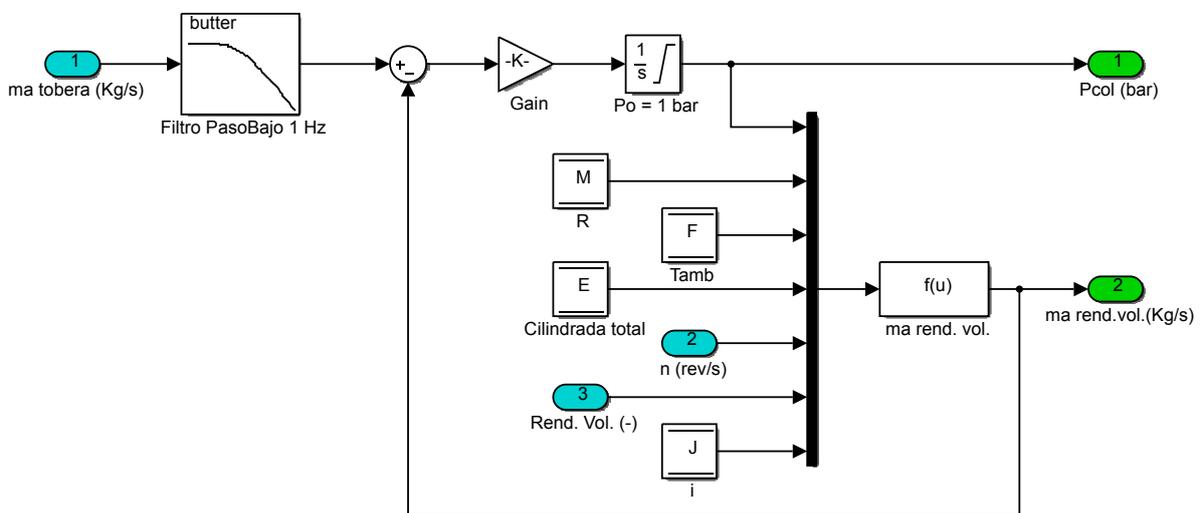


Figura 9. Cálculo de la presión en el colector y el gasto másico de aire hacia el motor.

A partir del valor de presión inicial comentado anteriormente, y los valores iniciales para la velocidad del motor y rendimiento volumétrico (función a su vez de la velocidad del motor), se calcula el gasto másico de aire que sale del colector de admisión hacia el motor. En este bloque se calcula además la variación de la presión en el colector, integrando la ecuación mencionada en el desarrollo matemático. Para ello se calcula la diferencia entre el gasto másico calculado en el bloque anterior y el calculado en el presente bloque. La diferencia de gastos permite integrar la nueva presión que es reenviada al bloque anterior (flujo en tobera) para repetir el cálculo iterativo, cerrando de este modo el lazo de realimentación.

Ha sido necesario incluir un filtro paso bajo de 1 Hz para atenuar las diferencias de gasto másico por encima de dicha frecuencia y evitar resonancias que ralentizaban el proceso de cálculo debido a las oscilaciones de alta frecuencia (modelo más costoso en términos de potencia de cálculo). Los elementos constantes de la ecuación de los gases ideales (R , T y V) se encuentran en el multiplicador de la señal de entrada al integrador. A continuación se muestran gráficos del sistema en funcionamiento con el fin de aclarar cómo trabaja.

En la figura 10 puede observarse cómo funciona el sistema a partir de la diferencia en los gastos másicos entrante y saliente durante la parte urbana del ciclo. Cuando existe una diferencia entre ambos gastos, la presión cambia en consonancia para anular dicha diferencia (figura 11).

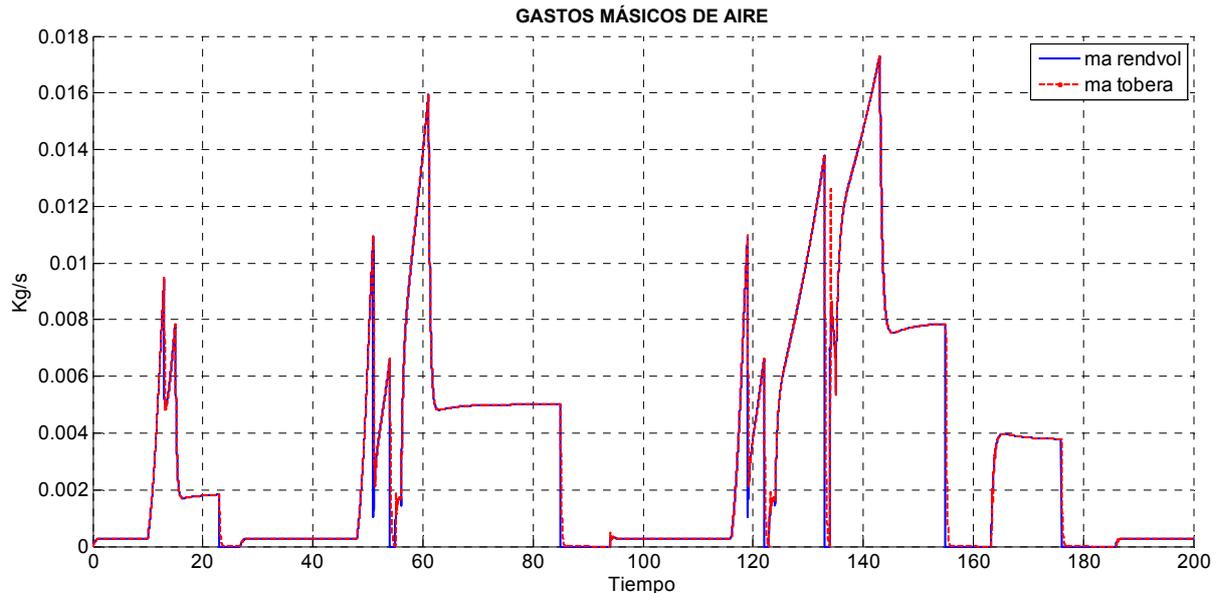


Figura 10. Flujos entrante (rojo) y saliente (azul) del colector durante el ciclo UDC.

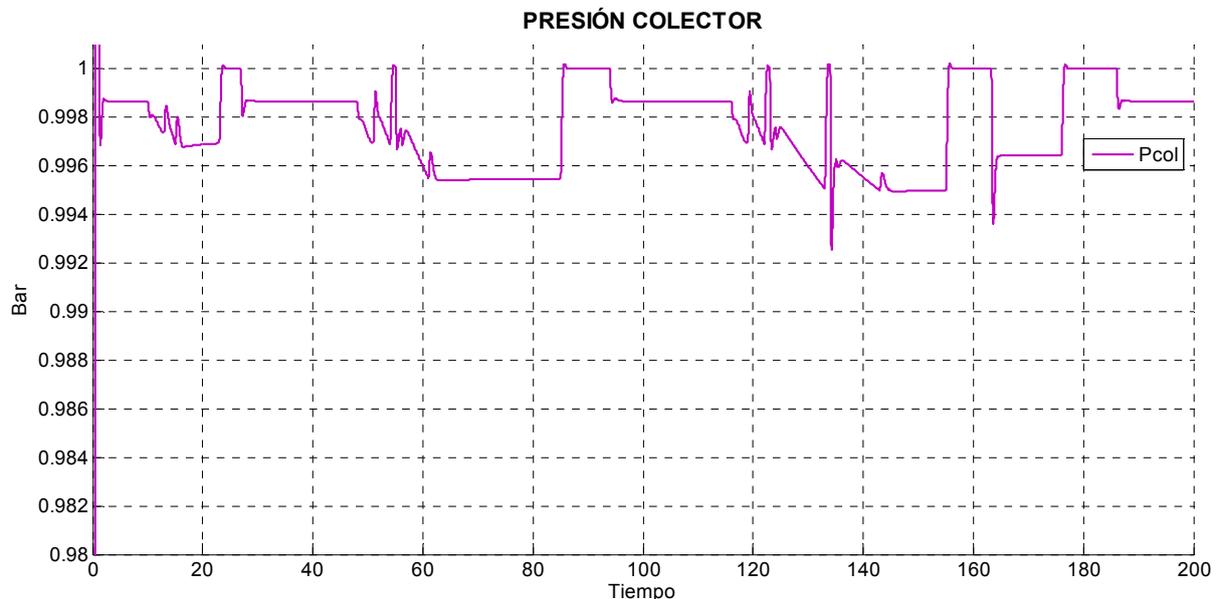


Figura 11. Evolución de la presión en el colector durante el primer UDC.

Es evidente que para que exista flujo de aire la presión en el colector debe ser menor que la presión ambiente. Cuando el motor demanda mayor gasto de aire, la presión disminuye, cuando el flujo es nulo (situación de frenado por ejemplo) la presión se iguala con la atmosférica.

3.2 Rendimientos indicado y volumétrico

Rendimiento Indicado

Dado que el rendimiento indicado depende del ciclo que se desarrolla en el motor y es similar en todos los motores de encendido provocado, se ha considerado suficiente introducir el rendimiento indicado como un polinomio función de la velocidad lineal media del pistón. Dicha función polinómica se ha obtenido a partir de la digitalización de una curva seleccionada durante la revisión bibliográfica (Melgar, A. Motores Térmicos. Máster Ingeniería de Automoción, UVA, 2013.).

Así pues, el ajuste polinómico de la curva seleccionada da como resultado la siguiente ecuación:

$$\eta_i = -4 \cdot 10^{-5} C m^3 + 0,0006 C m^2 + 0,0028 C m + 0,2748$$

La forma de la función del rendimiento indicado una vez implementada en *Simulink* puede observarse en la figura 12.

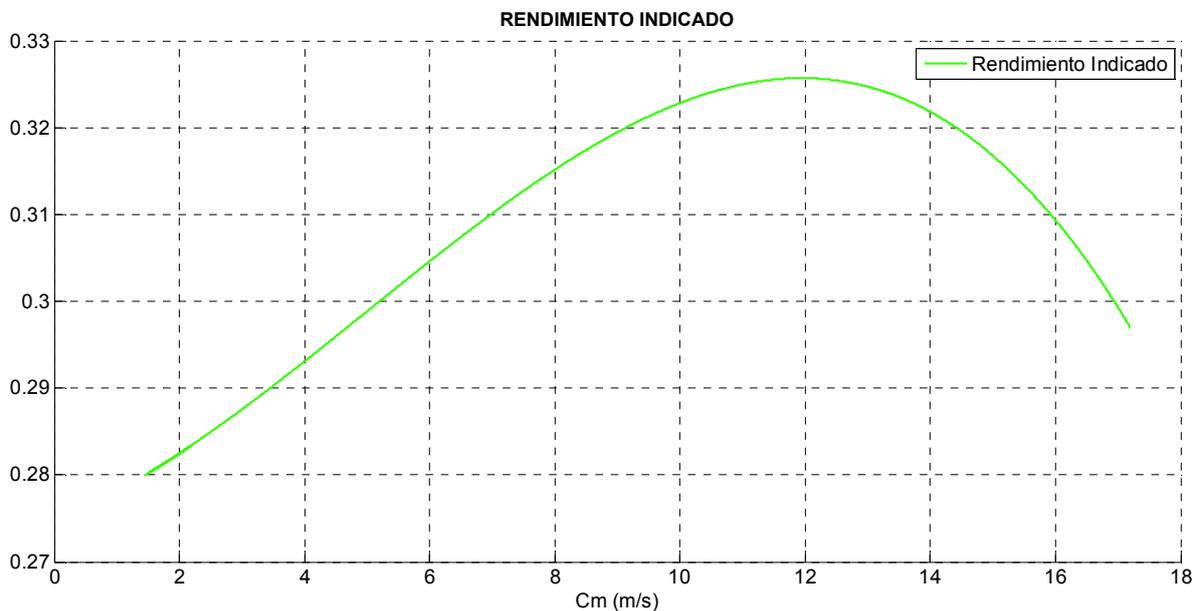


Figura 12. Curva de rendimiento indicado del motor.

Rendimiento Volumétrico

La implementación del rendimiento volumétrico es ligeramente más compleja por una serie de factores. En primer lugar debe apuntarse que el rendimiento volumétrico se ha creado “de cero” para ajustar la curva de par motor a la forma deseada. Por otra parte, al tratarse de un motor de encendido provocado, la regulación de la carga se realiza mediante la estrangulación de la admisión, o dicho de otro modo, la disminución del rendimiento volumétrico. En primer lugar, se ha creado la curva de rendimiento volumétrico para plena carga tratando de dar a la curva de par motor una forma plana y estable en el intervalo de régimen motor útil en la conducción normal. Es por ello que el rendimiento volumétrico es especialmente plano.

Por otra parte, se ha considerado un efecto proporcional y lineal de la posición de la mariposa de admisión sobre el rendimiento volumétrico. Esto es, el rendimiento volumétrico se reduce en la misma cantidad porcentual que la sección de paso del colector de admisión. La expresión resultante es:

$$\eta_v = (1 \cdot 10^{-5} C m^3 - 0,0017 C m^2 + 0,0173 C m + 0,9466) \cdot \frac{\text{Ángulo Acelerador}}{100}$$

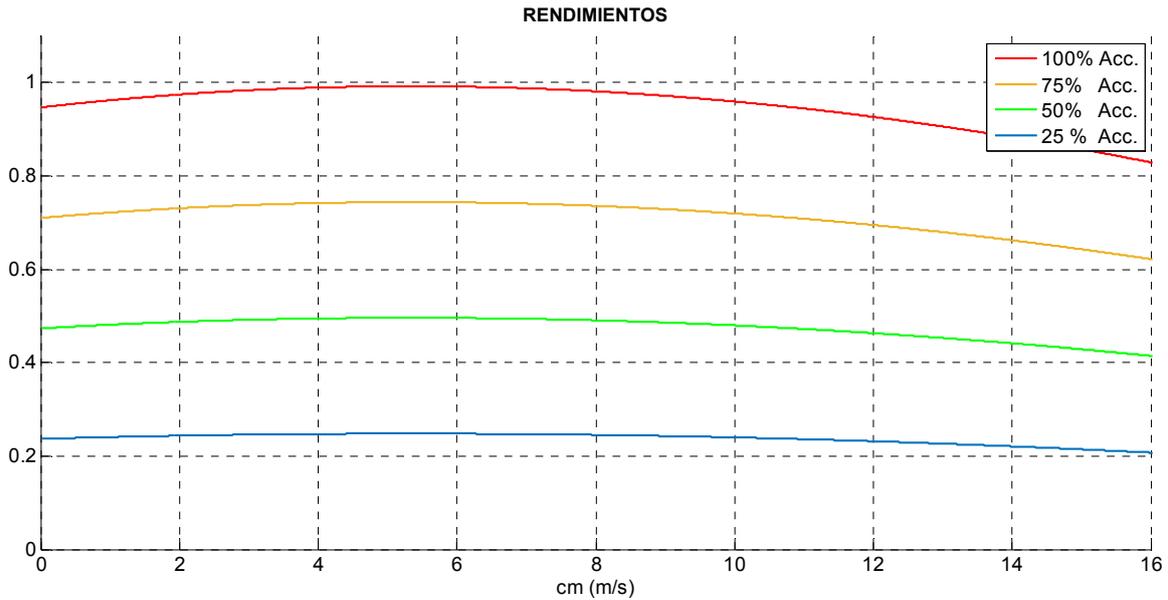


Figura 13. Curva de rendimiento volumétrico para diferentes grados de carga.

En la figura 13 puede observarse el rendimiento volumétrico para diferentes grados de carga, así cuando el acelerador es presionado 25°, el área efectiva de paso en la admisión es el 25% del total, y del mismo modo el rendimiento volumétrico será el 25% del rendimiento máximo debido a la estrangulación producida en el colector de admisión.

Diagramas Simulink

La implementación de los dos rendimientos en *Simulink* se realiza en el mismo bloque, ya que tienen la misma naturaleza (véase figura 14).

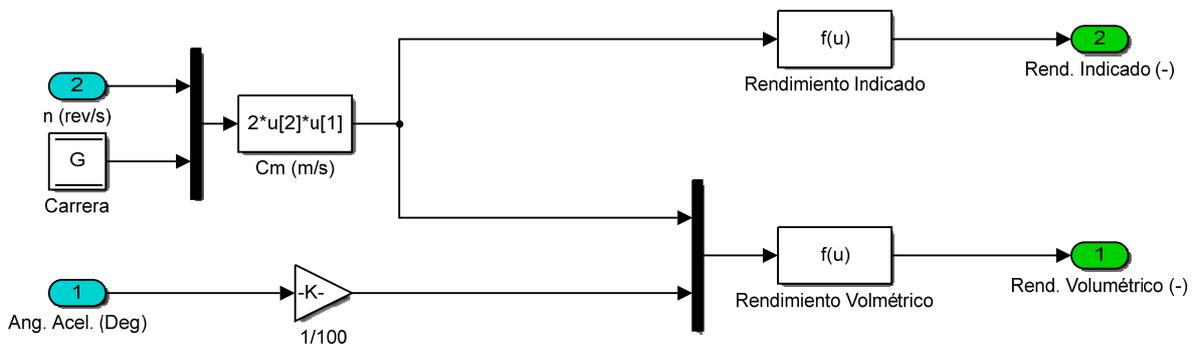


Figura 14. Implementación de los rendimientos en el espacio *MATLAB Simulink*.

El sistema presenta dos entradas. La primera de ellas es el régimen del motor necesario para calcular la velocidad lineal media del pistón (las curvas de los rendimientos indicado y volumétrico se han parametrizado a partir de este parámetro). La carrera del pistón que también se necesita, se lee de la variable donde se encuentra almacenado dicho valor.

La segunda entrada es el ángulo del acelerador, es decir la posición del acelerador, que regula la posición de la mariposa y por tanto el rendimiento volumétrico según la relación lineal detallada anteriormente. Las salidas están representadas en verde.

3.3 Par motor y pérdidas mecánicas

El par indicado depende fundamentalmente de gasto másico de aire que trasiega el motor y el régimen de este, ya que al tratarse de un motor de gasolina el dosado relativo es constante e igual a la unidad. El par indicado responde a la siguiente expresión:

$$M_i = \frac{m_a \cdot F_e \cdot F_r \cdot H_c \cdot \eta_i}{2\pi \cdot n}$$

Donde el dosado estequiométrico, el dosado relativo y el poder calorífico del combustible son constantes. A partir del par indicado se calcula la presión media indicada utilizando para ello la cilindrada total del motor. La expresión es:

$$p_{mi} = \frac{2\pi \cdot M_i}{V_t \cdot i}$$

A continuación es necesario calcular las pérdidas mecánicas del motor. Existen dos posibilidades, aplicar un rendimiento mecánico (de forma similar al rendimiento volumétrico e indicado), o introducir dichas pérdidas como una presión media de pérdidas mecánicas. Con una curva de rendimiento mecánico se obtiene un buen resultado para velocidades medias-altas del motor. Sin embargo, se ha escogido la segunda opción necesariamente para poder definir estados como el ralentí, en las que el par efectivo medido en el embrague es nulo (par generado únicamente para mantener la velocidad del motor, véase figura 15).

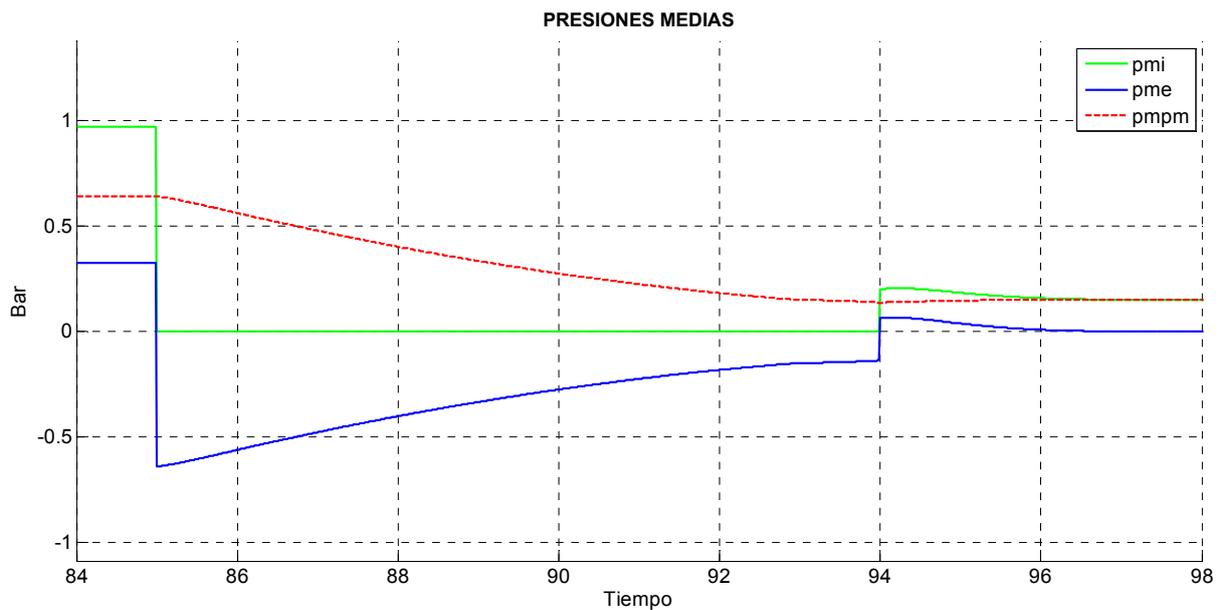


Figura 15. Situación de equilibrio ($p_{me} = 0$) alcanzada para el régimen de ralentí ($t \approx 96s$).

Como se puede observar, la presión media efectiva en la zona inicial es negativa (a causa de las pérdidas mecánicas) por tratarse de la captura en una situación de frenado. En el momento en que se presiona el pedal de embrague y el motor se desacopla de la cadena de transmisión, el controlador de la velocidad de ralentí toma el control y genera el suficiente par indicado para vencer las pérdidas mecánicas y estabilizar la velocidad del motor en 850 rpm.

El modelo de presión media de pérdidas mecánicas se ha aproximado a través una función cuadrática que depende de la velocidad lineal media del pistón. Se ha creído conveniente ya que las pérdidas mecánicas dependen fuertemente de la velocidad del motor (así como la temperatura, el lubricante, etc.). Así pues la expresión que rige la $pmpm$ es la siguiente:

$$pmpm = 0,1 + 0,001Cm + 0,008Cm^2$$

La representación de la función sobre estas líneas se muestra en la figura 16.

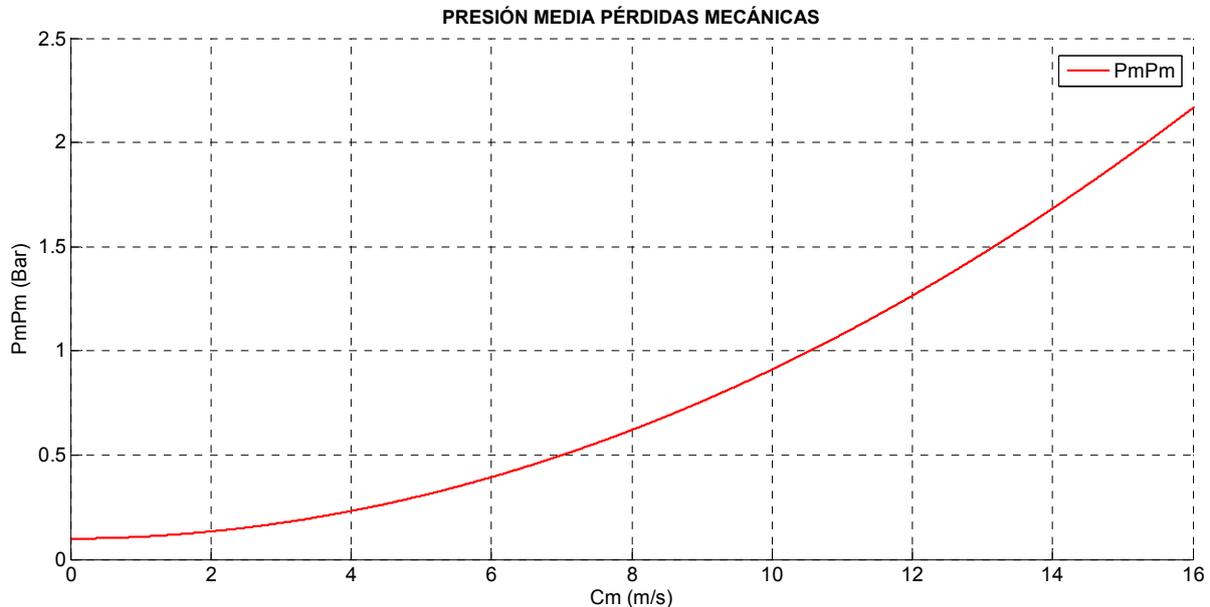


Figura 16. Representación de la función $pmpm$ en función de la velocidad lineal media del pistón.

Con la presión media indicada y la presión media de pérdidas mecánicas se puede calcular la presión media efectiva, y con ello el par efectivo según las siguientes expresiones:

$$pme = pmi - pmpm$$

$$M_e = \frac{pme \cdot V_t \cdot i}{2\pi}$$

También se calculan en este sistema el gasto másico de combustible y la potencia efectiva, dicha información no se utiliza en posteriores cálculos del modelo, sin embargo se ha creído conveniente contemplar parámetros como los mencionados para revisar el buen funcionamiento del sistema. Las expresiones utilizadas son:

$$N_e = 2\pi \cdot M_e \cdot n$$

$$G_{fuel} = m_a \cdot F_e \cdot F_r$$

Diagramas Simulink

Las fórmulas anteriormente descritas se han introducido en *Simulink* mediante el siguiente diagrama. Son entradas el gasto másico de aire y el régimen del motor y se obtiene finalmente el par efectivo que se transmite a hacia la cadena de transmisión (véase figura 17).

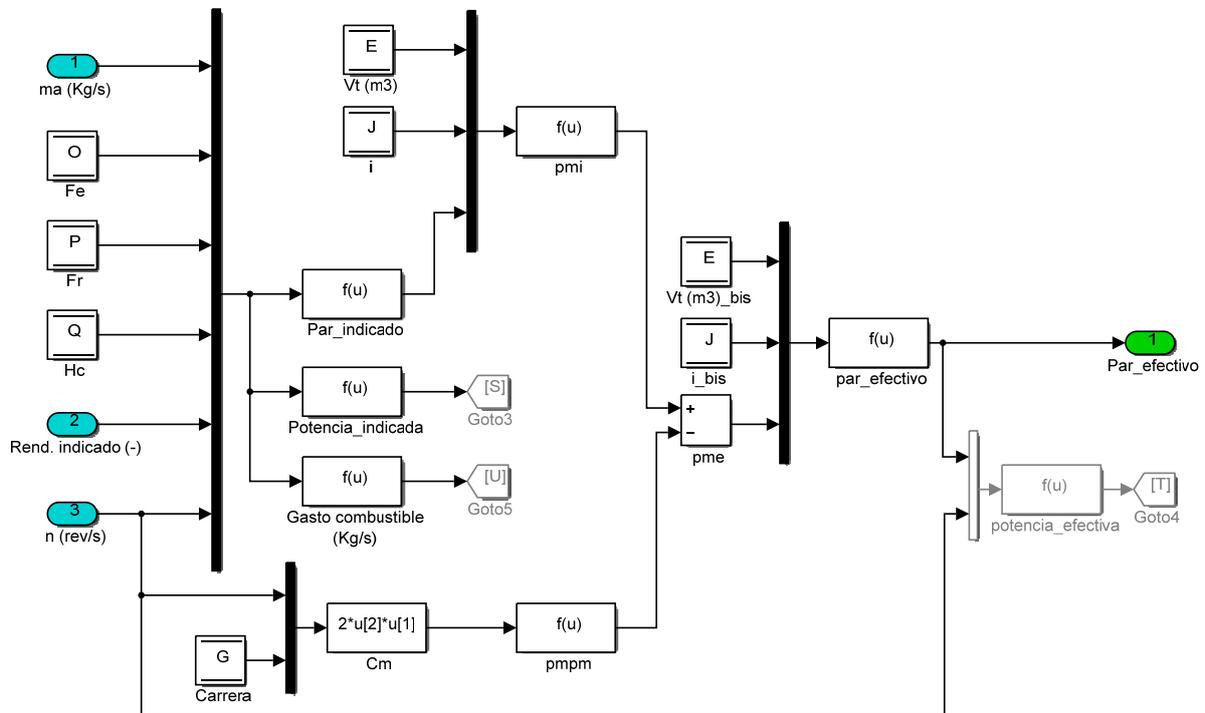


Figura 17. Cálculo del par efectivo desarrollado por el motor.

El dosado estequiométrico, el dosado relativo y el poder calorífico del combustible son datos, al igual que la carrera y la cilindrada total, y se leen directamente desde la variable en la cual están almacenados (representados en el modelo como bloques con una letra asignada). Las salidas relativas a la potencia indicada, efectiva y el gasto el gasto de combustible tienen fines de representación únicamente. En la figura 18 se observa el gasto másico de combustible frente al gasto másico de aire trasegado por el motor.

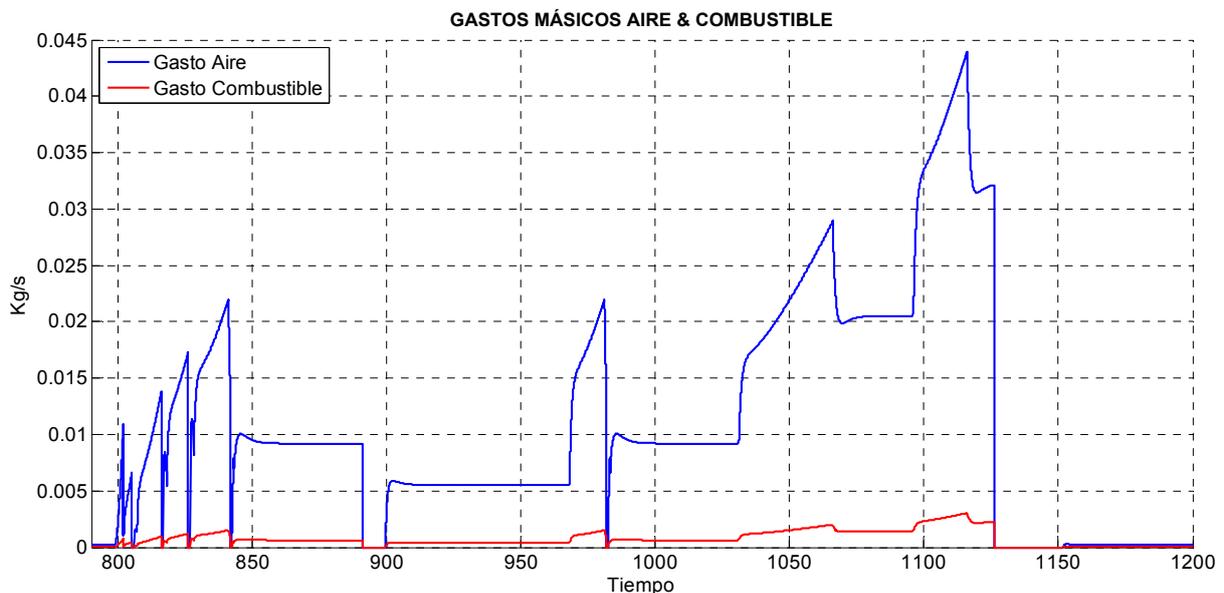


Figura 18. Gasto másico de aire vs gasto másico de combustible para la parte extraurbana del ciclo (EUDC).

3.4 Banco de ensayos

Junto con el modelo del vehículo y utilizando el mismo sistema motor del vehículo, se ha añadido el modelo de un freno dinamoétrico así como su controlador, de forma que es posible simular de forma simplificada un banco de ensayos (véase figura 19).

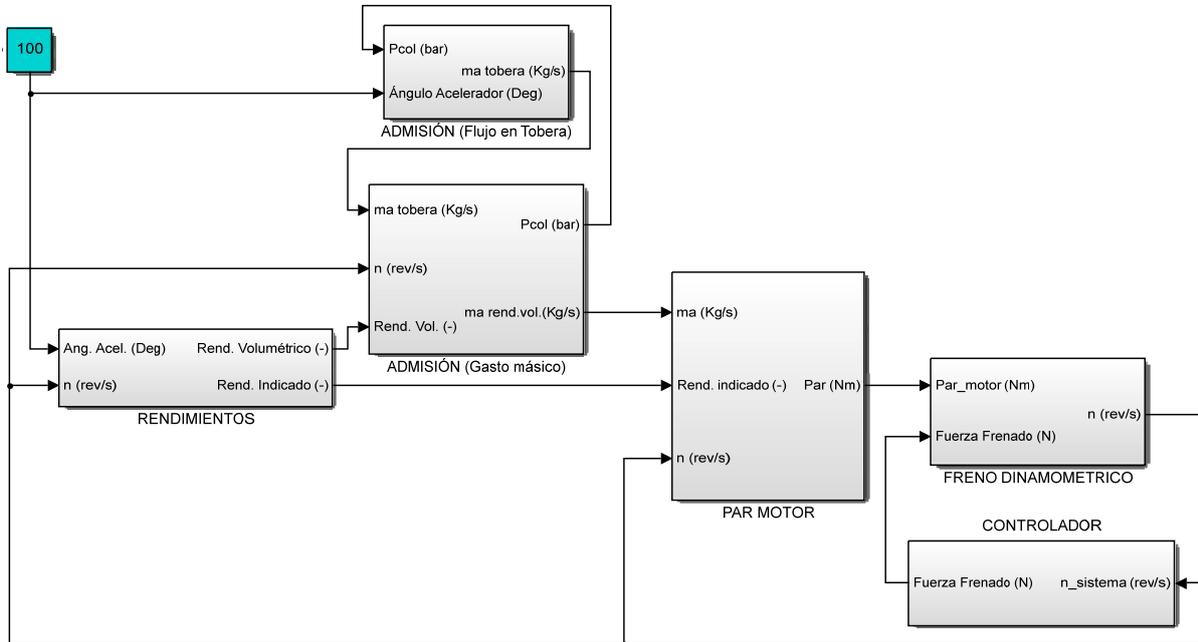


Figura 19. Modelo de un banco de ensayos motor.

La parte correspondiente al motor es igual a como se ha detallado en apartados anteriores, sin embargo en este caso el control de la velocidad del motor se hace a través del freno dinamoétrico, como se haría en un banco de ensayos. Esta configuración permite realizar simulaciones para determinar las curvas de par y potencia máximos, el mapa de potencia motor así como el mapa de consumo específico, etc.

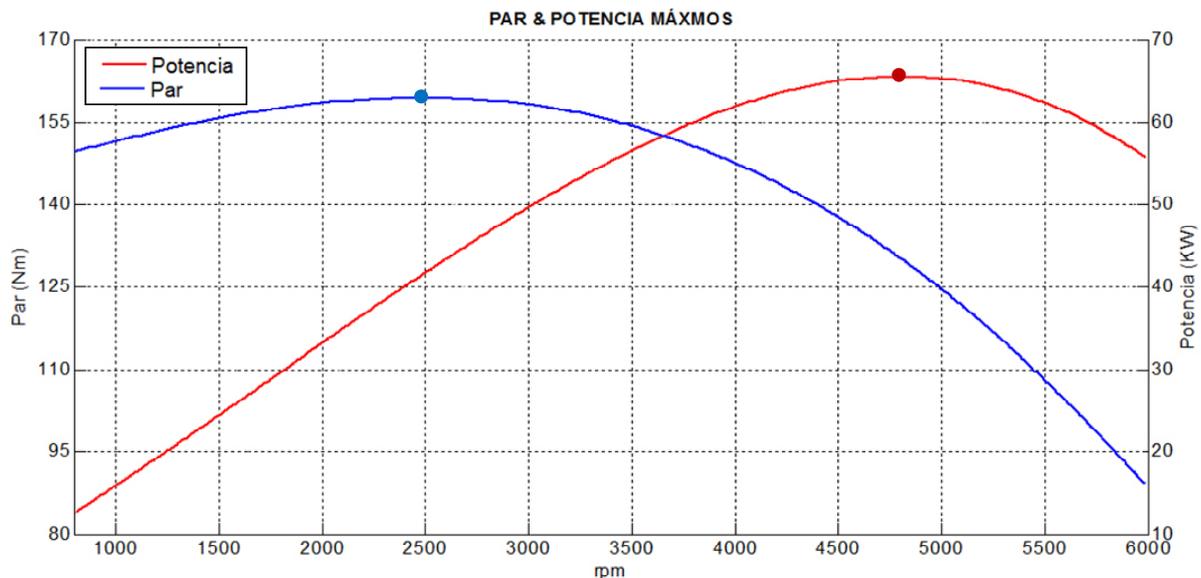
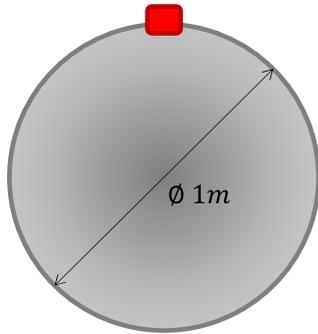


Figura 20. Curvas de par máximo y potencia máxima del motor.

En la figura 20 se han remarcado los puntos de par máximo y potencia máxima, utilizados para definir las condiciones necesarias en el diseño de la caja de cambios. Se explica con más detalle en el apartado relativo a la cadena de transmisión (Apartado 4.2). A continuación se desarrolla el concepto del freno dinamoétrico.

Freno Dinamométrico

El freno dinamométrico es junto el motor, el elemento fundamental de una sala de ensayos motor. Está formado, a grosso modo, por una masa usualmente en forma de disco y un sistema que permite controlar su velocidad de rotación. Así se puede controlar el grado de carga del motor, por ejemplo, al mantener la velocidad del motor constante al tiempo que se aplica más par motor (mediante mayor par resistente del freno). Las características del freno se exponen a continuación.



$$m = 10 \text{ Kg}$$

$$I = 1,25 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$

Se supone un disco de espesor despreciable, con las características mostradas en la figura 21, y aplicando la fuerza de frenado en el extremo de su diámetro. La expresión utilizada para calcular el par resistente que ofrece el freno al motor es la siguiente:

$$M_{res} = F_f \cdot r$$

Donde F_f es la fuerza aplicada por la pinza de freno sobre el propio freno y r es el radio del disco.

Figura 21. Modelo conceptual del freno.

Por otro lado, a partir de la diferencia entre el par efectivo generado por el motor, el par resistente aportado por el freno y su propia inercia, se calcula el régimen motor que realimentará el sistema mediante la siguiente integral:

$$n = \int \frac{M_e(t) - M_{res}(t)}{I} dt$$

Donde M_e es el par motor, M_{res} el par resistente calculado a partir de la fuerza de frenado y la geometría del freno e I es la inercia del disco.

Controlador del freno

El controlador del freno dinamométrico es el encargado de calcular la fuerza que se ha de aplicar en el sistema de frenado para mantener el motor a la velocidad de rotación que se desea, independientemente del par motor generado. Los frenos dinamométricos suelen contar con precisiones de $\pm 2 \text{ rpm}$ (véase figura 22), factor que también se ha tenido en cuenta al diseñar el sistema a través de un controlador *PID*.

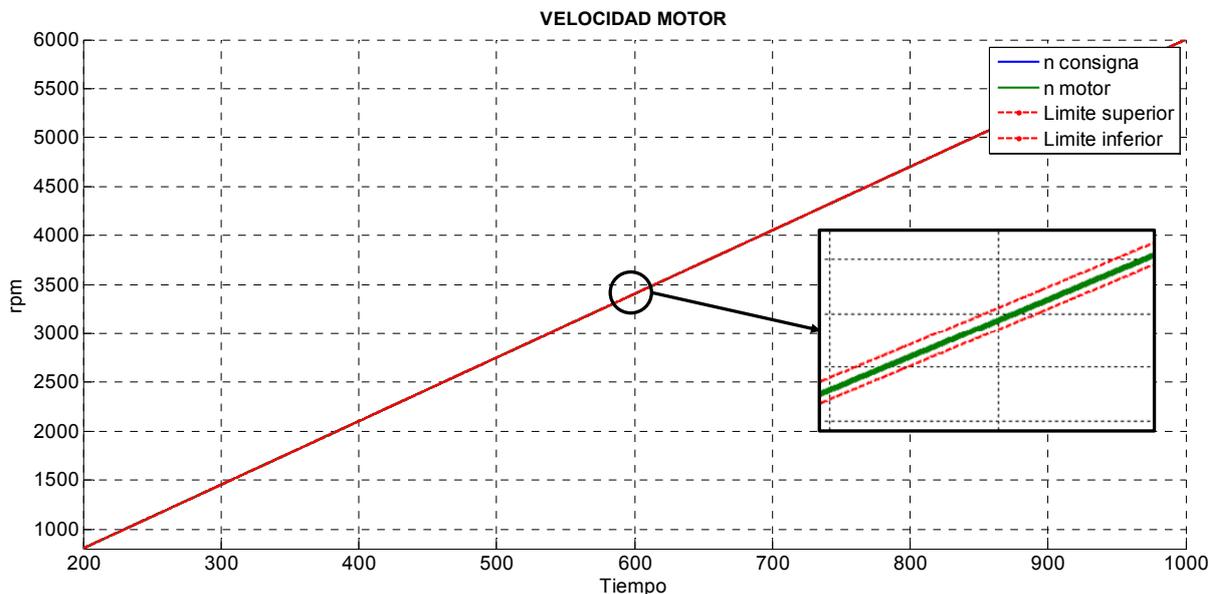


Figura 22. Sweep de velocidad motor desde ralentí para hallar curvas de potencia y par ($\pm 2 \text{ rpm}$ precisión).

Con el modelo del banco de ensayos se han realizado diferentes experimentos. Uno de ellos ha consistido en realizar varios sweeps de velocidad motor y grado de carga, midiendo en todo momento el par efectivo y la potencia para generar posteriormente el mapa motor de potencia mostrado en la figura 23.

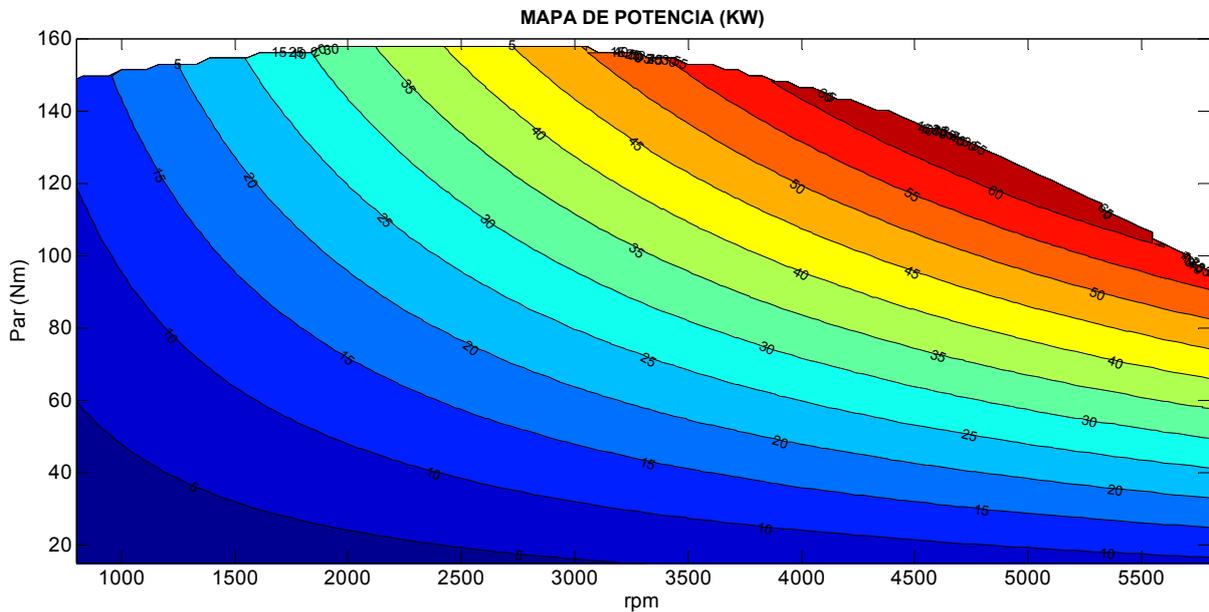


Figura 23. Mapa motor relativo a la potencia desarrollada en función del par y del régimen.

Otro experimento realizado de forma similar ha permitido medir el consumo específico de combustible (véase figura 24) en todo el rango de operación del motor, información que es de utilidad para conocer en determinadas condiciones de funcionamiento, la eficiencia con la que trabajará el motor.

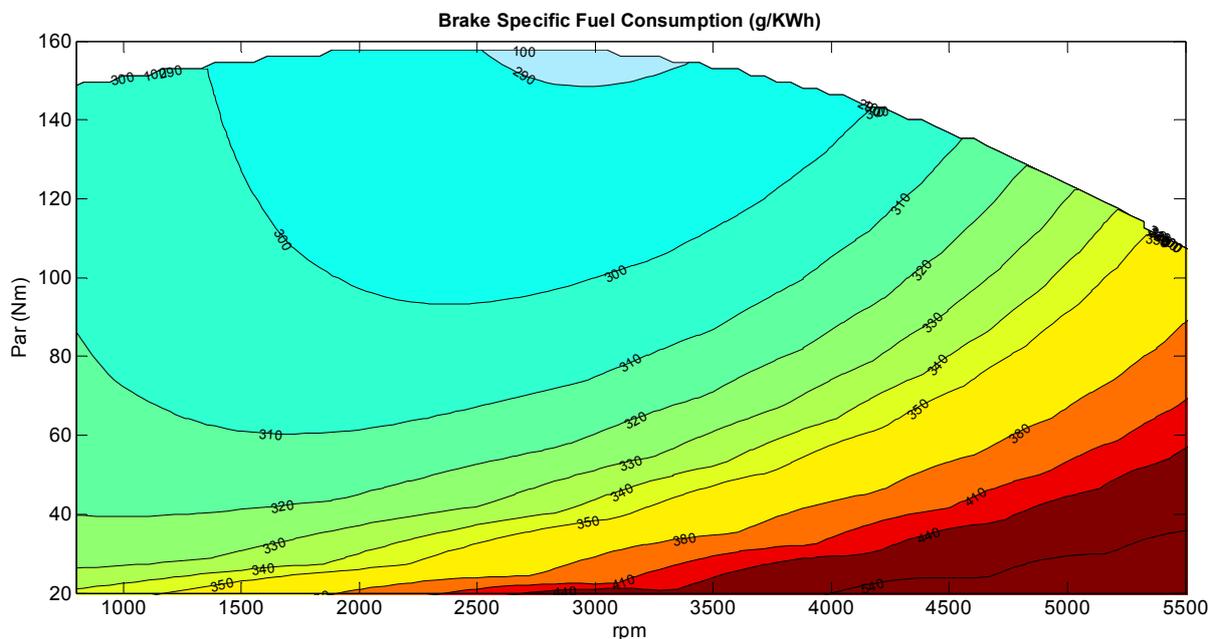


Figura 24. Mapa de consumo específico de combustible.

En ambos casos ha sido necesario el postprocesado de los datos obtenidos para construir los mapas, utilizando para ello el propio software *MATLAB*.

Diagramas Simulink

A continuación se expone el modelo *Simulink* que constituye el freno dinamométrico, obviando la parte relativa al motor, pues ya se ha detallado en el apartado correspondiente. En la figura 25 se muestra el bloque relativo al freno dinamométrico.

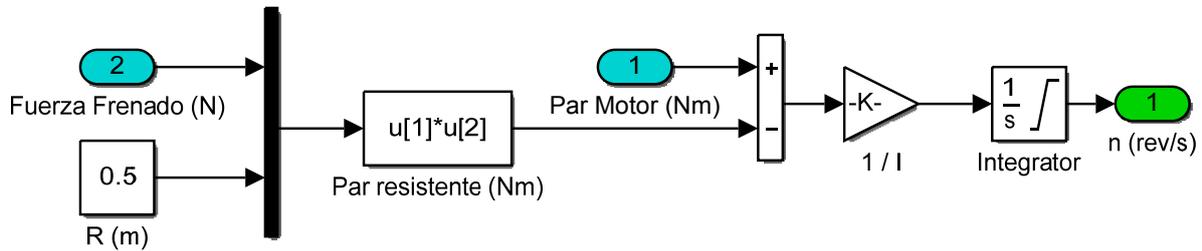


Figura 25. Diagrama *Simulink* del freno dinamométrico.

Son entradas al sistema la fuerza de frenado que determina el controlador, así como el par motor función del pedal de aceleración aplicado. La salida es la velocidad de rotación que realimenta al sistema motor. El integrador tiene como condición inicial la velocidad de ralentí del motor, se supone así que el motor “empieza a funcionar”, es decir, los experimentos empiezan, cuando las velocidades de rotación del motor y del freno son iguales.

La figura 26 muestra el bloque relativo al controlador del freno.

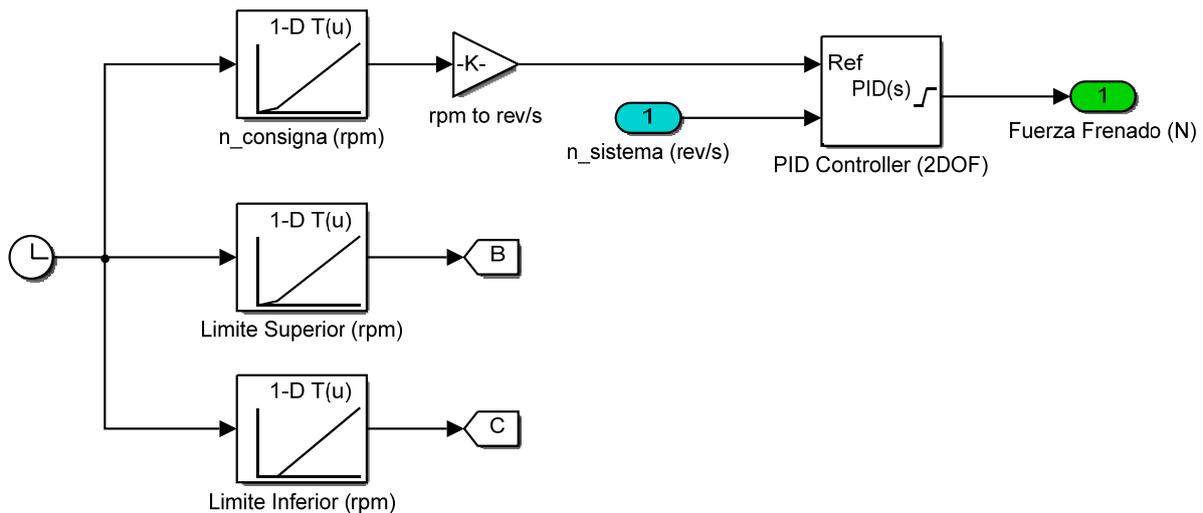


Figura 26. Sistema de control del freno dinamométrico (*PID*).

Es entrada del sistema el régimen del motor, que es el parámetro utilizado por el controlador *PID* (junto con la velocidad de consigna) para determinar el error, ajustando en consonancia la fuerza de frenado (véase figura 27, siguiente página) que se ejerce sobre el disco para que la velocidad del motor y la de consigna coincidan.

La velocidad que debe seguir el motor se ha aplicado a través de *look-up tables* en función del tipo de experimento y que dependen del tiempo de simulación. Por ejemplo, para conseguir las curvas de par y potencia máximos es suficiente con un *sweep* de la velocidad motor para un grado de carga constante

Las salidas correspondientes al límite superior e inferior de velocidad no tienen finalidad de cálculo, pero su representación es necesaria para comprobar el buen funcionamiento del sistema, y si este cumple con la precisión especificada.

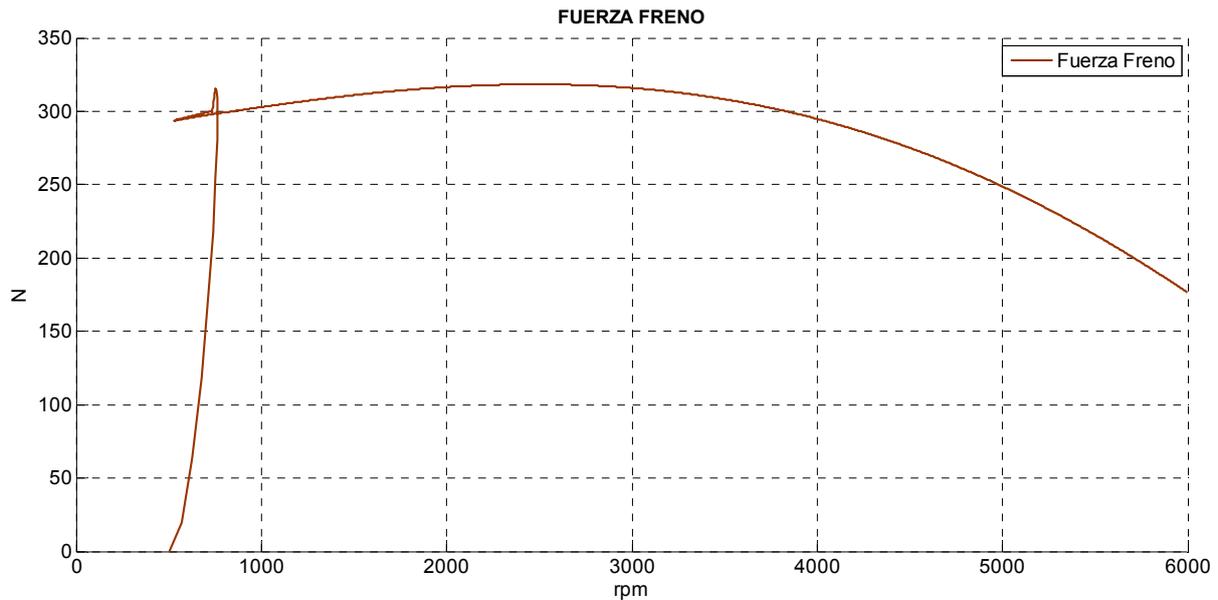


Figura 27. Fuerza aplicada por la pinza sobre el freno durante un *sweep* de *rpm* al 100% de carga.

La representación de la fuerza de frenado sobre el disco dinamométrico pertenece a un *sweep* de *rpm* para el grado de carga máximo, esto es, un ángulo de acelerador del 100%. Se observa que al inicio de la simulación existe un pequeño pico en la fuerza, punto a partir del cual se estabiliza y sigue la misma forma que presenta la curva de par máximo del motor.

Si se tiene en cuenta que el par máximo es de 160 *Nm* aproximadamente, y el radio del disco de freno es de medio metro, resulta evidente que la fuerza máxima de frenado estará en torno a 320 *N*.

En cuanto al controlador *PID*, se ha ajustado a través de la herramienta de ajuste automático que ofrece *Simulink* y que funciona bien para modelos con una planta sencilla. Los parámetros obtenidos para el controlador son:

P: -72.8178323133168

I: -16.9287834898256

D: 1.29637421239391

N: 56.1703801395819

Donde *P* es el término proporcional, *I* es el término integral, *D* es el término derivativo y *N* es el coeficiente de filtro, necesario si existe término derivativo no nulo.

4 MODELO DE LA TRANSMISIÓN Y LA DINÁMICA LONGITUDINAL

En el presente capítulo se tratan los elementos implicados en la transmisión del par desde el motor hasta las ruedas, como son el embrague y volante de inercia, la caja de cambios, diferencial, etc.

También se incluyen las ecuaciones matemáticas que rigen la dinámica longitudinal del vehículo, a partir de las cuales se obtiene la aceleración y velocidad del vehículo, así como las diferentes fuerzas involucradas (véase figura 28).

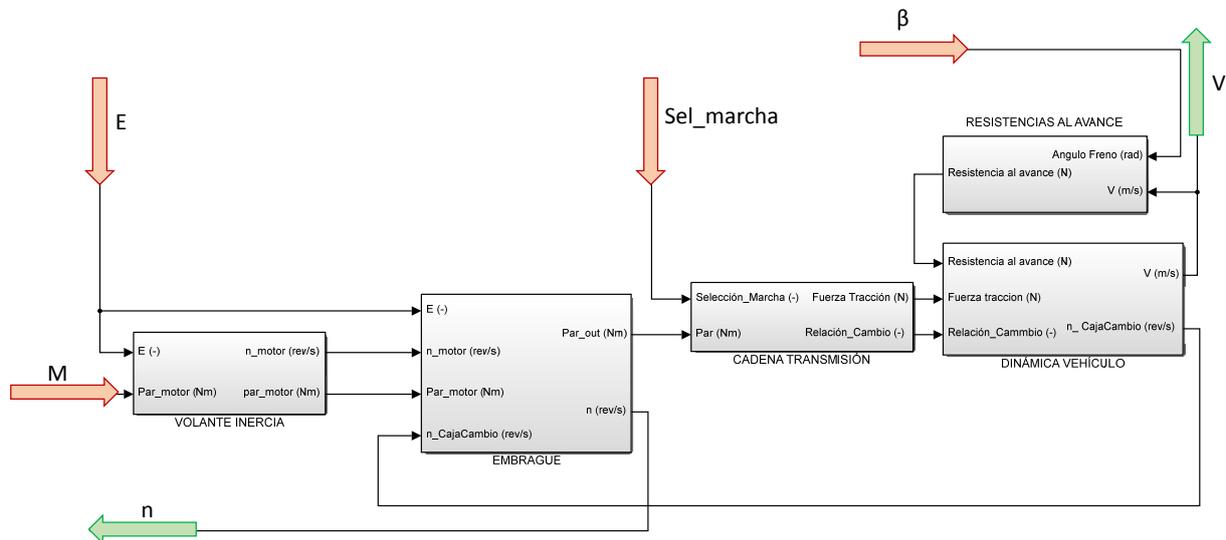


Figura 28. Entradas y salidas del bloque de transmisión, inputs en rojo, outputs en verde.

Se observa que son entradas del subsistema el par efectivo generado por el motor (M), la posición del pedal de embrague (E), la posición de la palanca de cambios (Sel_marcha) y la posición del pedal de freno (β).

Las salidas son la velocidad del vehículo instantánea (V) y el régimen del motor (n) impuesto por las condiciones dinámicas de la marcha y la configuración del sistema de transmisión en dicho momento.

Características del vehículo y de la calzada

- Masa vehículo = 1200 Kg
- Área frontal = 2.2 m^2
- Coeficiente aerodinámico = 0.316
- Relación diferencial = 4.19
- Radio neumático = 0.328 m
- Pendiente carretera = 0°
- Coeficiente de adherencia = 0.9

4.1 Volante de inercia y embrague

El volante de inercia y el embrague están relacionados estrechamente (pues una de las secciones del embrague se encuentra anclado a él). Gracias al embrague se permite desacoplar el motor de la cadena de transmisión, lo que hace posible mantener el giro del motor cuando el vehículo está parado.

La posición del pedal del embrague se define mediante el parámetro E , de forma que para $E = 1$ el embrague estaría totalmente acoplado y para $E = 0$ es la situación opuesta, no existe conexión entre el motor y la cadena de transmisión.

Para definir el funcionamiento del modelo se estudiarán dos posibles situaciones de funcionamiento según la posición del pedal de embrague:

- $E < 1$
- $E = 1$

A continuación se detallará cada una de ellas.

Pedal de embrague accionado ($E < 1$)

En este caso hay que distinguir dos situaciones, a saber, que el embrague este totalmente desacoplado ($E = 0$) o que el pedal de embrague se encuentre en una posición intermedia ($0 < E < 1$) con deslizamiento entre las partes. En ambos casos el régimen que realimenta al subsistema motor se calcula en el bloque denominado volante de inercia (véase figura 29).

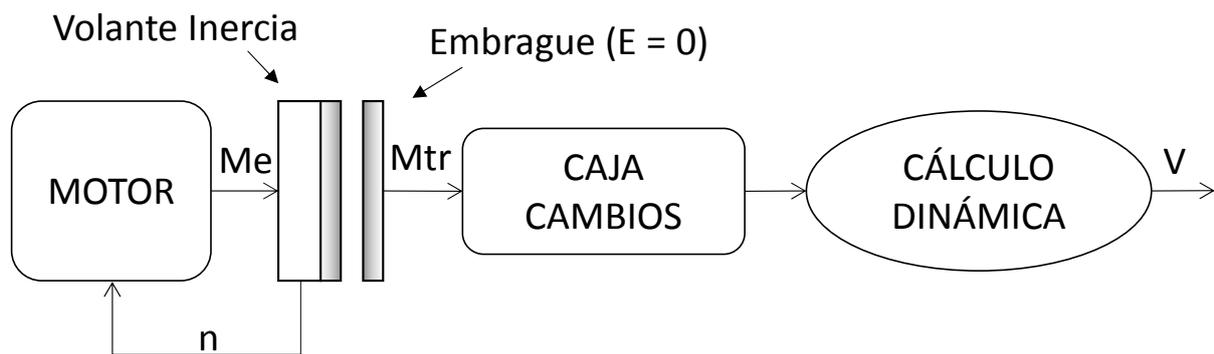


Figura 29. Esquema de realimentación de n para $E = 0$.

El desarrollo matemático se detalla a continuación. Se calcula el par transmitido a través de la caja de cambios como una función del par efectivo, la posición del embrague y el cambio de marchas, según la siguiente expresión:

$$M_{tr} = M_e \cdot E \cdot PM$$

Donde M_{tr} es el par transmitido a través del embrague hacia a la caja de cambios, M_e el par efectivo, E la posición del embrague y PM es función de la caja de cambios. Se define PM como una señal cuyo valor es la unidad si hay engranda alguna marcha, y cero cuando la marcha engranada es neutral (punto muerto). Es necesario hacer la distinción porque cuando la caja de cambios está en punto muerto ($PM = 0$), el par transmitido es cero ($M_{tr} = 0$) a pesar de que el embrague esté acoplado ($E = 1$). En este caso el par generado se invierte en incrementar y/o mantener la velocidad de rotación del motor únicamente.

El régimen motor que realimentará el sistema se calcula a partir de la diferencia entre el par efectivo y el par transmitido a través de la caja de cambios fundamentalmente, según la expresión que sigue:

$$n = n_0 + \int \frac{M_e(t) \cdot (1 - E \cdot PM)}{I} dt$$

Donde n_0 es la condición inicial de integración, que corresponde a la velocidad del motor en el momento de accionar el embrague e I es el momento de inercia del motor.

Durante el accionamiento del embrague ($0 < E < 1$), en la que existe deslizamiento entre las partes y un cierto grado de acoplamiento, se ha asumido una distribución lineal entre el par enviado a la cadena de transmisión y el empleado en mantener o aumentar la velocidad del motor. Es decir, si el pedal de embrague está al 50% de su carrera ($E = 0,5$) el 50% del par se distribuirá a través de la caja de cambios, mientras que la otra mitad se invierte en el propio motor (véase figura 30).

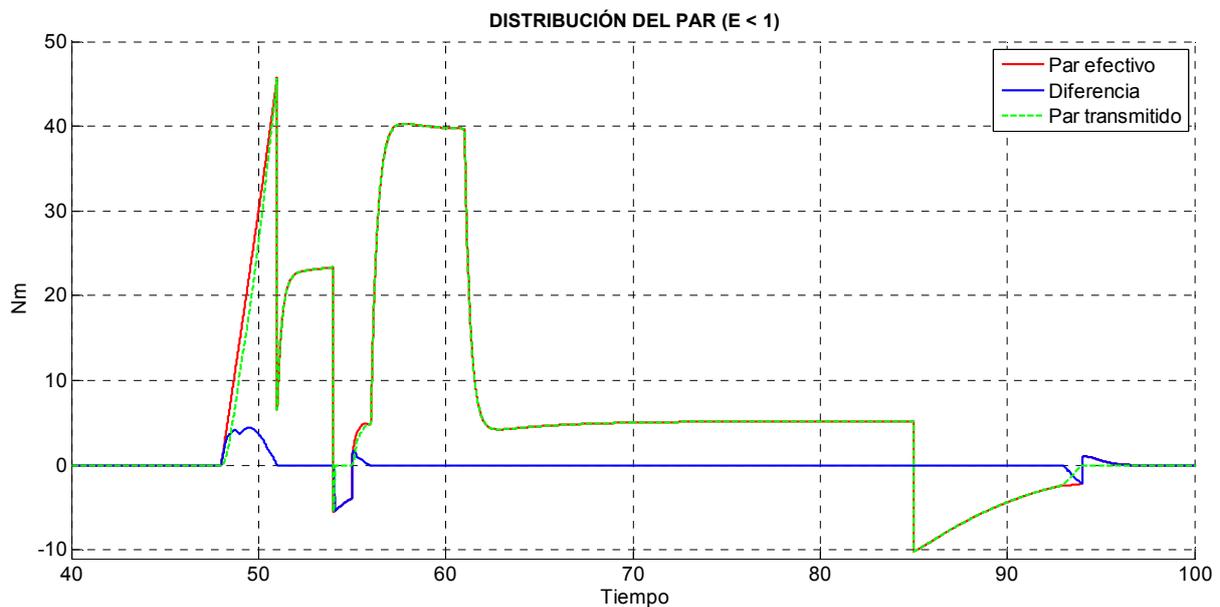


Figura 30. Distribución del par efectivo en par transmitido y “remanente para el motor” (UDC, 32 Km/h Step)

Se puede observar en la figura 31 de la siguiente página, como la distribución del par antes mencionada permite por un lado incrementar la velocidad del motor logrando más par al tiempo que se incrementa la velocidad en la caja de cambios (el vehículo pasa de estar parado a iniciar la marcha) simulando de esta forma el deslizamiento existente en el embrague cuando se inicia la marcha.

Finalmente cuando el embrague se acopla del todo ($E = 1$), la velocidad del motor es forzada a igualar la velocidad en la caja de cambios, debido a la mayor inercia del vehículo respecto del motor. Es por ello que aparece el salto vertical en el régimen motor de 1700 rpm aproximadamente a 900 rpm durante el inicio de la marcha. También puede observarse el mismo fenómeno cuando se cambia de 1º a 2º velocidad.

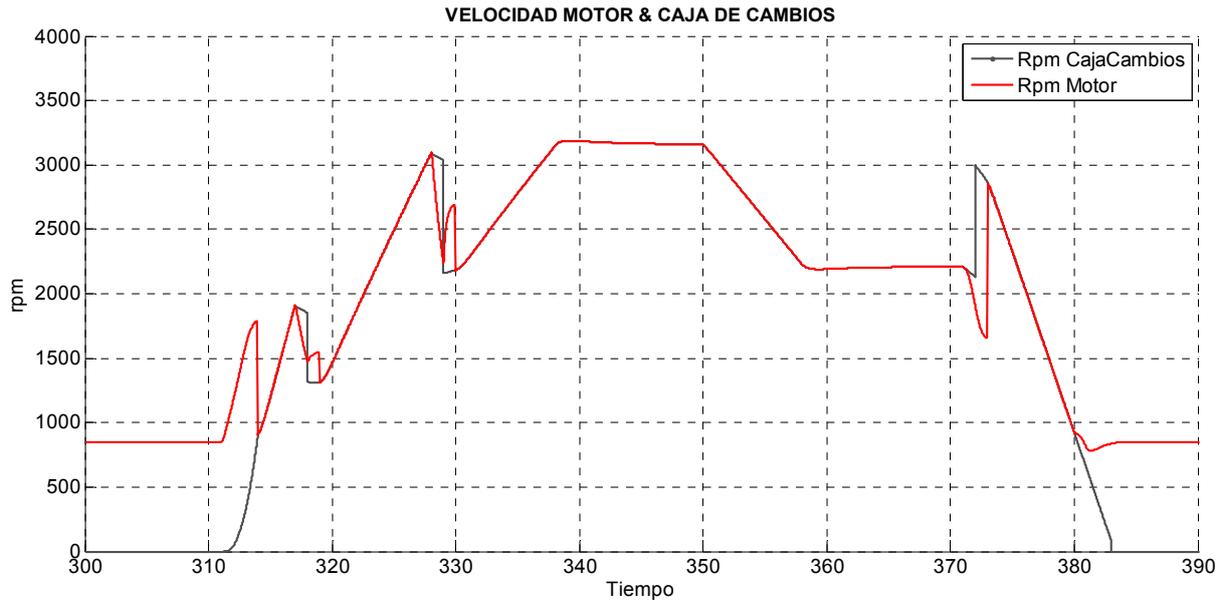


Figura 31. Régimen del motor y de la caja de cambios durante el UDC (50 Km/h Step).

Durante la deceleración del vehículo, ambas velocidades coinciden hasta que se desembraga el motor. Por un lado la velocidad del motor se estabiliza en la velocidad de ralentí (850 rpm) mientras que la velocidad de la caja de cambios sigue la velocidad del vehículo hasta que este se detiene.

A continuación se detallará el caso en que la conexión entre el motor y la transmisión es total, siendo una situación más sencilla de modelar.

Pedal de embrague no accionado ($E=1$)

En este caso, representado en la figura 32, se transmite todo el par hacia la cadena de transmisión, y dado el acople existente entre el motor y la propia cadena de transmisión, la velocidad de rotación del motor es una función de la situación dinámica del vehículo.

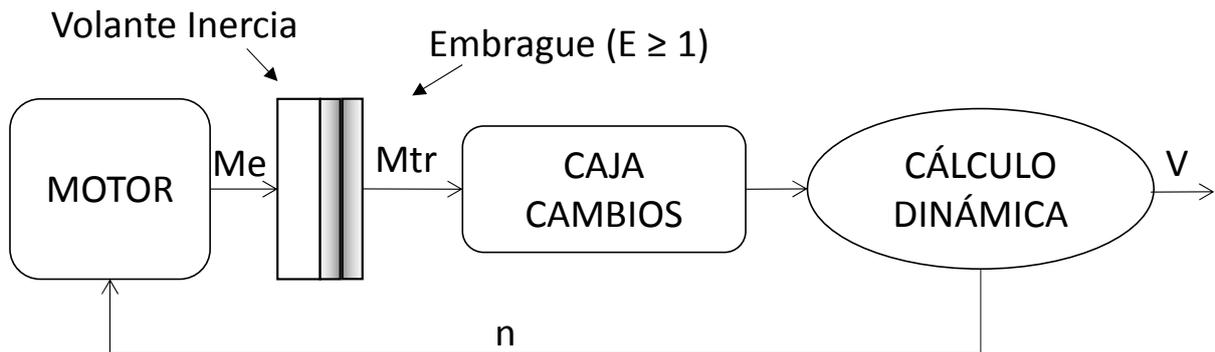


Figura 32. Esquema realimentación de n para $E = 1$.

En este caso:

$$M_{tr} = M_e$$

El cálculo de n se realiza en el apartado 4.3 del presente capítulo, relativo a la dinámica longitudinal del vehículo y se realimenta el motor a través del embrague, excepto cuando se encuentra insertado el punto muerto (PM) en la caja de cambios, como se ha explicado anteriormente.

Diagramas Simulink

En primer lugar se presenta el diagrama perteneciente al bloque “Volante de inercia” (véase figura 33). Son entradas al sistema el par efectivo del motor y la posición del pedal de embrague, siendo las salidas el régimen y el par motor.

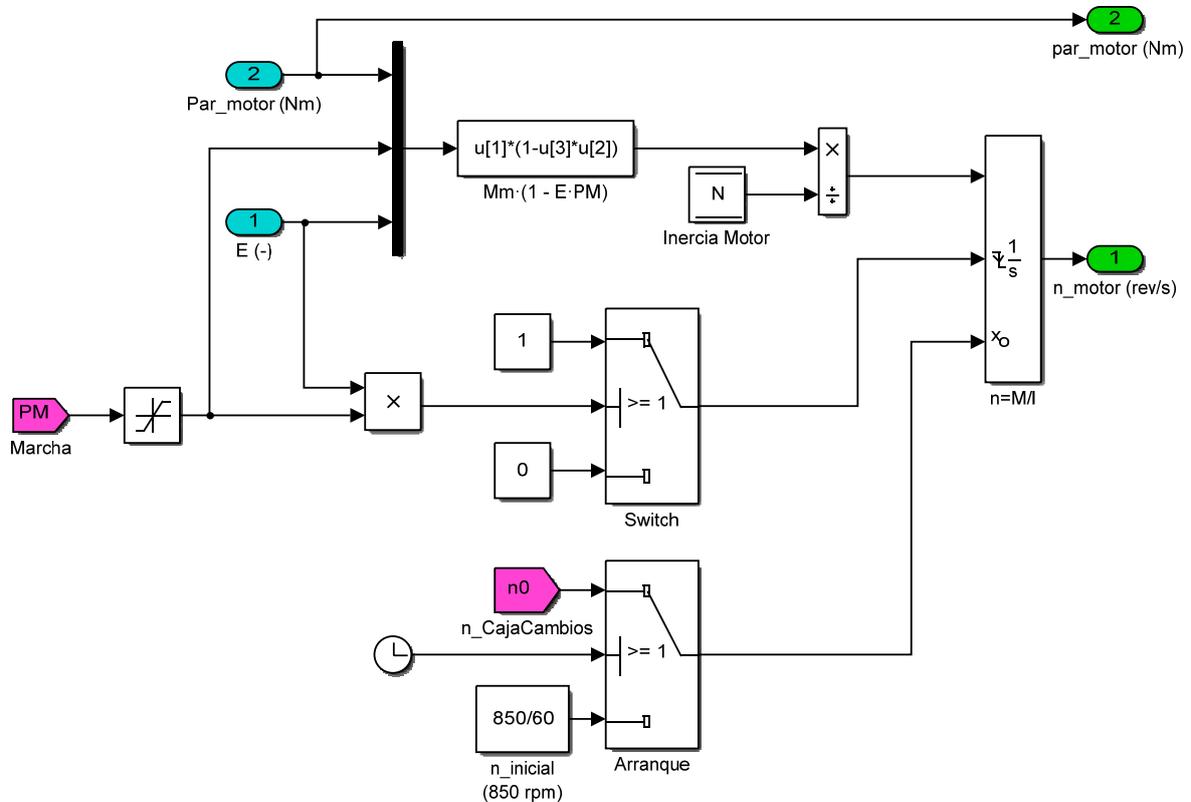


Figura 33. Vista interior del bloque denominado “Volante de inercia”.

Se puede observar que el integrador para el cálculo de la velocidad el motor consta de la señal a integrar (que es la diferencia entre el par efectivo y el par transmitido) así como una condición de activación y una condición inicial.

El integrador se activa cuando $E \cdot PM < 1$, con lo que nos encontraríamos en la primera de las situaciones descritas ($E < 1$) y se desactiva cuando $E \cdot PM = 1$, ya que en ese caso la velocidad del motor se calcula en el subsistema denominado “Dinámica Vehículo”. La activación del integrador conlleva que tome como valor inicial la velocidad actual de la caja de cambios a través de la señal $n_CajaCambios$ (color magenta). El parámetro PM tiene la función de permitir la activación del integrador cuando se inserta el punto muerto y pese a que el embrague se acople ($E=1$).

También se ha incluido aquí el sistema de arranque de motor, necesario para iniciar el modelo, y que equivaldría al motor de arranque en un vehículo. Consiste en la realimentación forzada del motor durante el primer segundo de actividad con $n = 850 \text{ rpm}$, momento a partir del cual el motor es capaz de mantener el régimen de ralentí por sí solo. El interruptor, transcurrido el primer segundo, mantiene constantemente como salida la señal $n_CajaCambios$.

El bloque correspondiente al embrague (véase figura 34) tiene dos funciones principales. La primera de ellas es determinar la cantidad de par que se transmite a la caja de cambios, la segunda de ellas es actuar como un *switch* para escoger la fuente de realimentación para el régimen del motor.

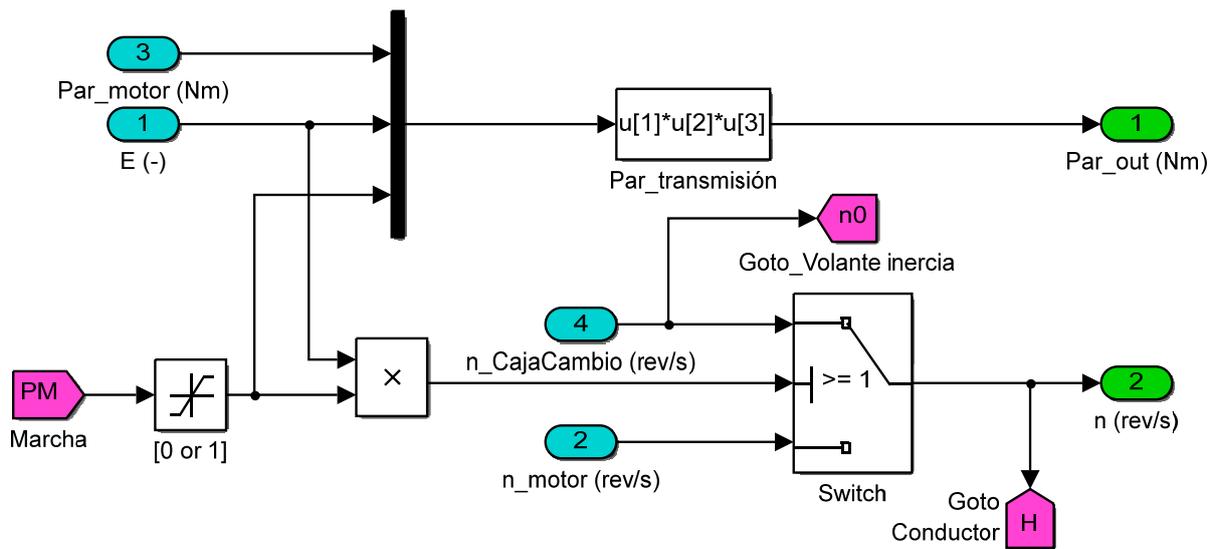


Figura 34. Diagrama Simulink del subsistema “Embrague”.

Son entradas al subsistema el par motor (a través del volante de inercia) y la posición del pedal de embrague para calcular el par transmitido a la caja de cambios, así como la velocidad del motor y la velocidad de rotación de la caja de cambios. El interruptor escoge la fuente de realimentación para el motor en función del valor $PM \cdot E$, en aquellos casos en que ambas velocidades son diferentes por no existir un acople total del embrague.

Por tanto para $PM \cdot E = 1$ la realimentación se hace con la velocidad de la caja de cambios, y para el caso con deslizamiento $PM \cdot E < 1$ la realimentación se hace con la velocidad calculada en el bloque anterior con el integrador. En color magenta aparece la entrada que define si la caja de cambios está en una marcha neutral o no (PM), así como dos salidas, una para para la condición inicial de integración del régimen motor en el volante de inercia ($n0$) y el régimen motor (n) necesario en el sistema “Conductor”.

4.2 Cadena de transmisión

El subsistema denominado cadena de transmisión en el presente trabajo está formado por los elementos indispensables para transmitir el par desde el embrague hasta las ruedas, transformándose así en fuerza de tracción para el vehículo. En este modelo se ha tenido en cuenta la caja de cambios, la relación de desmultiplicación producida en el diferencial y la conversión de par a fuerza de tracción en el neumático.

Caja de cambios

El primer elemento en el presente subsistema es la caja de cambios (se ha optado por cinco velocidades). Para ello es necesario imponer dos condiciones que permitan calcular la relación de desmultiplicación de dos marchas, y luego aplicar el criterio de escalonamiento para calcular la relación de desmultiplicación de las otras marchas, según las siguientes expresiones:

$$V = \frac{2\pi \cdot r}{60 \cdot N_t \cdot N_f} \cdot n$$

$$N_{t+1} = N_t \cdot k_g$$

Donde N_t es la relación de desmultiplicación de la marcha t , N_f es la relación de desmultiplicación fija del diferencial y r es el radio del neumático.

Del modelo denominado “Banco de ensayos” definido en el apartado 3.4 del presente trabajo, se han medido las siguientes características del motor:

- Par máximo: 159 Nm @ 2500 rpm
- Potencia máxima: 65 KW @ 4800 rpm

La condición aplicada para calcular la relación de desmultiplicación de la primera velocidad es que el vehículo desarrolle una velocidad de 20 Km/h en régimen de máximo par. La segunda condición, impuesta para calcular la quinta velocidad, es que el vehículo desarrolle la velocidad máxima (se ha limitado a 150 Km/h) en régimen de máxima potencia. El resultado puede observarse en la tabla 1:

Tabla 1. Relaciones de desmultiplicación para las diferentes velocidades.

Marcha	Relación de desmultiplicación
N ₁	3.68893
N ₂	2.62283
N ₃	1.86483
N ₄	1.32589
N ₅	0.94437

En el diagrama de diente de sierra (véase figura 35) se muestra el desarrollo velocidad/régimen para cada una de las marchas (partiendo del régimen de ralentí). Se puede comprobar además que se cumplen las dos condiciones impuestas para el cálculo de la relación de desmultiplicación de la primera y quinta marcha.

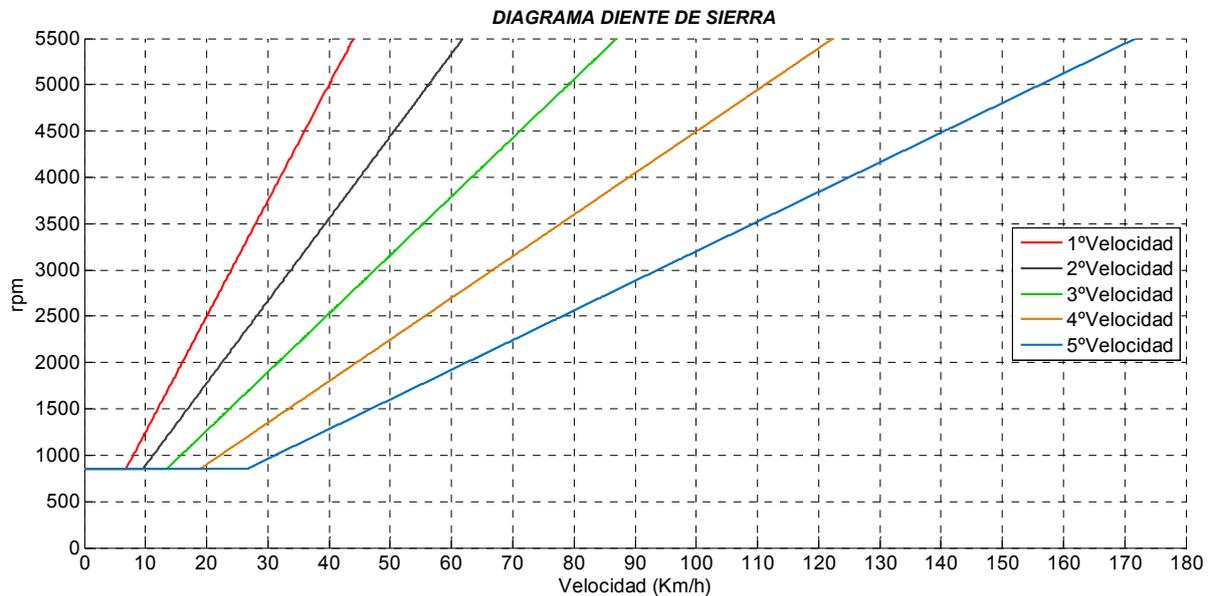


Figura 35. Diagrama de dientes de sierra del modelo de caja de cambios diseñado.

Diferencial y neumáticos

La relación de desmultiplicación del diferencial es fija y de valor igual a 4.19, mientras que para las ruedas se ha escogido un tamaño de llanta de 17” equipadas con neumáticos 205/55/ZR17 91W, que resulta en un radio de rueda igual a 0.328 m.

Con todos estos datos es posible calcular el par desarrollado en rueda, según la expresión:

$$M_r = N_t \cdot N_f \cdot M_{tr}$$

Y a partir de éste la fuerza de tracción desarrollada por el vehículo:

$$F_t = M_r \cdot r$$

En la figura 36 se muestra la evolución de la fuerza de tracción. La fuerza de tracción máxima se alcanza durante las aceleraciones del vehículo, mientras que en las fases de velocidad constante es mucho menor. También puede observarse que la fuerza de tracción se hace negativa cuando sobre la cadena de transmisión solo se tiene en cuenta la retención motor. El resto de fuerzas resistentes se sumarían a la retención del motor en los casos de frenado, aunque no se representa aquí.

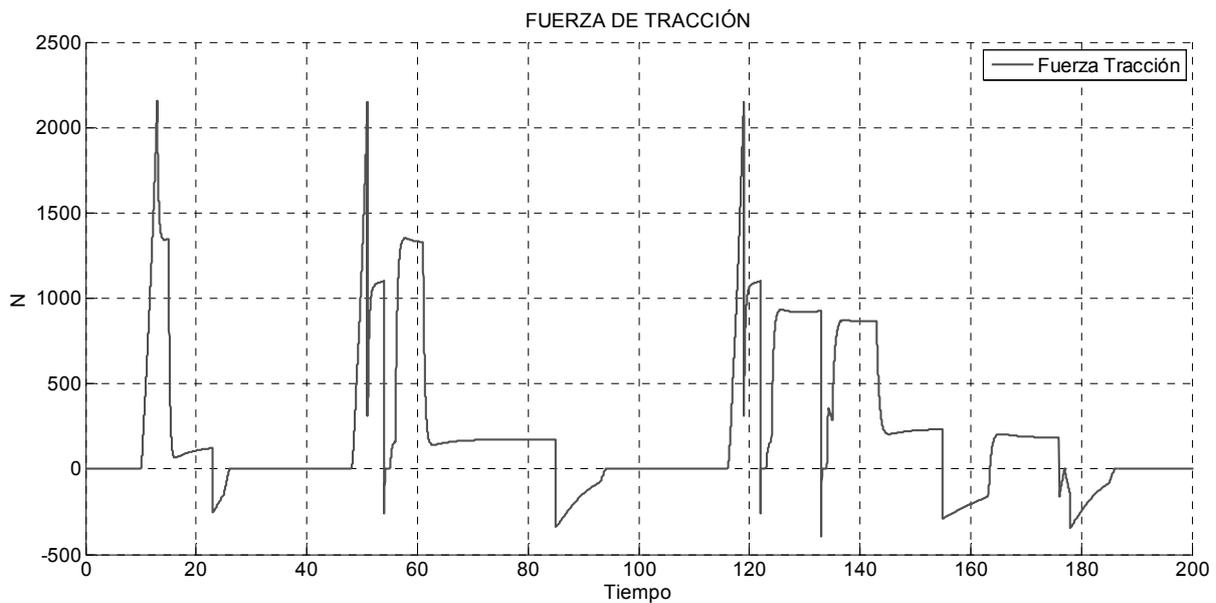


Figura 36. Fuerza de tracción durante el primer ciclo UDC.

Diagramas Simulink

En la figura 37 se muestra el bloque relativo a la cadena de transmisión.

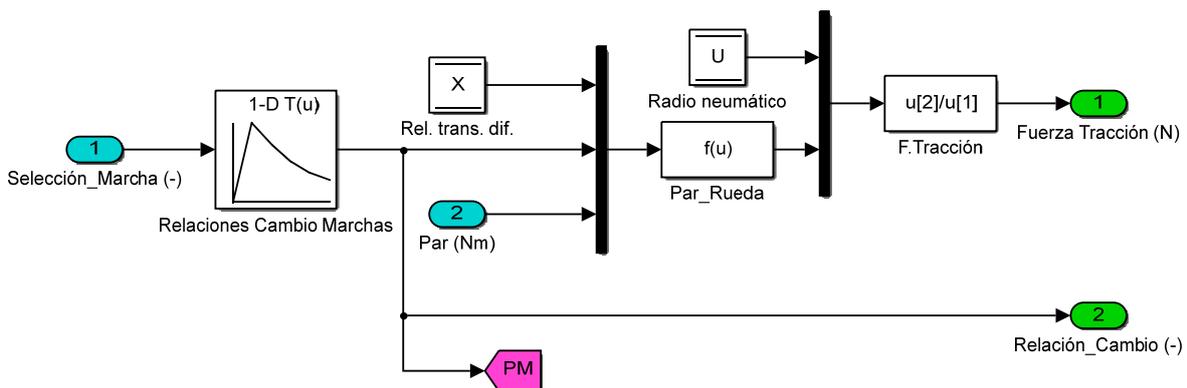


Figura 37. Diagrama del bloque denominado cadena de transmisión.

Son entradas del subsistema el par transmitido y la marcha deseada por el conductor. Mientras que son salidas la fuerza de tracción y la relación de cambio (necesaria en el bloque de dinámica longitudinal). En color magenta se observa la salida del parámetro *PM*, que define en los subsistemas “volante de inercia” y “embrague” la situación del cambio de marchas, es decir, si se encuentra engranada una marcha neutral o no. La relación de transmisión del diferencial es una constante, al igual que el radio del neumático.

4.3 Dinámica longitudinal del vehículo

En el presente apartado se detallará como se ha creado el modelo de la dinámica longitudinal del vehículo con la finalidad última de calcular la velocidad a partir de las fuerzas involucradas si se considera el vehículo como nuestro sistema. En primer lugar se definen las fuerzas que se oponen al movimiento, estas son, la resistencia a la rodadura, la resistencia aerodinámica y la fuerza de frenado cuando se acciona el pedal de freno.

En un banco de ensayos para vehículos las fuerzas de resistencia a la rodadura y aerodinámica se modelarían a través de coeficientes aplicados en el banco de rodillos. En el presenta trabajo se asume que el ciclo se realizaría al aire libre en una recta, por lo que las fuerzas serán las debidas a la calzada y al aire respectivamente.

Resistencia a la rodadura

Se define la resistencia a la rodadura según la expresión:

$$R_r = W \cdot (f_r \cdot \cos \theta + \sin \theta)$$

Puesto que la componente del seno solo se da en caso de que exista pendiente (no es el caso del ciclo *NEDC*), la ecuación se simplifica:

$$R_r = W \cdot f_r$$

Siendo f_r el coeficiente de rozamiento, que depende de la velocidad (en *km/h*) según la expresión:

$$f_r = 0,01 \cdot \left(1 + \frac{V}{160}\right)$$

Resistencia Aerodinámica

La resistencia aerodinámica depende del cuadrado de la velocidad, según la siguiente expresión:

$$R_a = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_d \cdot A_f \cdot V^2$$

Siendo ρ la densidad del aire, C_d el coeficiente aerodinámico del vehículo y A_f su superficie frontal. En la figura 38 puede verse la tendencia de la resistencia a la rodadura y la resistencia aerodinámica en función de la velocidad.

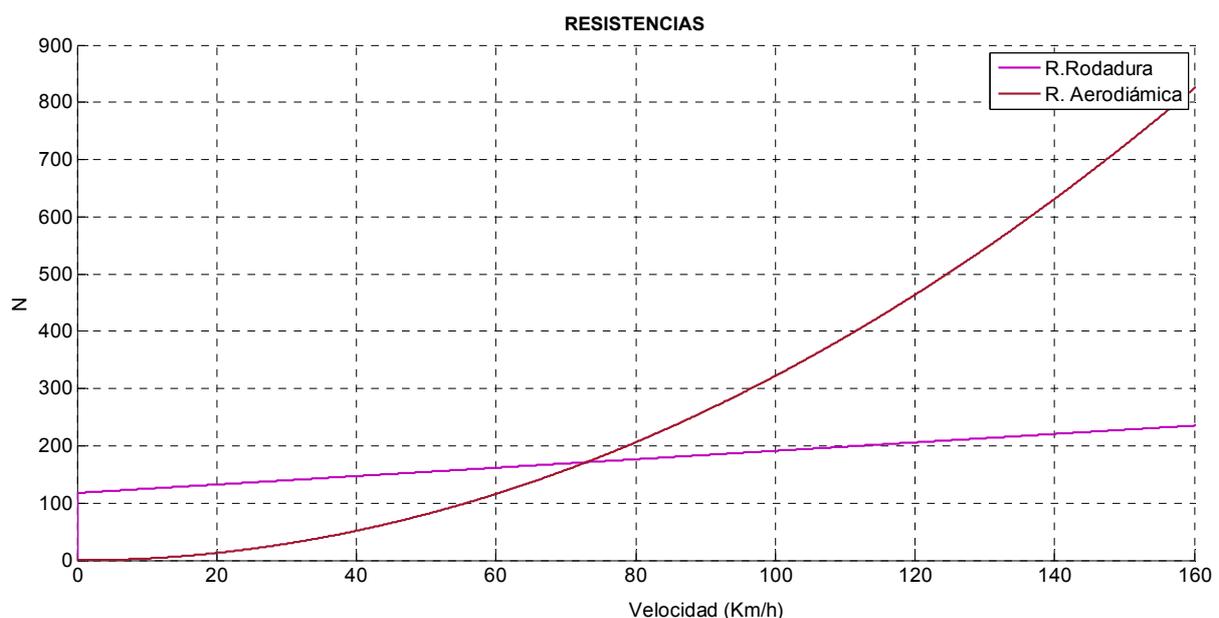


Figura 38. Evolución de las fuerzas de resistencia con la velocidad para el vehículo diseñado.

Fuerza de frenado

La fuerza de frenado que se aplica es regulada por el pedal de freno accionado por el conductor, de modo que para modelar ésta fuerza se ha recurrido a la definición de la fuerza máxima de adherencia (fuerza máxima cortante longitudinal que puede soportar el neumático) y al ángulo aplicado en el pedal de freno. Se asume de esta forma que la fuerza de frenado es lineal respecto de la posición del freno. La expresión resultante es:

$$F_f = \mu \cdot W \cdot \frac{\text{Ángulo Freno}}{100}$$

El coeficiente de adherencia μ es función de las características de la superficie y del neumático, en este caso se ha supuesto constante e igual a 0,9. El total de las fuerzas que se oponen al movimiento del vehículo será:

$$\sum R_r + R_a + F_f$$

Conocidas las fuerzas que actúan sobre el sistema, es decir, fuerza de tracción y resistencias al avance, es posible calcular la aceleración a la que está sometido el cuerpo, en este caso el vehículo, a partir de la expresión:

$$\sum F = m \cdot a$$

Donde m es la masa del vehículo. A partir de la aceleración, es posible mediante su integral, calcular la velocidad del vehículo según la expresión:

$$V = \int a(t)dt$$

Finalmente, a partir de la velocidad del vehículo, la marcha engranada, la relación de desmultiplicación del diferencial y el radio del neumático, se calcula el régimen motor impuesto por las condiciones dinámicas del vehículo, y que sirve para cerrar el lazo de realimentación cuando el pedal de embrague no está accionado ($E=1$). La ecuación es:

$$n = \frac{V \cdot 60 \cdot N_t \cdot N_f}{2\pi \cdot r}$$

Donde r es el radio del neumático, N_t la relación de desmultiplicación de la marcha engranada, N_f es la relación de desmultiplicación del diferencial y V la velocidad del vehículo.

Diagramas Simulink

La figura 39 muestra el bloque para el cálculo de las fuerzas de resistencia. Son entradas la velocidad del vehículo y el ángulo de freno.

En el caso de la resistencia a la rodadura, puesto que para velocidad igual a cero dicha fuerza no es nula (tiene un componente fijo que no depende de la velocidad), ha sido necesario incluir un interruptor para anularla en el caso de que la velocidad sea estrictamente nula, de modo que no se calculen aceleraciones negativas una vez detenido el vehículo.

La salida es la fuerza de resistencia al avance, que es un sumatorio de las fuerzas de resistencia aerodinámica, rodadura y fuerza de frenado. Todas las constantes se leen de bloques de solo lectura, como son la masa del vehículo, la densidad del aire, área frontal de vehículo, coeficiente aerodinámico y coeficiente de adherencia.

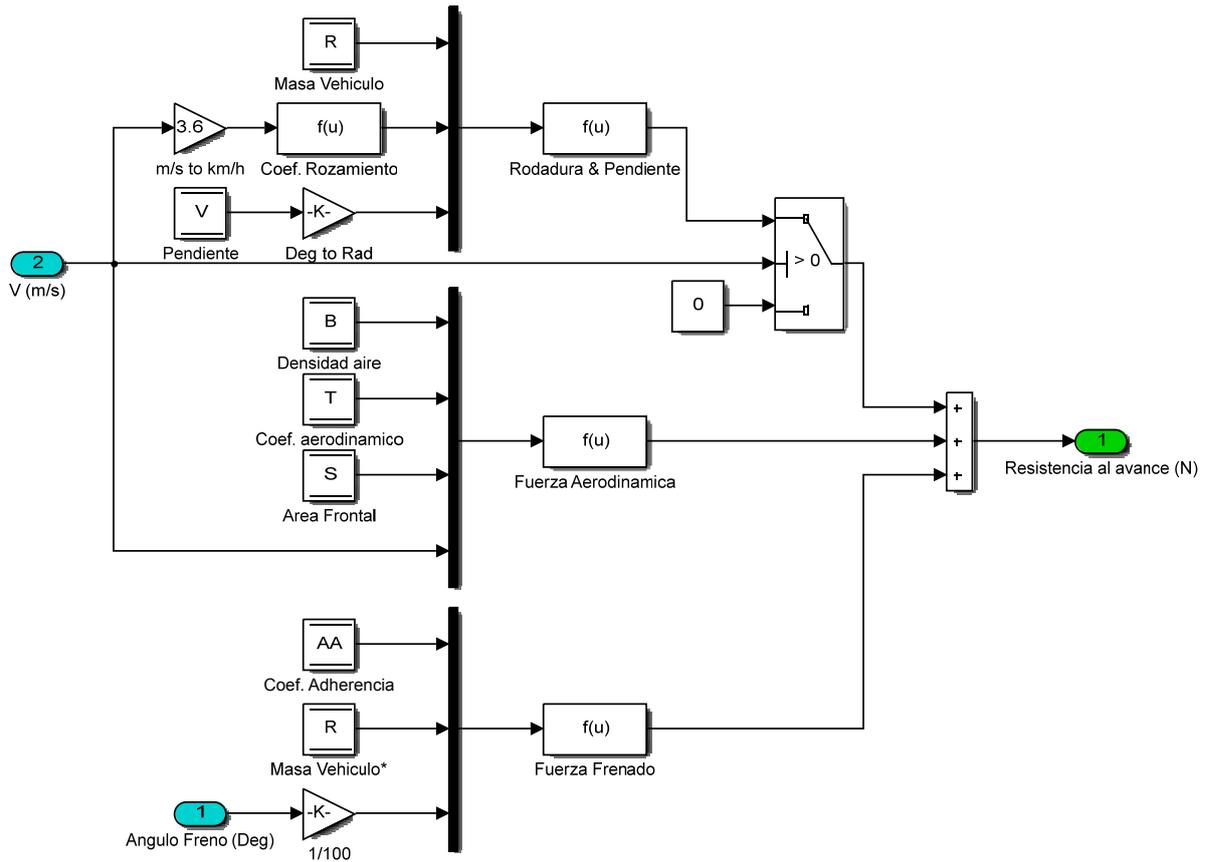


Figura 39. Diagrama del bloque “Resistencias al avance”.

En la figura 40 se representa el bloque para el cálculo de la velocidad del vehículo y la velocidad de la caja de cambios según las condiciones dinámicas de éste.

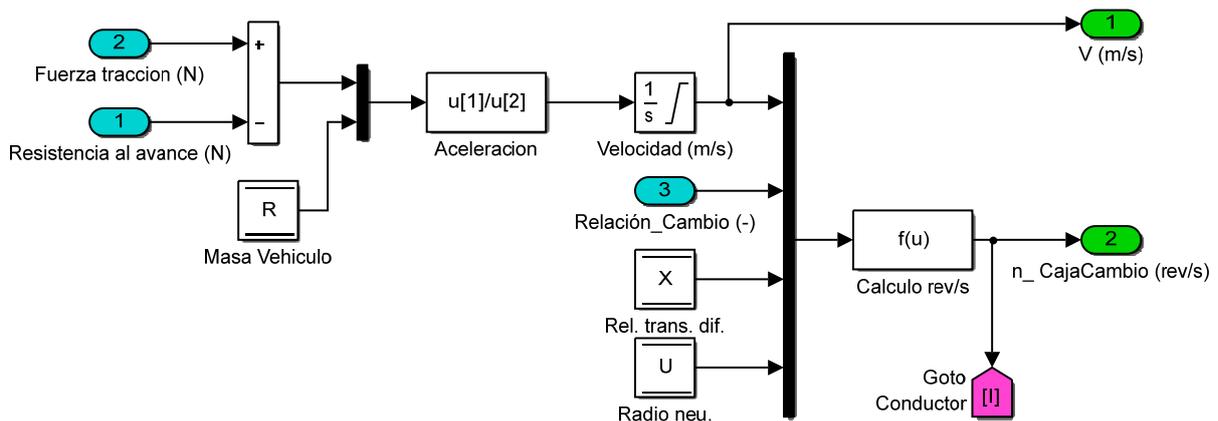


Figura 40. Cálculo de la velocidad del vehículo y la velocidad de la caja de cambios.

Son entradas al subsistema la fuerza de tracción y el sumatorio de fuerzas resistentes, así como la relación de desmultiplicación de la marcha actual. Integrando la aceleración se calcula la velocidad instantánea del vehículo, y a partir de ésta la velocidad de rotación en la caja de cambios. Dicha velocidad de rotación es reenviada al embrague, desde donde realimenta al motor para las situaciones en que el embrague está totalmente acoplado ($E = 1$).

La misma velocidad es enviada al sistema “Conductor”, donde es utilizada para gestionar el pedal del acelerador durante el inicio desde parado y los cambios de marcha (se ha pretendido que las maniobras se realicen con suavidad, como lo haría un conductor experimentado).

5 MODELO DEL CONDUCTOR

En el presente capítulo se detalla el sistema encargado del control del vehículo para la realización del ciclo de conducción europeo, así como diferentes aspectos regulados por la normativa, como por ejemplo los cambios de marcha, el límite superior e inferior de velocidad, etc. En la figura 41 se presenta el sistema con las diferentes entradas y salidas.

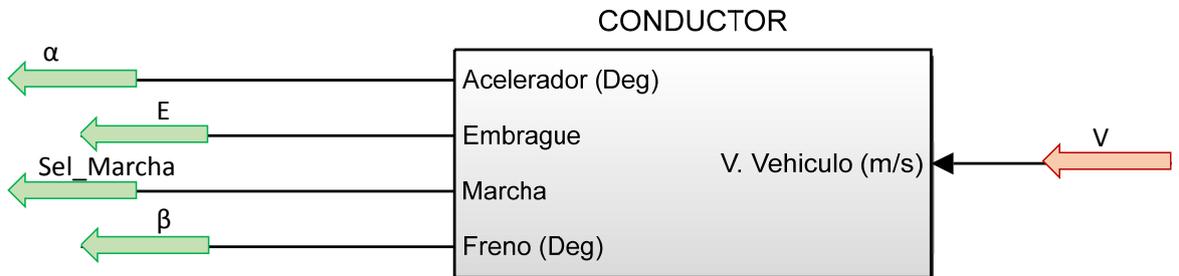


Figura 41. Sistema conductor, entradas en rojo y salidas en verde.

La entrada principal al sistema es la velocidad del vehículo (V), pues es la variable principal utilizada para la consecución del ciclo de homologación. En función de la velocidad del vehículo y la velocidad de consigna se calculan las salidas del pedal de aceleración (α) y del pedal de freno (β). La acción del pedal de embrague (E) así como la marcha (SeL_marcha) se define a partir de *look-up tables* como más adelante se detallará. En la figura 42 se observa el contenido del sistema “Conductor”.

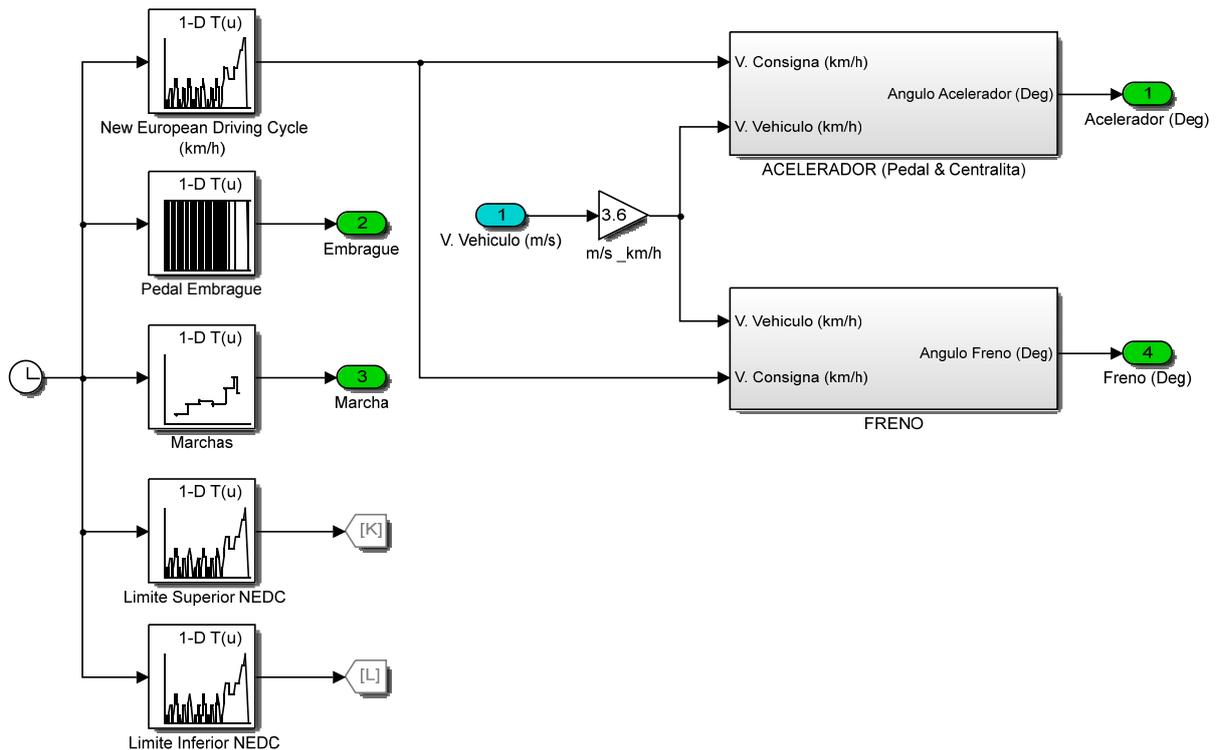


Figura 42. Vista interior del sistema conductor.

Los controladores del acelerador y freno se encuentran en subsistemas diferenciados debido a su mayor complejidad.

5.1 New European Driving Cycle (NEDC)

El ciclo de homologación europeo es utilizado como estándar para determinar el consumo de combustible de vehículos ligeros así como las emisiones contaminantes reguladas, es decir, partículas (Soot), óxidos de nitrógeno (NOx), hidrocarburos sin quemar (HC) y monóxido de carbono (CO).

El ciclo consta de cuatro segmentos idénticos de conducción urbana (UDC) y un segmento de conducción extraurbana (EUDC) por sus siglas en inglés, que se realizan de forma consecutiva y sin interrupción con periodos de ralentí entre todos ellos.

- *Urban Driving Cycle (UDC)*: Representa las condiciones de la conducción en un entorno urbano, que se caracteriza por una velocidad baja, poca carga en el motor así como baja temperatura en los gases de escape.
- *Extra Urban Driving Cycle (EUDC)*: Representa las condiciones de la conducción en vías interurbanas o autopistas, con mayores velocidades y una temperatura del motor y de los gases de escape más elevada.

Puesto que las emisiones no se simulan en el presente trabajo, en relación al ciclo se detallará únicamente el aspecto relativo a la operación del vehículo durante el ciclo, es decir, uso de la caja de cambios y límites de velocidad inferior y superior. Las condiciones de realización del ciclo se encuentran restringidas por la legislación.

Parte Urbana (UDC)

El desglose de la parte urbana del ciclo puede observarse en la tabla 2, donde se regulan las operaciones, su duración, el momento en que se han de realizar y en que marcha.

Tabla 2. Ciclo operativo urbano básico en el banco dinamométrico.

Secuencia nº	Secuencias	Operaciones	Aceleración (m/s ²)	Velocidad (km/h)	Duración de cada		Tiempo acumulado (s)	Marcha que se ha de utilizar cuando se emplee un cambio manual
					secuencia (s)	operación (s)		
1	Ralentí	1			11	11	11	6 s PM + 5 s K ₁ (*)
2	Aceleración	2	1,04	0-15	4	4	15	1
3	Velocidad constante	3		15	9	8	23	1
4	Deceleración	4	-0,69	15-10	2	5	25	1
5	Deceleración con motor desembragado							
6	Ralentí	5	-0,93	10-0	3	21	28	K ₁ (*)
7	Aceleración	6	0,83	0-15	5	12	49	16 s PM + 5 s K ₁ (*)
8	Cambio de velocidad							
9	Aceleración	7	0,94	15-32	5	24	61	2
10	Velocidad constante							
11	Deceleración	8	-0,76	32-10	8	11	85	2
12	Deceleración con motor desembragado							
13	Ralentí	9	-0,93	10-0	3	21	96	K ₂ (*)
14	Aceleración	10	-0,83	0-15	5	26	117	16 s PM + 5 s K ₁ (*)
15	Cambio de velocidad							
16	Aceleración	11	0,62	15-35	9	12	122	1
17	Cambio de velocidad							
18	Aceleración	12	0,52	35-50	8	8	124	2
19	Velocidad constante							
20	Deceleración	13	-0,52	50-35	8	8	133	3
21	Velocidad constante							
22	Cambio de velocidad	14	-0,87	35-10	2	7	143	3
23	Deceleración							
24	Deceleración con motor desembragado	15	-0,93	10-0	3	7	155	3
25	Ralentí				7	7	163	3
							176	3
							178	
							185	2
							188	
							195	K ₂ (*) 7 s PM (*)

(*) PM = Punto muerto, motor embragado.

K₁, K₂ = 1ª o 2ª marcha engranada, motor desembragado.

En la figura 43 puede verse el ciclo urbano detallado a la tabla anterior, así como las tolerancias en cuanto a velocidad y tiempo.

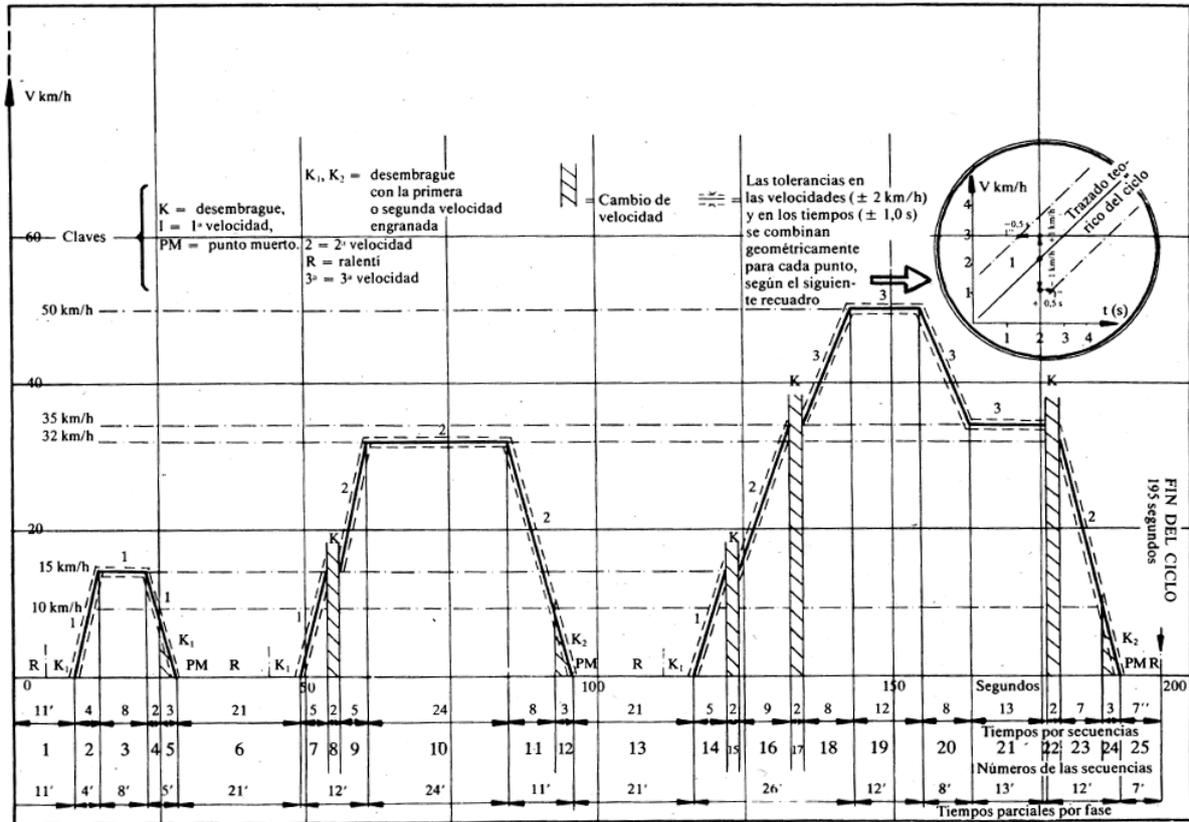


Figura 43. Ciclo UDC con límites inferior y superior, así como cambios de marcha especificados y tiempos de fase.

Parte Extraurbana (EUDC)

El desglose de la parte extraurbana del ciclo se puede observar en la tabla 3, extraída de la normativa Europea. Aparece el número de la secuencia, que acción hay que llevar a cabo, en que intervalo de tiempo y la marcha establecida.

Tabla 3. Ciclo operativo extraurbano básico en el banco dinamométrico.

Secuencia n°	Secuencias	Fase	Aceleración (m/s ²)	Velocidad (km/h)	Duración de cada		Tiempo acumulado (s)	Marcha que se ha de utilizar cuando se emplee un cambio manual
					secuencia (s)	fase (s)		
1	Ralentí	1	0,83	0-15	20	20	20	K ₁ (*)
2	Aceleración				5	25	1	
3	Cambio de velocidad	2	0,62	15-35	2	27	—	—
4	Aceleración				9	36	2	
5	Cambio de velocidad	3	0,52	35-50	2	38	—	—
6	Aceleración				8	46	3	
7	Cambio de velocidad	4	0,43	50-70	2	48	—	—
8	Aceleración				13	61	4	
9	Velocidad constante	5	-0,69	70-50	50	111	5	5
10	Deceleración				8	119	4 s · 5 + 4 s · 4	
11	Velocidad constante	6	0,43	50-70	69	188	4	4
12	Aceleración				13	201	4	
13	Velocidad constante	7	0,24	70-100	50	251	5	5
14	Aceleración				35	286	5	
15	Velocidad constante	8	-0,69	120-80	30	316	5 (**)	5 (**)
16	Aceleración				20	336	5 (**)	
17	Velocidad constante	9	-1,04	80-50	10	346	5 (**)	5 (**)
18	Deceleración				16	362	5 (**)	
19	Deceleración	10	-1,39	50-0	10	370	5 (**)	5 (**)
20	Deceleración con motor desembragado				8	380	—	
21	Ralentí	13	400	20	20	400	K ₅ (*) PM (*)	

(*) PM = Punto muerto, motor embragado.

K₁, K₅ = 1ª o 5ª marcha engranada, motor desembragado.

(**) Pueden emplearse marchas adicionales, de acuerdo con las recomendaciones del fabricante, si el vehículo está equipado con una transmisión de más de 5 marchas.

Los límites superior e inferior son iguales a los de la parte urbana del ciclo, en la figura 44 se muestra el ciclo *EUDC*.

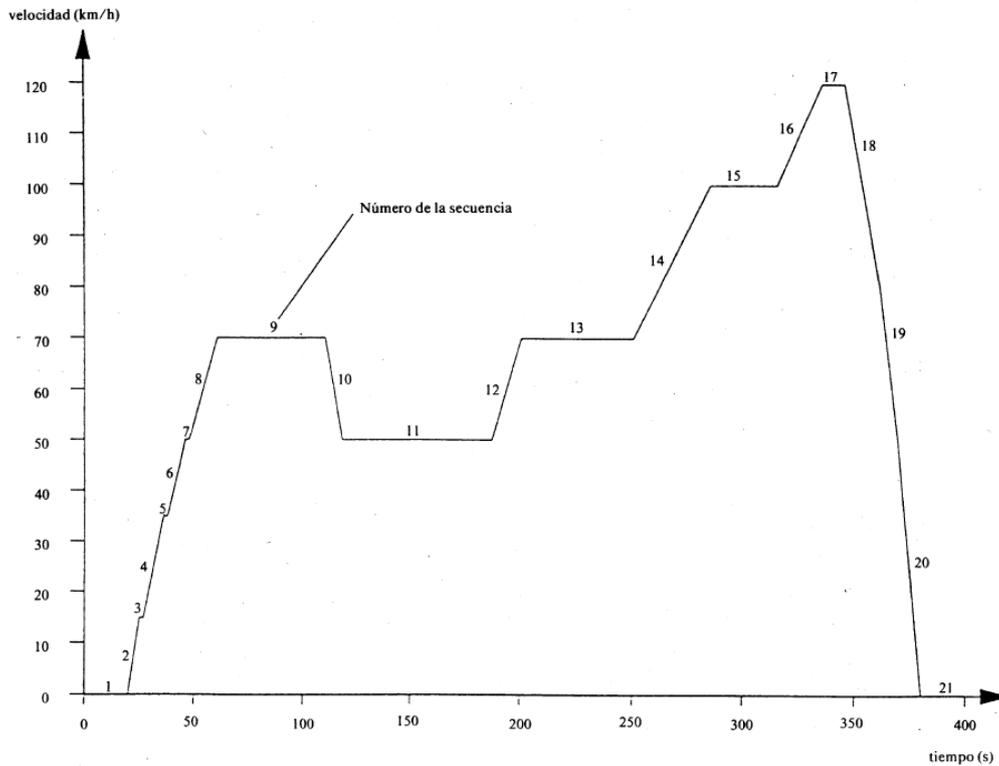


Figura 44. Ciclo EUDC con la numeración de las distintas fases.

Concluyendo el apartado relativo a la definición del ciclo de conducción, en la figura 45 se muestra el ciclo *NEDC* completo que sirve como velocidad de consigna al controlador *PID* una vez implementado en *Simulink*.

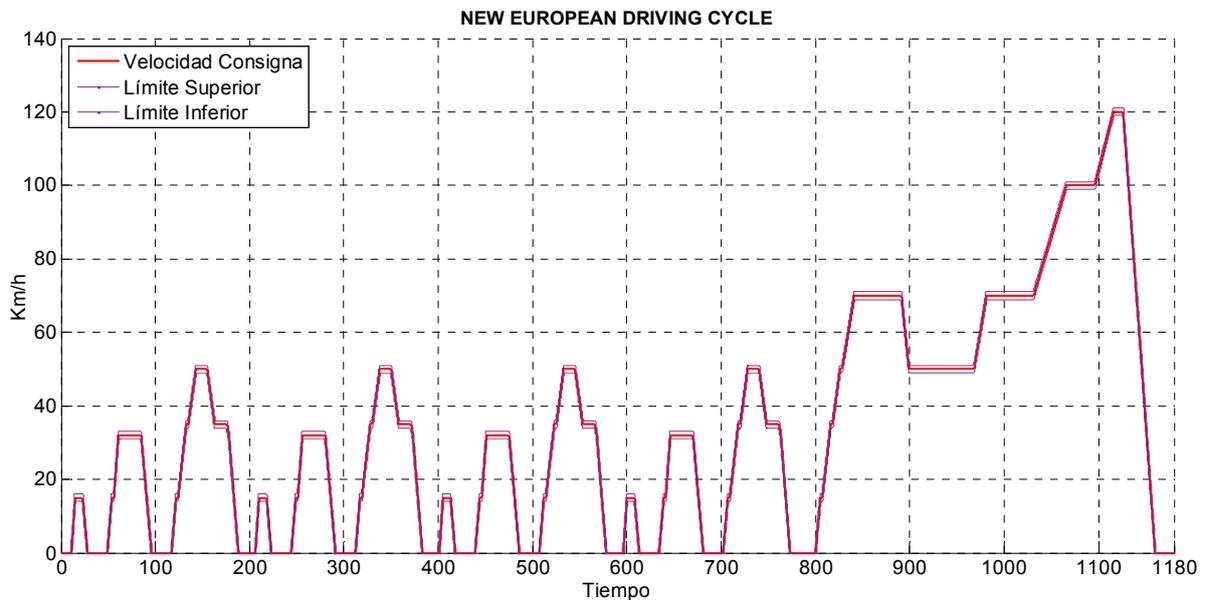


Figura 45. Ciclo completo *NEDC* \rightarrow 4 x *UDC* + *EUDC*.

La duración total del ciclo son 1180 segundos, es decir, aproximadamente 20 minutos, mientras que la simulación completa del ciclo con *Simulink* lleva tan solo 25 segundos en el presente trabajo.

5.2 Pedal de embrague y cambio de marchas

El pedal de embrague y el cambio de marchas se detallan en el mismo apartado ya que en ambos casos se han diseñado a través de *look-up tables*. Por un lado debido a la necesidad de realizar los cambios de marcha durante los intervalos fijados en la normativa. De la misma forma, la necesidad de sincronizar el pedal de embrague con el cambio de marchas ha determinado que la solución final para el embrague sea la tabla antes mencionada.

Los cambios de marcha tienen un intervalo disponible de dos segundos para cada cambio en los puntos especificados por la legislación, de modo que el embrague se ha ajustado para desembragar antes del cambio, y soltar el pedal de embrague gradualmente un instante después. Con todo, se ha asegurado el cambio dentro de los dos segundos de margen que da la normativa (véase figura 46).

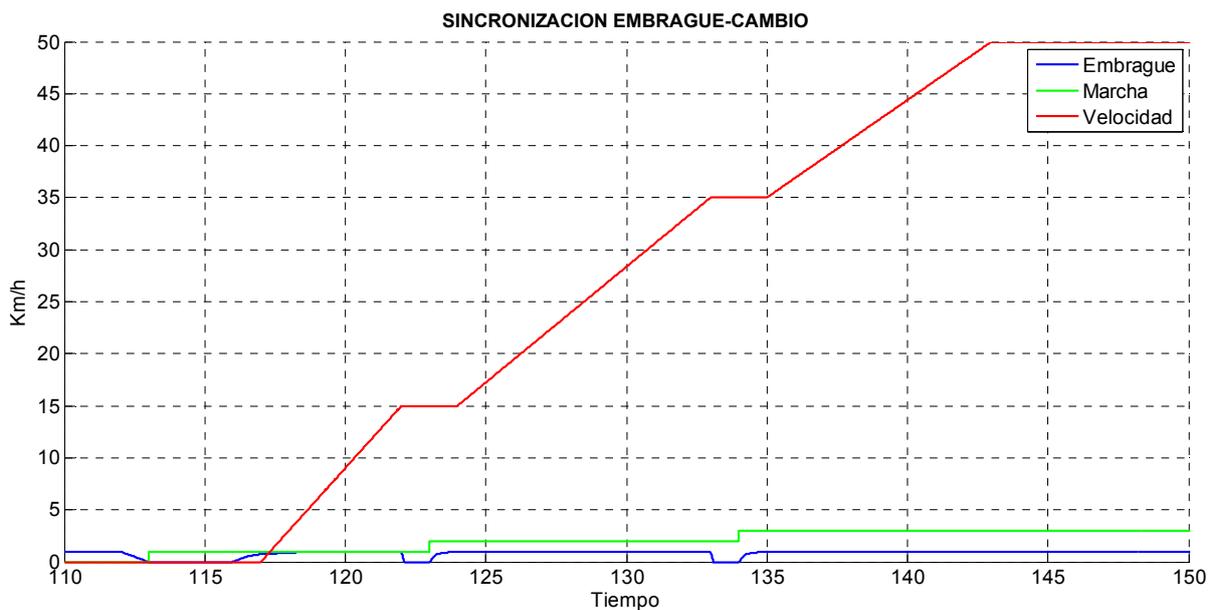


Figura 46. Ejemplo de la utilización del embrague - cambio para la aceleración de 0-50 del primer ciclo UDC.

Para la caja de cambios se ha utilizado una *look-up table* con interpolación plana en el tiempo, ya que la marcha solo tiene estados definidos tipo *bit* (1ª, 2ª, etc.), es decir, no hay una transición entre la primera y segunda velocidad, sino que pasa de la primera a la segunda instantáneamente. En el embrague sin embargo se ha utilizado un algoritmo de interpolación lineal para simular la aplicación del pedal de embrague de forma suave y gradual.

5.3 Pedal de aceleración

El acelerador es de los tres pedales presentes en el vehículo y que se han introducido en el presente trabajo, el más complejo. Esto se debe principalmente a que debe cumplir con tres funciones diferenciadas, como son mantener la velocidad del motor al ralentí, gestionar la transición durante el inicio de la marcha y por supuesto seguir el ciclo *NEDC* dentro de los límites impuestos.

Así pues el pedal de aceleración (o el control del grado de carga) se maneja mediante la acción de tres *PID* diferentes que actúan por separado en cada una de las situaciones antes mencionadas. Se explica con más detalle a continuación:

- Existe un *PID* específico para gestionar el grado de carga en las situaciones de ralentí, esto es cuando las revoluciones del motor se acercan a 850 *rpm* y el motor esta desembragado (no hay conexión con la transmisión). Este controlador asume las "funciones" que en un vehículo real asumiría la centralita (*ECU*) gestionando el régimen motor sin intervención del conductor.

- Existe otro controlador *PID* que entra en acción en aquellas situaciones en las que tanto el pedal de aceleración como el pedal de embrague están accionados. Esto es durante el inicio de la marcha. Es una situación que requiere especial atención para que el transitorio no sea brusco.

Un conductor normal juega con el deslizamiento del embrague para mantener las revoluciones dentro de un límite aceptable, hasta que la velocidad alcanzada por el vehículo es suficiente para permitir el acople total entre el motor y la transmisión sin golpeteos. El controlador para esta situación se ha ajustado para actuar en el pedal teniendo en cuenta la posición del embrague y permitir la transición suave antes mencionada.

- Por último, el tercer *PID* involucrado con el pedal de aceleración es el que actúa en aquellas situaciones en que motor y transmisión están totalmente acoplados. Es el principal encargado de que la velocidad se siga correctamente durante todo el ciclo, y cuenta con un ajuste afinado para que la respuesta sea efectiva en las diferentes marchas y situaciones dinámicas del vehículo.

Se puede concluir que el primer controlador expuesto asume la función de la centralita, mientras que los dos restantes representan la acción del conductor. Cabe recalcar que la separación ha sido necesaria debido que no existe un control activo sobre el embrague. De ser así, podrían unirse estos dos controladores en uno solo a costa de implementar un controlador específico para el embrague. La respuesta combinada de estos tres controladores en una sola salida conforman el juego del acelerador durante el ciclo (véase figura 47).

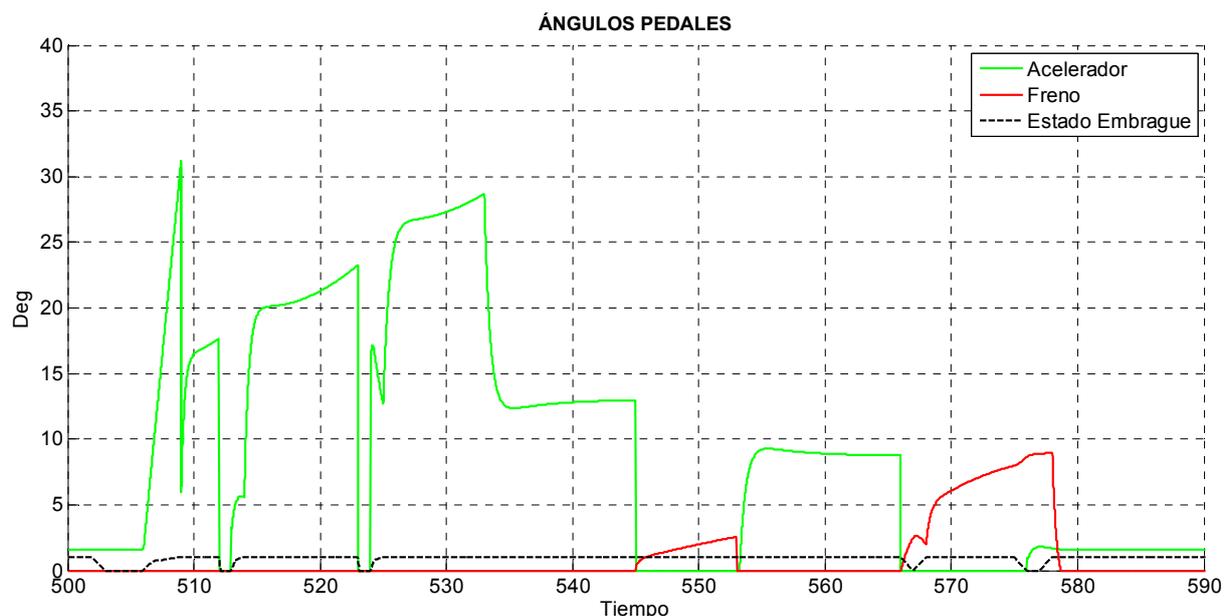


Figura 47. Posición de los diferentes pedales durante el tramo 0-50-0 Km/h del ciclo UDC.

En la figura sobre estas líneas se observa que durante los cambios de marcha el pedal de aceleración no se encuentra accionado. También se observa que el pedal de aceleración y el pedal de freno no se accionan simultáneamente, ya que se ha diseñado tanto el controlador del freno como del acelerador para evitar dicha situación. No obstante, cuando el motor se desacopla de la cadena de transmisión (momentos antes de la detención total del vehículo) si se permite la acción simultánea de ambos controladores como se puede ver en $t \approx 575$ s.

En dicho caso específico, sigue actuando el controlador de la velocidad de ralentí y evidentemente el freno para detener el vehículo en el margen de tiempo establecido por el ciclo. En cualquier otro caso, la acción del acelerador excluye la acción del freno y viceversa. El mecanismo para lograr esta función se detalla más adelante junto con el diagrama del bloque.

Diagramas Simulink

En la figura 48 se muestra el bloque correspondiente al acelerador. Son entradas del sistema la velocidad de consigna y la velocidad del vehículo, necesarias para el seguimiento del ciclo. También se utiliza la señal de régimen motor por parte del controlador de ralentí y la señal de la velocidad de la caja de cambios por parte del controlador especializado en los inicios de marcha. La salida es, como no podría ser de otra forma, el ángulo del pedal de aceleración.

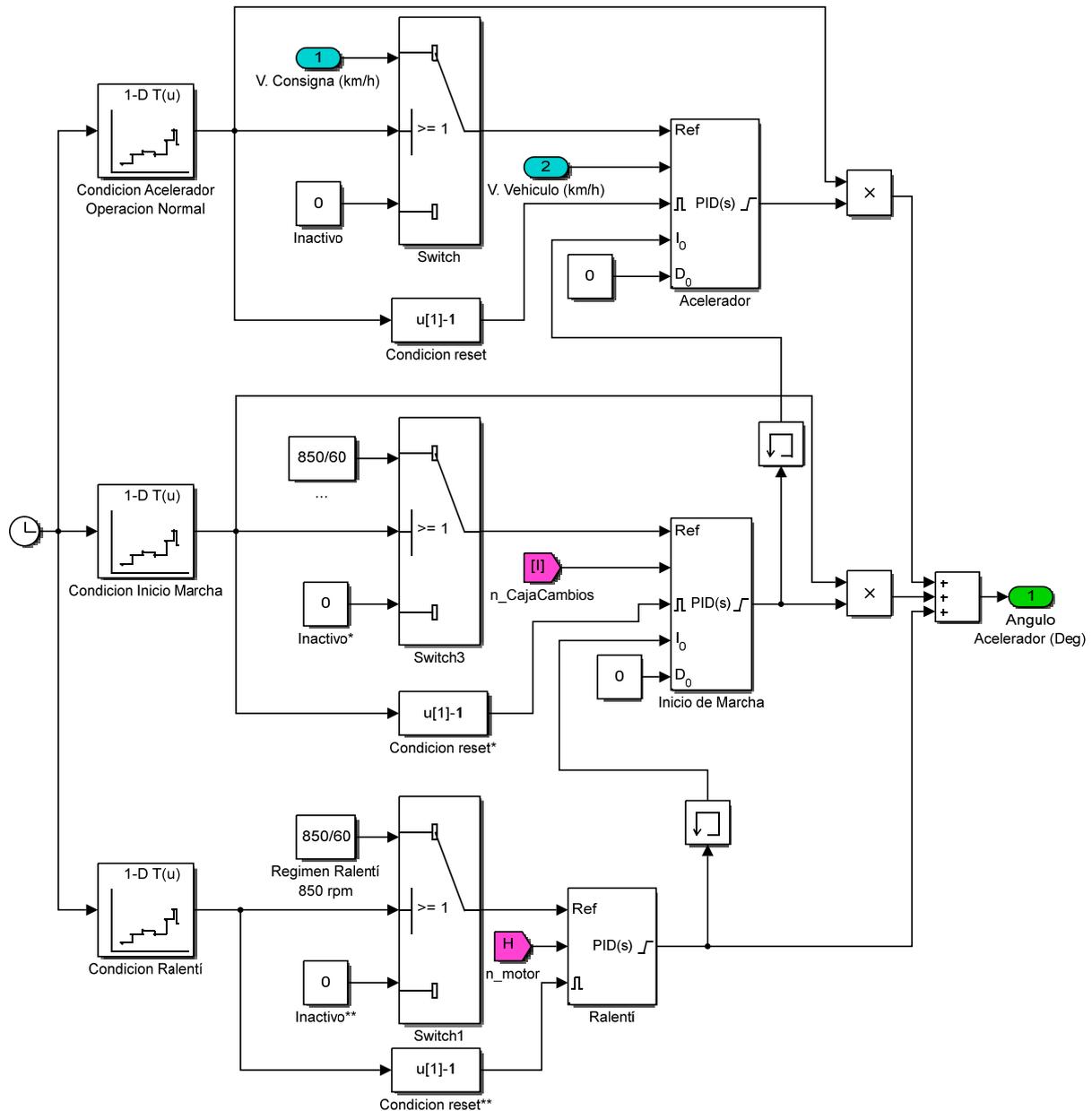


Figura 48. Diagrama del bloque correspondiente al pedal de aceleración.

Se observa en la figura que la salida (el ángulo del acelerador) es la suma de las acciones de los diferentes controladores. Aunque los tres controladores no pueden estar activos simultáneamente, se ha incluido una condición de reseteado de forma que cuando un controlador es desactivado, la última salida sea nula y por tanto no siga contribuyendo a la respuesta del sistema.

El controlador *PID* se desactiva cuando la señal de referencia, es decir, la consigna, se vuelve nula (respuesta directamente proporcional a la señal de error). Es por ello que a la entrada de cada controlador hay un interruptor que cambia entre la señal de consigna y el estado inactivo (consigna igual a 0). La gestión de los interruptores que determinan la activación/desactivación de los diferentes controladores *PID* se realiza a través de *look-up tables* sincronizadas en el tiempo con el ciclo de conducción. Además para garantizar que no existe solapamiento de los *PID* bajo ningún concepto, las salidas de los controladores es multiplicada por sus respectivas señales de activación / desactivación (1 y 0 respectivamente).

Igual de importante que asegurar que no exista una contribución residual del *PID* desactivado a la salida, es asegurar la continuidad de la señal durante la transición de uno a otro controlador. Para ello la condición inicial del controlador que toma el relevo es el estado del controlador previamente activo. Un ejemplo es el caso de transición del controlador de ralentí (vehículo parado) al inicio de marcha. El estado de ralentí supone un determinado ángulo de acelerador, y el siguiente *PID* debe tomar éste como inicio del cálculo para evitar cierres/aperturas de la mariposa de admisión instantáneos que generan inestabilidad en el sistema.

La forma de implementar esta condición es definiendo la condición inicial como externa y conectando los controladores entre sí a través de *Memory Blocks*, que inducen un tiempo de retraso igual a un paso de integración. Esta configuración permite sortear el reseteo del controlador desactivado el tiempo suficiente para definir la condición inicial del *PID* que se activa.

Los tres controladores se han ajustado de forma manual mediante el método de prueba y error, los valores se presentan en la tabla 4.

Tabla 4. Valores de los diferentes controladores.

<i>PID</i> "Acelerador"	<i>PID</i> "Inicio de marcha"	<i>PID</i> "Ralentí"
P: 20	P: 0	P: 1
I: 5	I: 0.7	I: 1
D: 0	D: 0	D: 0

El *PID* denominado acelerador se caracteriza por una respuesta más rápida capaz de responder en las diversas situaciones dinámicas, tanto en una marcha baja (mayor fuerza de tracción, menos pedal necesario) como en una marcha alta (menor fuerza de tracción, más pedal necesario). El *PID* inicio de marcha solo tiene termino integral, ya que la respuesta debe ser estrictamente progresiva junto con la posición del embrague. El *PID* de ralentí funciona bien con los parámetros por defecto y desactivando el término derivativo, ya que las condiciones son siempre iguales y se mueve en puntos de poco par y poca apertura de la mariposa de admisión.

5.4 Pedal de freno

El modelo del pedal de freno es más sencillo en cuanto a su desarrollo, pues solo debe actuar durante las fases de deceleración del vehículo. Como se ha explicado anteriormente, la activación del pedal de freno es excluyente de la acción sobre el pedal de aceleración en la mayoría de los casos. A continuación se detalla directamente la implementación con *Simulink*.

Diagramas Simulink

La figura 49 muestra el bloque relativo al pedal de freno. Son entradas la velocidad de consigna y la velocidad del vehículo a partir de las cuales se gestiona la cantidad de pedal de freno que es necesaria.

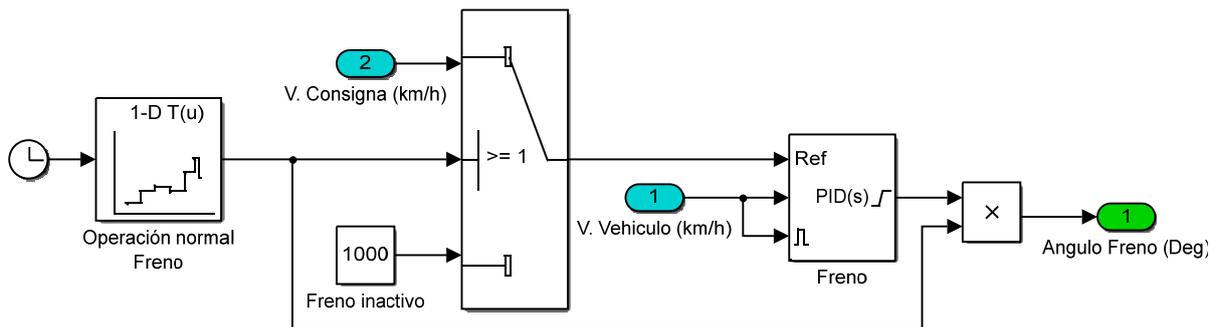


Figura 49. Bloque correspondiente al subsistema del pedal de freno.

Como en el caso del pedal de aceleración, existe un interruptor para la activación y desactivación del freno y una *look-up table* que lo comanda. En este caso particular, la condición de desactivación no se corresponde con una consigna nula, ya que el controlador es inversamente proporcional a la señal de error (el freno actúa cuando la señal de consigna es menor que la señal de referencia). En este caso basta con introducir una señal de consigna más alta que la señal de referencia.

También se incluye la condición de reseteado del controlador a su valor inicial, es decir, una respuesta nula, para evitar que el pedal de freno se pueda quedar activado una vez el vehículo está detenido.

El controlador se ha ajustado nuevamente de forma manual mediante el método de ensayo y error. Los valores se incluyen a continuación:

P: - 10

I: - 8

D: 0

La fuerza de frenado es linealmente proporcional a la posición del pedal de freno, por lo que ajustar el funcionamiento de dicho pedal es más sencillo.

6 RESULTADOS

6.1 Verificación y análisis de ciclo

En primer lugar se verificará el cumplimiento del ciclo a partir de una serie de parámetros seleccionados, como son la distancia total, el tiempo total, velocidad máxima y media y aceleración máxima y media. En la tabla 5 se exponen los valores según la normativa y los resultados obtenidos con la simulación.

Tabla 5. Parámetros seleccionados para la verificación del ciclo.

Parámetro	Unidad	NEDC	NEDC Simulación
Distancia	km	10.9314	10.930
Tiempo total	s	1180	1180
Velocidad media (incluyendo paradas)	km/h	33.35	33.33
Velocidad máxima	Km/h	120	120.49
Aceleración media (positiva)	m/s ²	0.506	0.26
Aceleración máxima (positiva)	m/s ²	1.042	1.31*

*Para el cálculo de la aceleración máxima se ha aplicado un filtro de $\frac{1}{2}$ Hz para evitar que contribuyan los picos de alta frecuencia.

La distancia se ha obtenido integrando la velocidad del vehículo, según la expresión:

$$Dist = \int V(t)dt$$

La velocidad/aceleración media y máxima se obtienen con *MATLAB*. Para la obtener la media se procede sumando todos los elementos del vector y dividiendo entre el número de elementos de dicho vector. La longitud del vector resulta de dividir el tiempo de simulación entre el paso de integración (0.01 s). Tanto el cálculo de las velocidades como las aceleraciones se exponen a continuación.

$Vel_max = \max(vel_vehiculo)$

$Vel_max = 120.4898$

$vel_sum = \sum(vel_vehiculo);$

$k = 1180/0.01;$

$vel_media = vel_sum/k$

$vel_media = 33.3314$

$acel_max = \max(aceleracion)$

$acel_max = 1.3141$

$acel_sum = \sum(aceleracion)$

$acel_media = acel_sum/k$

$acel_media = 0.2588$

Se puede decir que el ciclo se cumple correctamente, sin embargo aparece una notable dispersión en cuanto a las medidas de la aceleración que se puede explicar debido a la simplificación de las fuerzas que actúan sobre el vehículo, el método de medida en el vehículo real por diferencias como la brusquedad o suavidad con la que se trata el acelerador.

En las páginas siguientes se muestra el ciclo de conducción seguido por el "conductor", en la figura 50 se observa el ciclo completo, y en las figuras 51 y 52 los ciclos *UDC* y *EUDC* por separado para un mayor detalle.

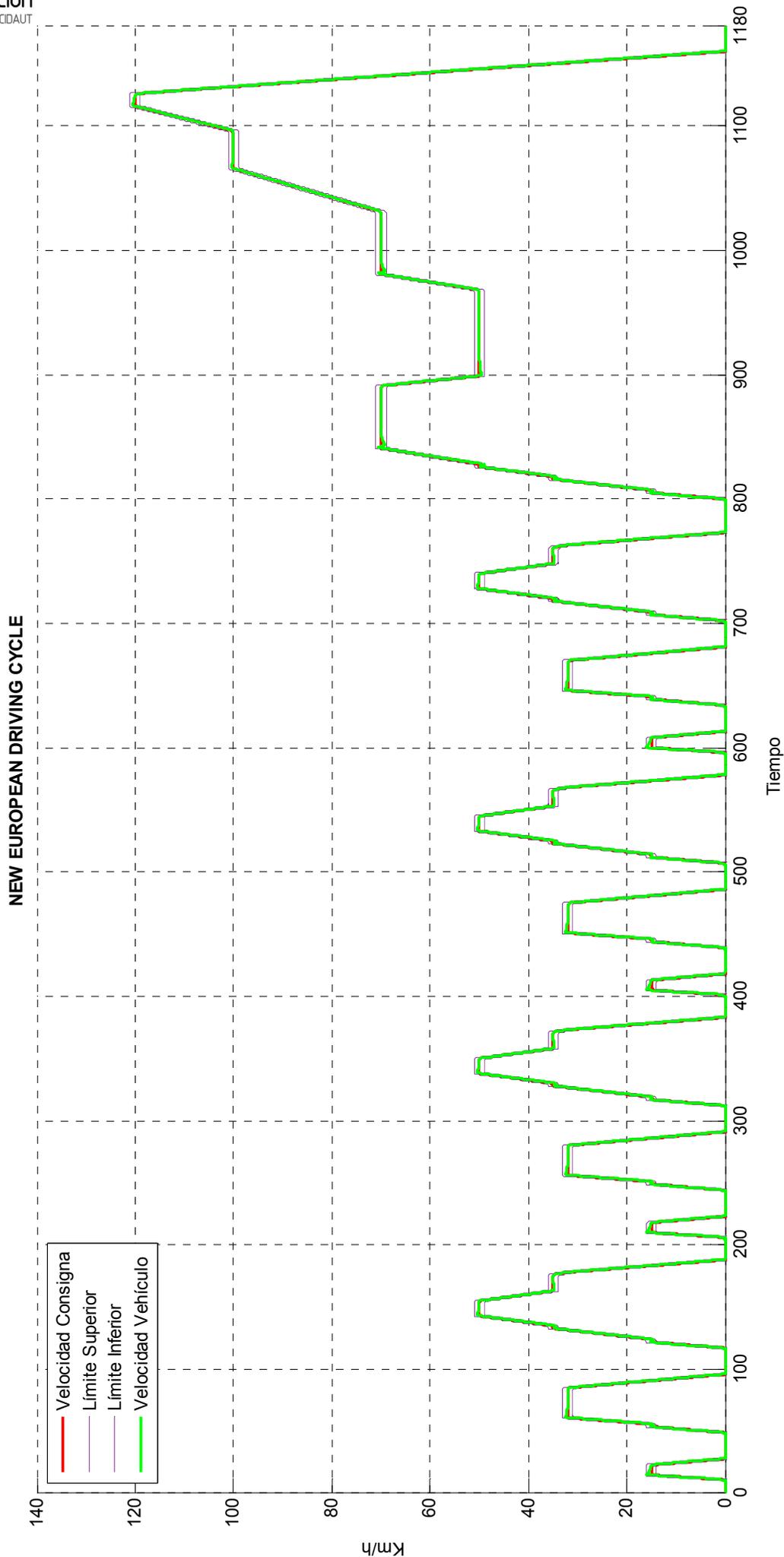


Figura 50. Ciclo NEDC completo seguido por el vehículo.

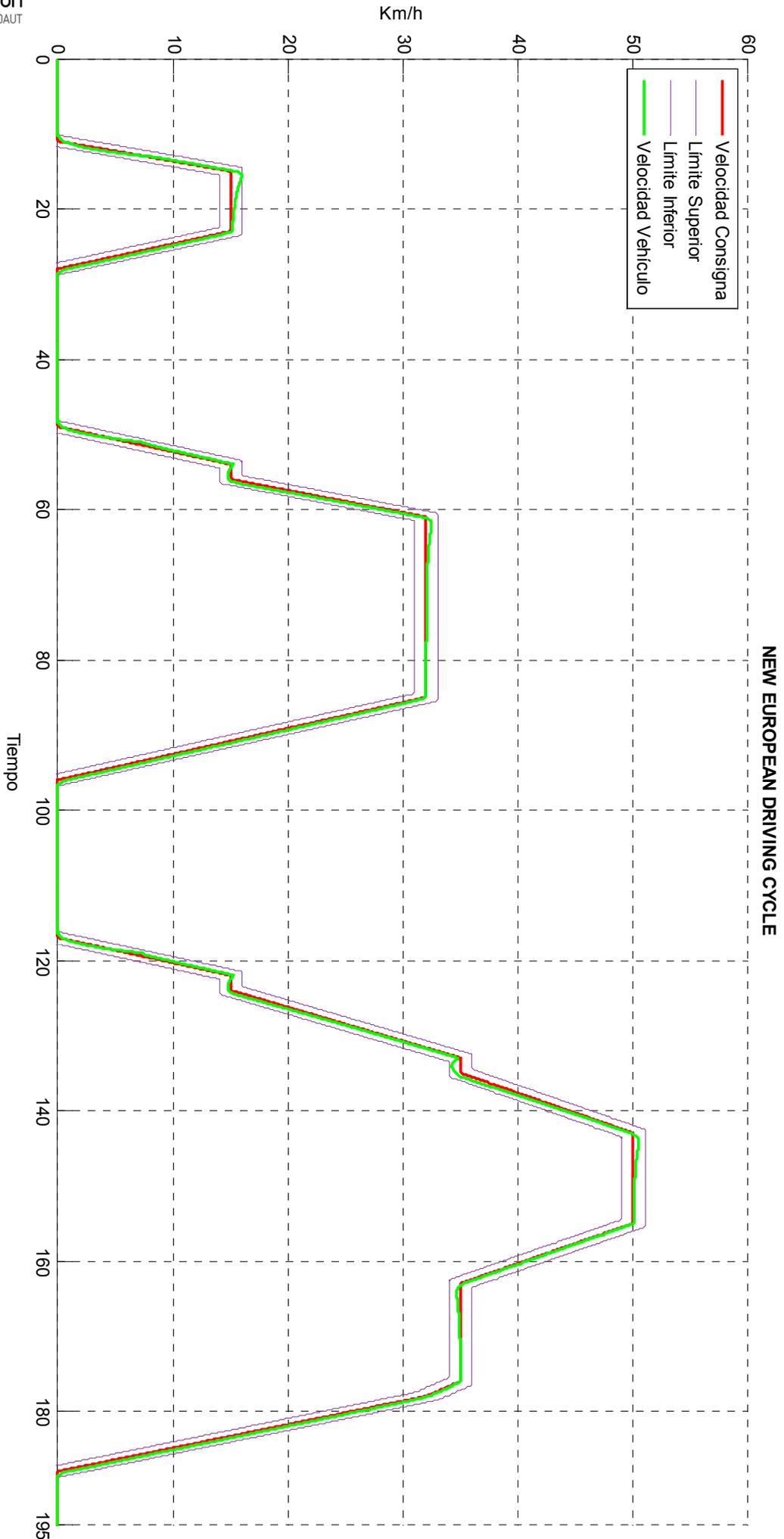


Figura 51. Detalle ciclo UDC seguido por el conductor (igual en todos los casos).

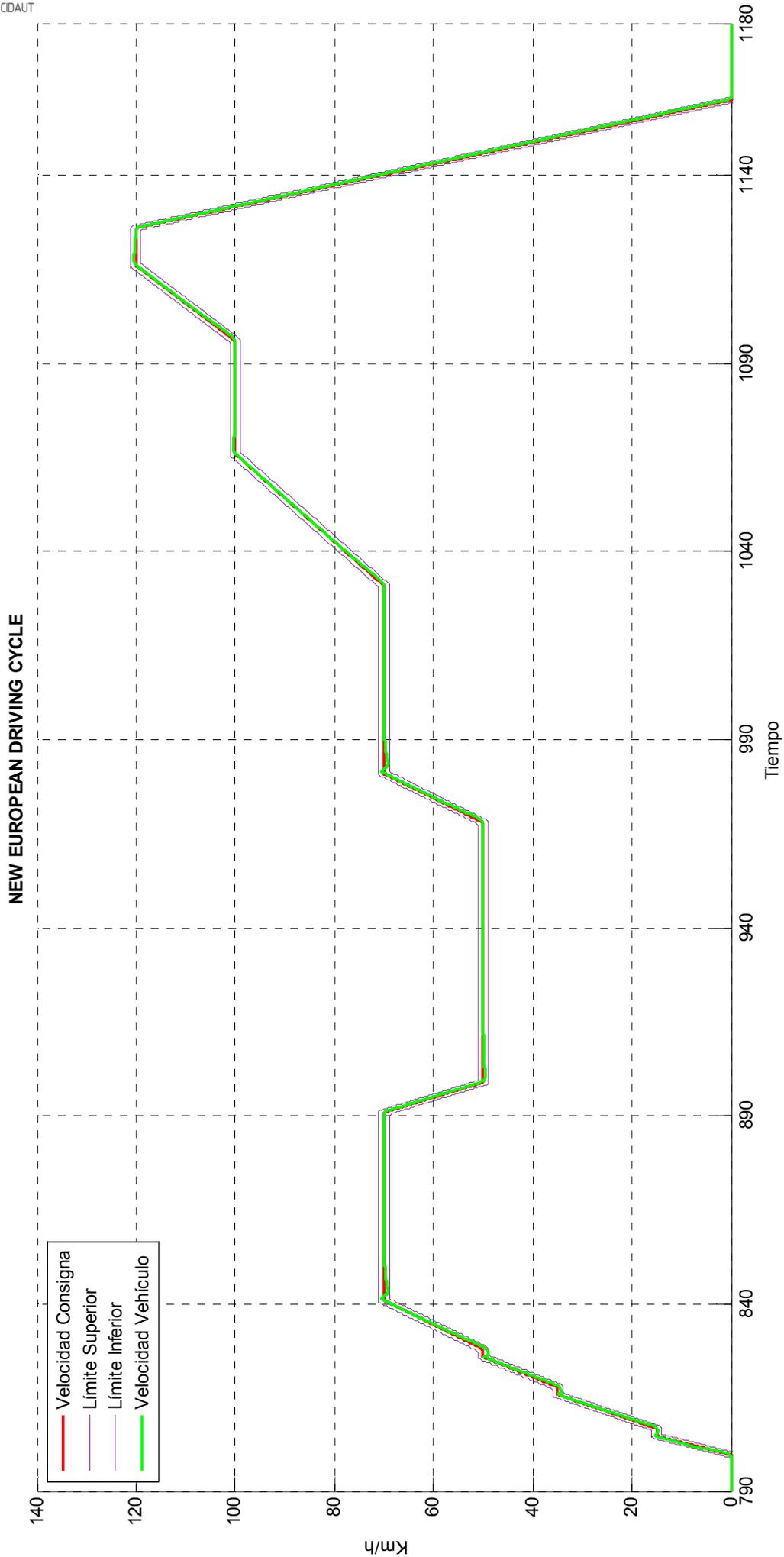


Figura 52. Detalle ciclo EUDC seguido por el conductor.

Si se observa la figura relativa al primer ciclo *UDC* (página 46), en la primera aceleración de 0 – 15 *km/h* existe un pequeño pico en la velocidad que hace se sitúe justo encima del límite, pero no sobre éste. En las siguientes aceleraciones 0 – 32 *km/h* y 0 – 50 *km/h* sin embargo dicho pico prácticamente ya no es visible. Esto es debido a que el controlador *PID* tiene una respuesta quizá un poco fuerte en primera velocidad, pero correcta en el resto de relaciones de la caja de cambios. Es en parte el motivo por el cual la aceleración máxima del vehículo durante el ciclo es aproximadamente un 30% superior al valor parametrizado del ciclo real.

Se observa también que durante los cambios de marcha el vehículo permanece dentro de los límites, al igual que durante las fases de frenado. En la figura 53 se observa el régimen del motor durante el ciclo *UDC* que permite comprobar que el motor no se detiene en ningún momento y se estabiliza en la velocidad de ralentí.

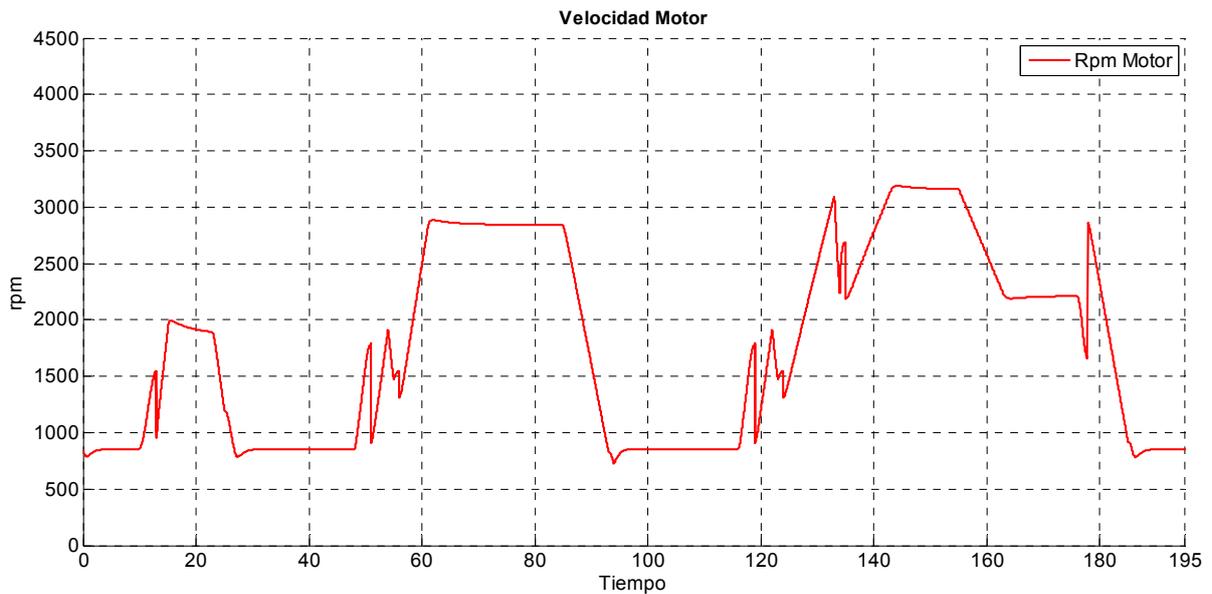


Figura 53. Régimen del motor durante la realización del ciclo *UDC*.

De igual modo si se observa la figura relativa al ciclo *EUDC* ampliada (página 47), se puede ver que el ciclo se sigue correctamente en todas sus fases. En la figura 54 se muestra el régimen del motor durante dicha parte del ciclo.

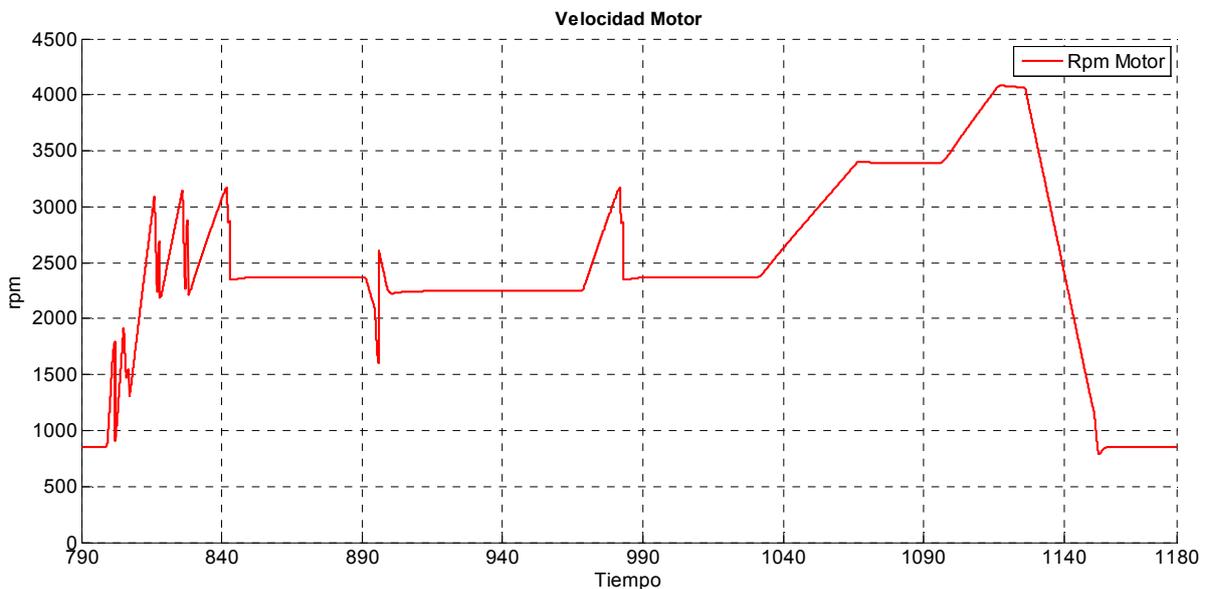


Figura 54. Régimen del motor durante la realización del ciclo *EUDC*.

En la figura 55 pueden verse los puntos en los que opera el motor durante el ciclo.

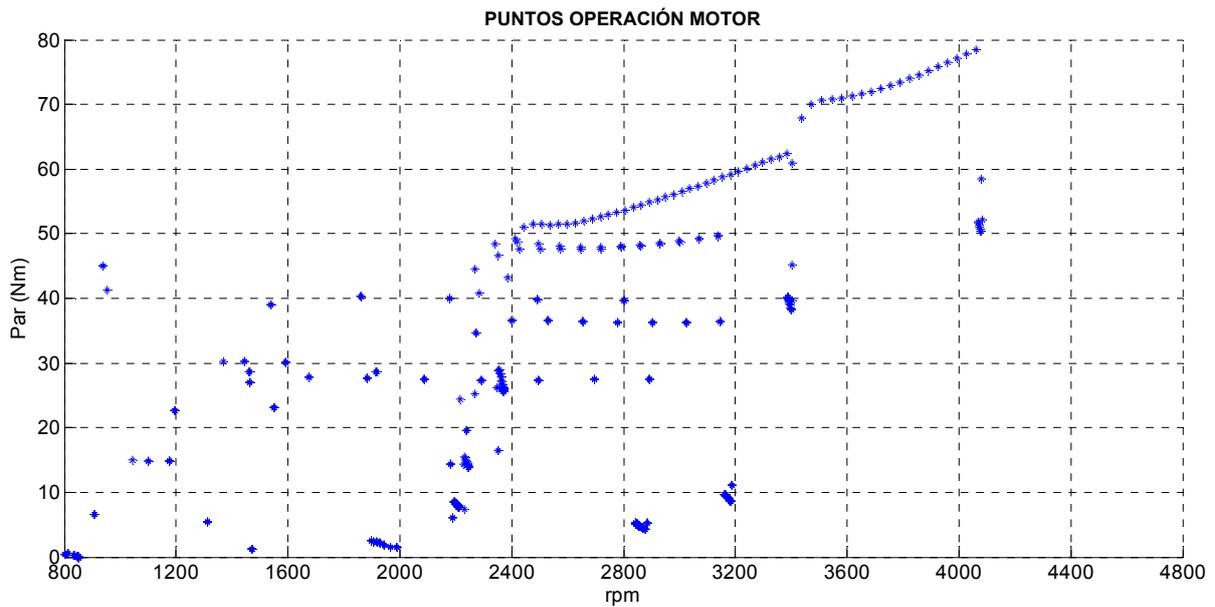


Figura 55. Par motor efectivo vs. Velocidad motor durante el ciclo *NEDC*.

Se observa que el punto de máxima carga (80 Nm) es la mitad del par máximo (160 Nm), lo que da la idea de que el motor tiene la potencia más que suficiente para mover el vehículo. La máxima velocidad de motor alcanzada es aproximadamente de 4200 rpm. En conclusión, de todo el mapa motor, en el ciclo *NEDC* solo se comprobaría hasta media carga pero en términos de velocidad motor se cubriría todo el rango útil.

Consumo de combustible y emisiones de CO2

Conocido el gasto másico de combustible se puede obtener mediante su integral el consumo de combustible acumulado durante el ciclo:

- Gasto Combustible Acumulado = 0.4812 Kg

Establecemos para la gasolina una densidad $\rho = 780 \text{ Kg/m}^3$ y realizando las transformaciones oportunas se obtiene el consumo por cada 100 Km, una medida más usual. El consumo que el vehículo homologaría es:

- Consumo Vehículo = 5.64 L/100Km

Para el cálculo de las emisiones de CO2 se asume la hipótesis de que el combustible, en este caso gasolina, solo contiene hidrógenos (H) y carbonos (C). La cantidad de CO2 emitido se calcula según la siguiente expresión:



$$\frac{mCO_2}{mComb} = \frac{44}{(12 + m/n)}$$

Donde m es el número de hidrógenos y n es el número de carbonos. Conocido pues el gasto de combustible acumulado, la relación m/n y tras aplicar las transformaciones oportunas se obtiene que las emisiones de CO2 del vehículo son:

- Emisiones CO2 = 138.37 g/Km

Tanto el consumo de combustible como las emisiones de CO₂ son contenidos para un vehículo con un motor atmosférico de dos litros de cilindrada. Como curiosidad, si tenemos en cuenta que se trata de un vehículo para pasajeros, según la normativa española sobre el impuesto de matriculación que se adjunta en la tabla 6 y que depende de la cantidad de emisiones de CO₂ por kilómetro recorrido, nuestro vehículo estaría en el segundo tramo debiendo tributar un 4.75%.

Tabla 6. Tramos del impuesto de matriculación en España.

Tramos Impuesto	Tipo
CO ₂ ≤ 120 g/Km	0%
120 g/Km < CO ₂ < 160 g/Km	4.75%
160 g/Km ≤ CO ₂ < 200 g/Km	9.75%
CO ₂ ≥ 200 g/Km	14.75%

En la figura 56 puede verse la superposición de los puntos de operación del motor durante el ciclo *NEDC* y el mapa de consumo específico de combustible. Se observa que el grueso de los puntos se encuentran en un área de consumo de entre 320 g/KWh y 330 g/KWh, aunque también existe una importante contribución en el área de 350 g/KWh y 380 g/KWh.

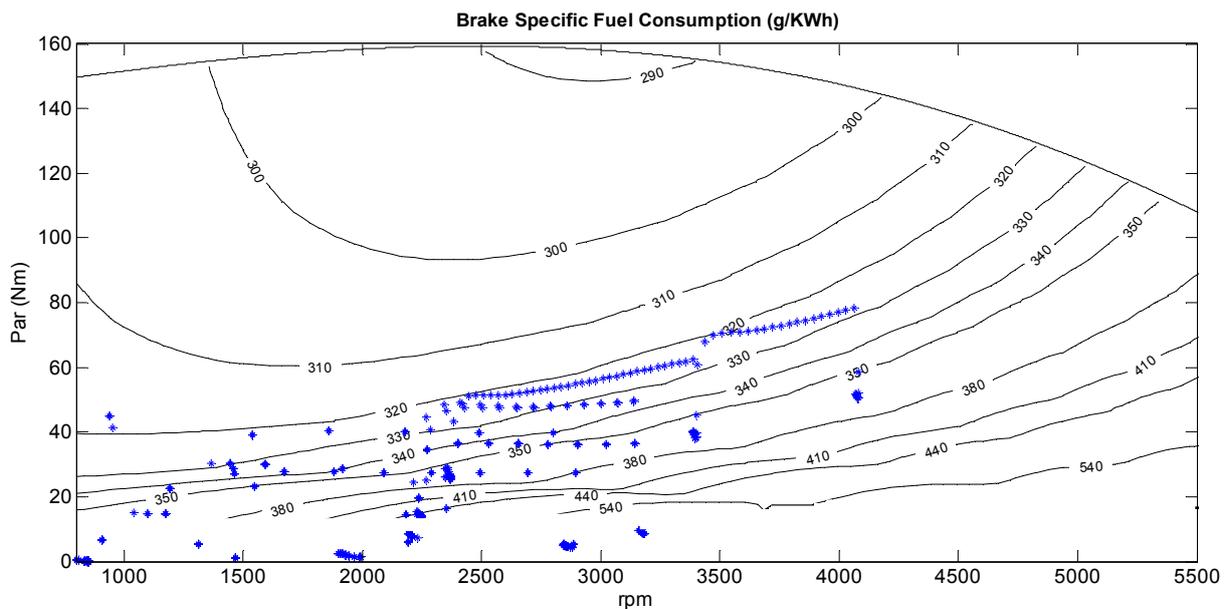


Figura 56. Superposición de los puntos de operación del motor y el mapa de consumo específico.

Para reducir el consumo y por tanto las emisiones de CO₂ habría que tomar medidas que aproximen la operación del motor al polo económico de consumo, que se encuentra en el área cercana a plena carga para una velocidad del motor intermedia. Algunas de estas medidas de optimización del consumo pueden pasar, utilizando el mismo motor, por optimizar la relación de desmultiplicación de las diferentes marchas para el ciclo, mejorar la aerodinámica del vehículo, su peso, etc.

En los siguientes apartados se hace un estudio para comprobar cuál es el efecto de la masa del vehículo en el consumo, así como la cilindrada del motor. Tras el estudio se propone la solución óptima para lograr unas emisiones por debajo de 120 g/Km.

6.2 Estudio de sensibilidad del consumo frente a la masa y la cilindrada

Se pretende mediante el siguiente estudio hallar la sensibilidad entre el incremento en la masa del vehículo y el consumo del mismo durante el ciclo *NEDC*. Usualmente, para el mismo motor a medida que el vehículo pesa más el consumo se verá incrementado. Al mismo tiempo, se parametrizará dicho impacto en función de la cilindrada del motor, con el fin de determinar la relación entre masa y cilindrada en términos de consumo.

Para ello, se realizará un estudio que comprende ciclos con diferentes masas para el vehículo y paralelamente con motores de diferente cilindrada. Hay que apuntar que el cambio de cilindrada se lleva a cabo preservando la relación $S/D = 1$ (es decir, un motor cuadrado) para introducir las mínimas diferencias en cuanto al funcionamiento dinámico del motor, por ejemplo, en cuanto al rango de régimen útil.

En la tabla 7 se definen las diferentes masas y cilindradas, así como el diámetro del pistón que permite mantener constante e igual a la unidad la relación S/D . En negrita se ha remarcado la configuración actual del vehículo.

Tabla 7. Variaciones de masa y cilindrada total analizadas.

Nº Variante (-)	Masa (Kg)	Cilindrada total (L)	Diámetro Pistón (cm)
1	1200	1.2	7.26
2	1400	1.5	7.82
3	1600	1.8	8.31
4	1800	2.0	8.60
5	2000	2.2	8.88
6	2200	2.5	9.27
7	2500	2.7	9.51

El experimento se realiza combinando masa y cilindrada para realizar el ciclo *NEDC* según la matriz expuesta en la figura 57, donde el subíndice corresponde al número de la variante. En cada caso se calculará el consumo de combustible y las emisiones de CO₂ asociadas (asumiendo las mismas hipótesis del apartado anterior).

m_1c_1	m_2c_1	m_3c_1	m_4c_1	m_5c_1	m_6c_1	m_7c_1
m_1c_2	m_2c_2	m_3c_2	m_4c_2	m_5c_2	m_6c_2	m_7c_2
m_1c_3	m_2c_3	m_3c_3	m_4c_3	m_5c_3	m_6c_3	m_7c_3
m_1c_4	m_2c_4	m_3c_4	m_4c_4	m_5c_4	m_6c_4	m_7c_4
m_1c_5	m_2c_5	m_3c_5	m_4c_5	m_5c_5	m_6c_5	m_7c_5
m_1c_6	m_2c_6	m_3c_6	m_4c_6	m_5c_6	m_6c_6	m_7c_6
m_1c_7	m_2c_7	m_3c_7	m_4c_7	m_5c_7	m_6c_7	m_7c_7

Figura 57. Matriz de combinaciones para el estudio.

En total se llevarán a cabo un total de 49 ciclos para 49 combinaciones diferentes, suficientes para determinar las respectivas tendencias en consumo y emisiones.

En primer lugar con el mismo motor, es decir, dos litros de cilindrada, se ha incrementado la masa en pasos de 200 Kg (como los reflejados en la tabla anterior) para obtener la gráfica masa-consumo que se muestra en la figura 58.

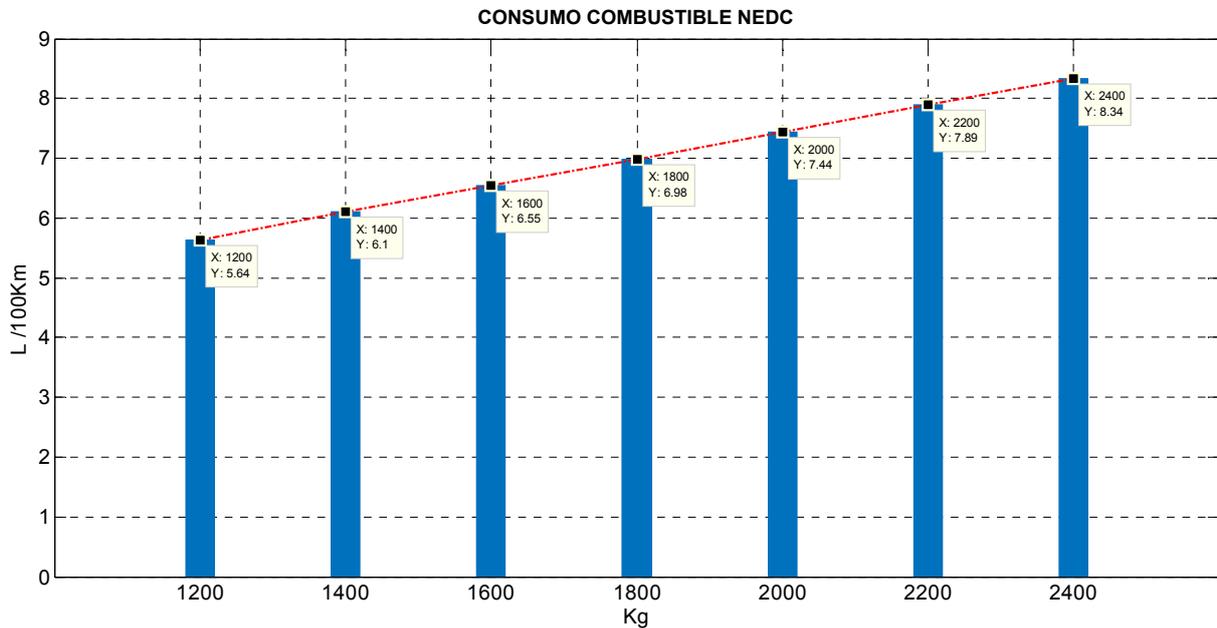


Figura 58. Consumo combustible para el mismo motor y diferente masa del vehículo.

Se observa que el incremento del consumo es directamente proporcional a la masa del vehículo, de modo que por cada 100 Kg que aumenta su masa, el consumo se incrementa en 0.23 L/100Km aproximadamente. Se deduce que la masa es un elemento fundamental cuando se trata de contener el consumo de combustible del vehículo, debido a la gran importancia que tiene sobre el mismo, pero también a la sencillez para determinar su efecto.

Como se ha explicado anteriormente, se ha realizado el mismo trabajo además con diferentes cilindradas (proceso detallado en la matriz anterior), con el objeto de conocer el efecto de la cilindrada en el consumo de combustible. El resultado, agrupado por cilindrada, se observa en la figura 59.

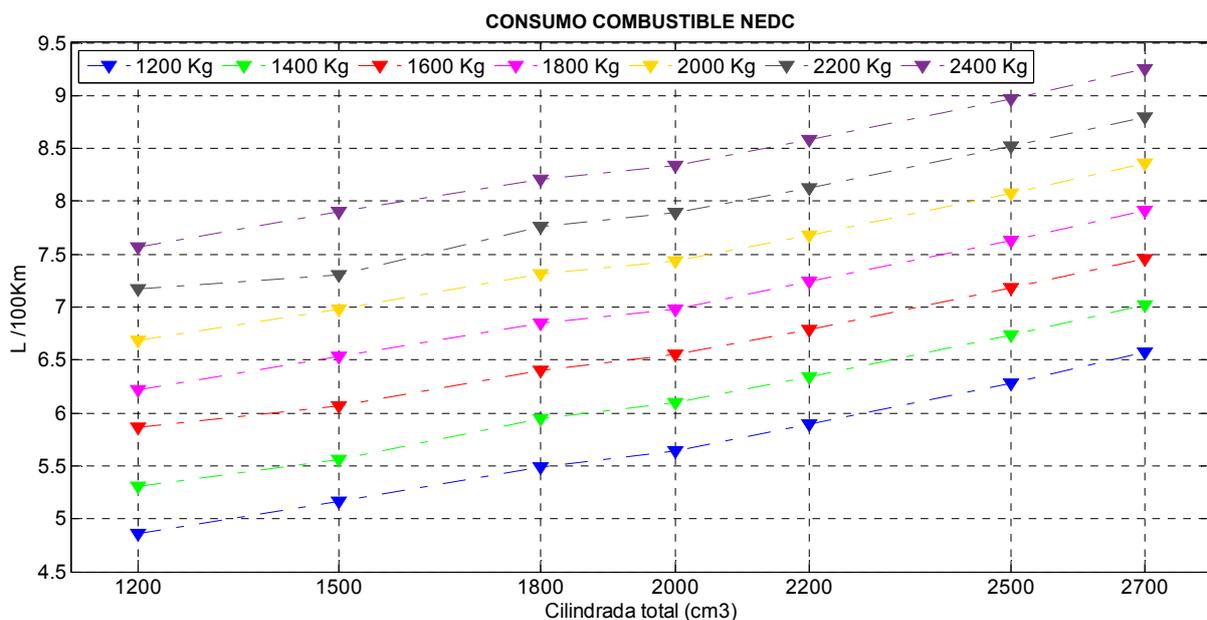


Figura 59. Gráfico de consumo frente a la masa y la cilindrada del motor.

Se observa que a medida que aumenta la cilindrada del motor también aumenta el consumo de combustible. La tendencia es la misma independientemente de la masa del vehículo, por lo que se deduce que para un peso dado, habría que buscar la mínima cilindrada posible (que se ajuste al rendimiento esperado del vehículo) con tal de reducir el consumo. Por otra parte, motores con mayor cilindrada (y por tanto mayor tamaño) son más adiabáticos que los motores pequeños, lo que deriva en un mayor rendimiento ya que las pérdidas por calor son menores. Sin embargo, dicho efecto no ha sido contemplado en el presente estudio, por lo que el resultado que cabría esperar no estaría tan linealizado como el mostrado en la figura anterior. En la figura 60 se muestra para el caso del vehículo de 1200 Kg los puntos de operación durante el ciclo junto con las curvas de par máximo para las diferentes cilindradas.

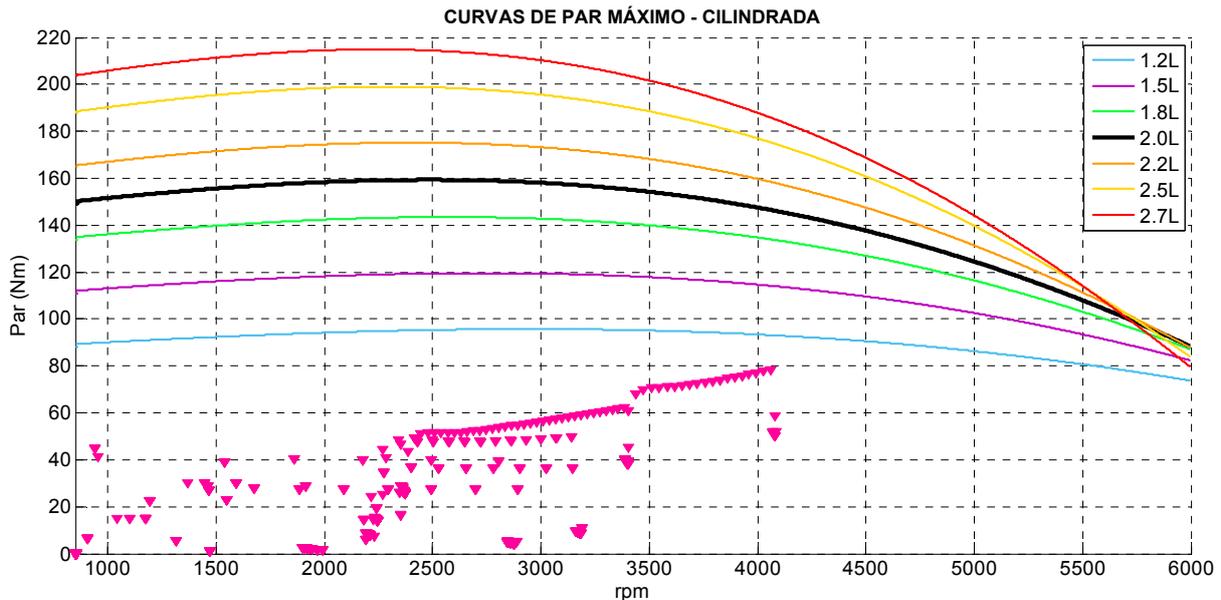


Figura 60. Curvas de par máximo para cada cilindrada vs puntos de operación el motor (NEDC).

Dado que se trata del mismo vehículo (mismo peso en todas las ocasiones) las necesidades de par y régimen son las mismas en todos los casos. Al tratarse de un motor de aspiración natural la reducción de cilindrada conlleva una reducción de potencia proporcional. Si se observa la curva correspondiente al motor de 2.0L, éste realiza el ciclo a media carga, mientras que con el motor de 1.2L se trabaja mayor grado de carga y por tanto más cerca del polo económico de consumo, lo que se traduce en un menor consumo de combustible. Así pues, solamente con reducir la cilindrada de 2.0L a 1.2L se pueden ahorrar 0.78 L/100Km. La diferencia se acrecienta aún más para cilindradas mayores.

Como curiosidad, si el vehículo creado entraba en el tramo impositivo del 4.75% por tener unas emisiones de CO₂ superiores a 120 g/Km (véase punto 6.1), equipado con un motor de 1.2L de cilindrada obtendría los siguientes resultados en el ciclo de homologación.

- Consumo: 4.86 L/100Km
- Emisiones CO₂: 119 g/Km

Por lo que quedaría exento de pagar el impuesto de matriculación.

6.3 Conclusiones

Se ha comprobado que es factible crear el modelo de un vehículo para operar de forma dinámica el ciclo de homologación europeo. Si se tienen en cuenta las simplificaciones adoptadas tanto en el motor, como el propio vehículo y el conductor, se obtienen unos resultados relativamente precisos en cuanto a fidelidad respecto del ciclo real.

Se cumple la distancia recorrida y se sigue la velocidad marcada dentro de los límites, aunque existe cierta dispersión en cuando a la medida de la aceleración (las posibles causas se enumeran en el apartado 6.1). También se hace un uso correcto de los pedales de aceleración y freno, evitando la superposición de ambos, así como del pedal de embrague y el uso de la caja de cambios. Cabe resaltar que la potencia de cálculo necesaria, tratándose de modelos sencillos y sin visualizaciones 3D, es contenida por lo que se trata de un proceso rápido y ágil.

Verificado el cumplimiento del ciclo, es posible calcular el consumo de combustible y las emisiones de dióxido de carbono. Se deduce que modelos más complejos, permitirían una precisión mayor así como la simulación de algunos aspectos excluidos en el presente trabajo, como por ejemplo, toda la cinemática del motor, presiones en los cilindros, otras emisiones contaminantes, como partículas, óxidos de nitrógeno, hidrocarburos sin quemar y monóxido de carbono, etc.

Además, se ha podido comprobar el efecto de la masa del vehículo y la cilindrada del motor sobre el consumo de combustible, reduciendo el factor de variabilidad que introduciría un conductor real (diferente uso del acelerador en cada ciclo). De esta forma, se ha obtenido la gráfica masa – consumo que muestra la relación lineal existente entre el peso del vehículo y el consumo, así como la mayor eficiencia de los motores trabajando con mayores grados de carga.

Respecto al desarrollo del modelo específicamente creado para funcionar como un banco de ensayos, permite caracterizar el motor a través de los diferentes mapas motor, como el consumo específico de combustible, potencia, curvas de par, etc. Se comprueba a través de estos resultados, que el funcionamiento del motor es correcto y está en el mismo orden de magnitud de lo que cabría esperar de un motor real de las mismas características. Sin olvidar que para obtener los mapas antes mencionados es necesario diseñar el experimento que permita medir los parámetros involucrados en todo el rango de funcionamiento del motor, así como el postprocesado de los datos con *MATLAB*.

En este caso se ha tratado de un motor de encendido provocado, pero con los oportunos cambios se puede adaptar para funcionar como un motor de encendido por compresión, combustibles alternativos, etc.

Finalmente, a modo de valoración personal, el desarrollo del modelo con *Simulink* supone la oportunidad de profundizar en el funcionamiento del motor y los diferentes elementos del vehículo, gracias a la necesaria revisión bibliográfica previa a la construcción del modelo así como a la posibilidad de ver diferentes medidas durante su funcionamiento, como por ejemplo la presión en el colector de admisión, las fuerzas de tracción, de resistencia, ángulos de pedales, gastos máscicos de aire y combustible, par, potencia, etc. No menos importante es la oportunidad de aprender a utilizar un software de simulación como *Simulink*, utilizado en multitud de aplicaciones en el mundo de la automoción.

6.4 Líneas futuras

A continuación se abren una serie de posibles caminos para dar continuidad al presente trabajo, con el fin de incrementar la complejidad (y por tanto el realismo) del modelo.

Una línea de trabajo interesante para continuar con el presente trabajo sería sin duda la elaboración de un modelo de conductor que actuara en tiempo real sobre el pedal de embrague y el cambio de marchas en función del ciclo pero también de la situación dinámica del vehículo (por ejemplo, jugando con el deslizamiento del embrague durante los inicios de marcha). También sería interesante lograr implantar todo ello con un solo controlador *PID* por pedal.

Otra opción que cabría tener en cuenta para seguir con el desarrollo del modelo, sería la creación de un modelo de emisiones (por lo menos aquellas reguladas por la normativa). La creación de este modelo conllevaría numerosas modificaciones en el sistema motor, pues habría que considerar tiempos de ciclo, temperaturas, presiones, etc. que a día de hoy no es posible calcular en el presente trabajo.

Se podría contemplar, además de la dinámica longitudinal, la dinámica vertical del vehículo. Para ello habría que definir con más detalle la geometría del vehículo, el reparto de pesos, etc. La dinámica lateral no es importante de cara a la simulación del ciclo europeo de homologación.

Fuera de lo que es el vehículo, se podría desarrollar el banco de rodillos, con el fin de que el conjunto del modelo fuera más realista. En este caso las diferentes fuerzas de resistencia se contemplarían a través de coeficientes y con la acción de los propios rodillos sobre el vehículo.

Existen multitud de opciones para desarrollar el modelo a un nivel más detallado, por lo que es imposible nombrarlas todas en el presente capítulo, sin embargo, se dan algunas pinceladas para continuar el desarrollo el modelo en el futuro.

7 REFERENCIAS

- [1] Kiencke, U. Nielsen, L. Automotive Control Systems for Engine, Driveline, and Vehicle. Springer, 2005.
- [2] Karris, S. Introduction to Simulink with Engineering Applications. Orchard Publications, 2008.
- [3] The MathWorks Inc. Using Simulink and Stateflow in Automotive Applications, 1998.
- [4] Rajamani, R. Vehicle Dynamics and Control. Springer, 2006.
- [5] <https://uk.mathworks.com/>. The MathWorks Inc, 2013.
- [6] http://europa.eu/index_en.htm. European Commission, 2013.
- [7] Melgar, A. Motores Térmicos. Máster Ingeniería de Automoción, UVA, 2013.
- [8] Fernández, A. Ingeniería de Vehículos. Máster Ingeniería de Automoción, UVA, 2013.
- [9] Tinaut, F. Sistemas de Propulsión Alternativos. Máster Ingeniería de Automoción, UVA, 2014.