

## APLICACIÓN Y COMPARACIÓN DE MODELOS MATEMÁTICOS DE IMPULSORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ASPIRADOS EN UN SIMULADOR DE CONDUCCIÓN

### APPLICATION AND COMPARISON OF MATHEMATICAL MODELS OF ASPIRATED INTERNAL COMBUSTION IMPELLERS IN A DRIVING SIMULATOR

**Gustavo R. Di Rado<sup>a,b</sup>, Daniel S. Presta García<sup>b</sup>**

<sup>a</sup>Laboratorio de Simulación de Tránsito, Universidad Nacional del Nordeste, Av. Las Heras 727, 3500  
Resistencia, Chaco, Argentina, [gdirado@ing.unne.edu.ar](mailto:gdirado@ing.unne.edu.ar), <http://ing.unne.edu.ar>

<sup>b</sup>Laboratório de Sistemas de Transportes (LASTRAN), Universidade Federal do Rio Grande do Sul,  
Av. Osvaldo Aranha 99 sala 408/5, Porto Alegre, RS - Brasil, [daniel.garcia@ufrgs.br](mailto:daniel.garcia@ufrgs.br)

**Palabras clave:** Simulador de Conducción, Modelo matemático, Impulsor.

**Resumen.** La modelación matemática de motores en general, y en este caso de motores de combustión interna (MCI), es una etapa fundamental en el proceso de desarrollo de un simulador de conducción. Estos modelos computacionales, permiten simular con precisión el desempeño de diferentes tipos de vehículos con diferentes configuraciones de respuesta a la aceleración según sus gráficas de curvas características de potencia y torque. Esto habilita diversos estudios de suma importancia para la Ingeniería vial, como, por ejemplo, establecer las distancias de sobrepaso entre diferentes vehículos con diferentes elasticidades de motor, estudiar velocidades y aceleraciones a la entrada y salida de curvas o efectuar el análisis de performance en pendientes. Como resultado, se procede a proyectar la señalización vertical y horizontal, como elemento fundamental de la seguridad vial. En este trabajo se comparan dos algoritmos diferentes para el modelado de curvas características de MCI aspirados con diferentes características, y se analiza y verifica su concordancia con curvas de ensayos de los mismos MCI obtenidas en bancos de prueba.

**Keywords:** Driving Simulator, mathematical model, prime mover.

**Abstract.** Mathematical modeling of engines in general, and in this case of internal combustion engines (ICE), is a fundamental stage in the development process of a driving simulator. These computational models, allow accurately simulations of different types of vehicles with different acceleration response according to power and torque characteristic curves. This enables different studies of great importance in road engineering, such as, for example, verifying the overtake distances between different vehicles with different engine elasticity, studying speeds and accelerations at the entrance and exit of curves, or performing performance analysis on slopes. As a result, vertical and horizontal signs are projected as a main element of road safety. In this work, two different ICE propeller modeling algorithms are compared, and their use is analyzed and verified according to characteristic curves of the same ICE obtained from test benches.

## 1 INTRODUCCIÓN

Hay dos factores que limitan la performance del movimiento de un vehículo terrestre en superficie plana desde el reposo (Genta, 2006), la primera es la máxima fuerza de tracción que se puede ejercer en la interface neumático – carretera, es decir, en la superficie de contacto en donde se producen uniones mecánicas y químicas entre el caucho del cuál se compone la cubierta y el asfalto, en la mayoría de los casos, o el hormigón del cual se compone la superficie de rodamiento cuando ésta está pavimentada. Cuando la superficie de rodamiento no está pavimentada, la tracción se determina principalmente por las fuerzas mecánicas ejercidas entre las partículas o rugosidades del terreno y la deformación de la banda de rodadura.

El otro factor influyente es la fuerza de tracción que el motor puede ejercer por la entrega de torque en el embrague, y a través de una relación de transmisión a las ruedas. La menor de estas dos fuerzas determinará en definitiva el potencial de aceleración del vehículo.

En marchas bajas, donde es extremadamente baja la influencia aerodinámica en comparación con la resistencia atribuida a la inclinación de la carpeta de rodamiento y de la rodadura, usualmente el esfuerzo de tracción está limitado por el primer factor, es decir, por la naturaleza de la adhesión neumático – carretera.

En marchas altas, por el contrario, donde la influencia del viento principalmente y nuevamente de la inclinación del terreno son primordiales en la oposición al movimiento, la tracción es limitada por la capacidad de potencia – torque del motor y la tipología de la transmisión para vencer estos factores externos.

Hay dos curvas típicas para describir las características y performance del motor de combustión interna. Una es la curva de torque a plena carga (posición del pedal del acelerador al 100%) y la otra es la correspondiente curva de potencia a plena carga (característica del motor), ambas son contrapuestas con la velocidad del motor (usualmente en revoluciones por minuto RPM), mientras por otro lado, se representa la curva del par de frenado máximo (0% de la posición del pedal del acelerador), que aumenta casi linealmente con el régimen del motor hasta un máximo de aprox. 30% del torque nominal (Naunheimer et al, 2011).

En este trabajo se estudian y comparan modelos matemáticos para representar estas curvas en diferentes modelos y marcas de motores de vehículos impulsados por motores de combustión interna (MCI), para luego ser aplicados en un simulador de conducción.

## 2 IMPULSOR DE COMBUSTION INTERNA

Este trabajo se basa fundamentalmente en la simulación de este tipo de motores de combustión interna (MCI) basados en el principio de encendido por chispa y diésel que sin duda mantendrán su posición dominante en la ingeniería automotriz en el futuro previsible.

Las características clave de los motores de encendido por chispa son la relación peso / potencia relativamente alta, buen ahorro de combustible, bajo costo y facilidad para arrancar (Wong, 2001). Las desventajas son la calidad del combustible requerido y el alto consumo a bajo régimen.

La economía del motor diésel se basa en su bajo consumo, especialmente a bajo régimen, su bajo requerimiento de mantenimiento (sin sistema de encendido), la baja calidad del combustible requerida y sus buenos índices de emisiones gaseosas. Las desventajas son el nivel de emisiones de partículas, mayor ruido que los motores de encendido por chispa, funcionamiento irregular debido a una mayor compresión, menor amplitud de velocidad del motor (RPM<sub>máx</sub>/RPM<sub>mín</sub>), menor potencia de salida por litro de combustible y el consiguiente mayor peso y mayor precio.

En estos motores, el torque se consigue mediante la ignición del combustible dentro del cilindro, esto significa que a medida que aumenta el tamaño de la explosión dentro de la cámara

de combustión, también aumenta la fuerza hacia abajo del pistón, aumentando así la cantidad de torque producido por el motor. De aquí, puede parecer lógico pensar que cuanto mayor sea el régimen del motor, mayor será el valor de par producido, aunque esto no es así.

La curva de torque tiene un ascenso paulatino hasta alcanzar un punto máximo para luego descender; formando un montículo en comparación con la pendiente pronunciada de la curva de potencia (Figura 1).

Una de las principales causas que hace que la curva de torque descienda después de su pico, es la dificultad de forzar el aire en el motor. El par máximo llega en un punto en el que la combinación de combustible, aire y chispa coincide para producir la mayor fuerza vertical. Sin embargo, a medida que aumenta la velocidad del motor, se vuelve más difícil extraer el aire requerido para la combustión con solo el vacío que provoca el pistón al descender después de la carrera de escape.

Un dispositivo llamado unidad de control (ECU por las siglas en inglés), se programa para satisfacer las necesidades de torque indicadas por el fabricante, esta unidad se configura para formar una curva lo más plana posible para una distribución uniforme en todo el rango de revoluciones.

### 3 DINAMICA DEL MOTOR

#### 3.1 Potencia y torque en motores de combustión interna aspirado

Las curvas y los puntos característicos de un motor de combustión interna naturalmente aspirado o atmosférico son ilustrados en la Figura 1. Allí, podemos observar la variación de la curva de potencia y la curva de torque contra la velocidad rotacional del motor ( $\omega$ ) a plena carga, esto es, con el acelerador accionado al máximo, los puntos en donde se encuentran la potencia máxima ( $P_{max}$ ) y el torque máximo ( $T_{max}$ ), así como también la potencia nominal  $P(T_{max})$  (valor de potencia en el momento de torque máximo) y torque nominal  $T(P_{max})$  (valor del torque en el momento en que se da la potencia máxima).

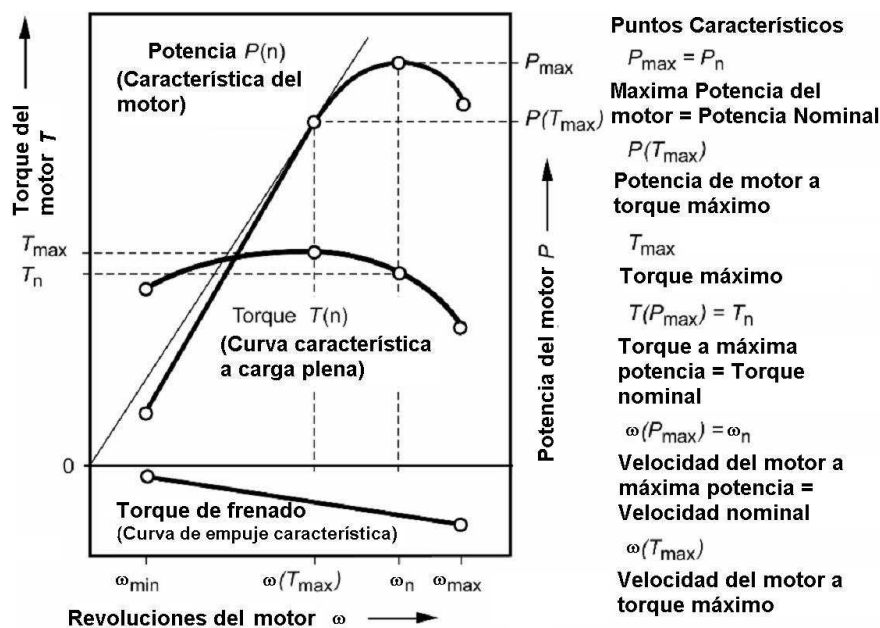


Figura 1. Torque y Potencia en un MCI (Naunheimer et al, 2011)

Otros valores característicos importantes son la velocidad de rotación del motor a torque

máximo  $\omega(T_{max})$  y a potencia máxima  $\omega(P_{max})$  o velocidad nominal ( $\omega_n$ ).

Dos características importantes a destacar que diferencian a los distintos motores son:

$$\tau = \frac{T_{max}}{T_n} \quad (1)$$

Que se define como la elasticidad de torque, y

$$v = \frac{\omega_n}{\omega(T_{max})} \quad (2)$$

Que define la elasticidad en las velocidades características del motor.

Las Ecs. (1) y (2) son de mucha importancia ya que se considera que un motor tiene mayor elasticidad cuando mayor es el producto  $\tau \cdot v$ , lo que implica mejor performance de potencia a revoluciones bajas y medias, y menor frecuencia en el uso de la caja de cambios (Naunheimer et al, 2011).

También se ilustra la curva de empuje característica del torque de frenado.

Variando el diseño del motor, se pueden lograr diferentes configuraciones en las curvas características, dando al motor y al vehículo distinto comportamiento dinámico. En Figura 2, se hace una distinción entre tres curvas típicas, las cuales se diferencian fundamentalmente por sus pendientes iniciales y los momentos en los cuales se verifican los máximos valores de potencia y torque.

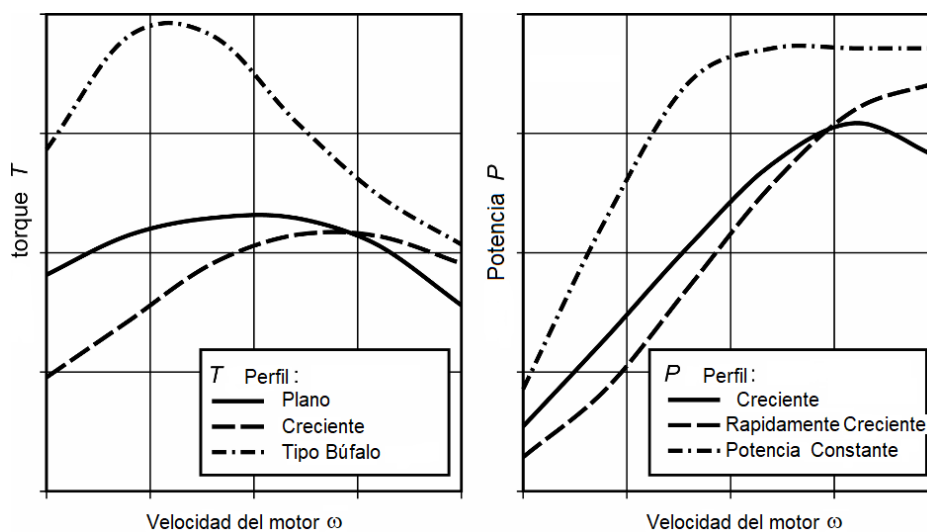


Figura 2. Diferentes configuraciones de MCI (Naunheimer et al, 2011)

### 3.2 Performance de un motor y mapeo del acelerador

La performance de un motor se refiere a su rango de velocidad de rotación y torque entregado, así, los vehículos con motores potentes tienen un amplio rango de rotación y una gran performance de torque, mientras que los motores diésel, al tener una rotación máxima más baja que los motores de encendido por chispa, tienen una distribución de velocidad del motor menor. La Figura 3 muestra el diagrama característico de dos motores de vehículos de turismo. El motor que se muestra a la izquierda a), es un motor de encendido por chispa sin sobrealimentación; el que se muestra a la derecha b), es un motor turbodiésel con intercooler.

Como vemos, el motor diésel tiene un menor rango de rotación que el motor de encendido por chispa, pero una distribución mayor de torque, por lo que, por ejemplo, las relaciones de transmisión deben seleccionarse para adaptarse a esto. La performance del motor y la relación de transmisión general son los principales factores que determinan las características

funcionales del vehículo.

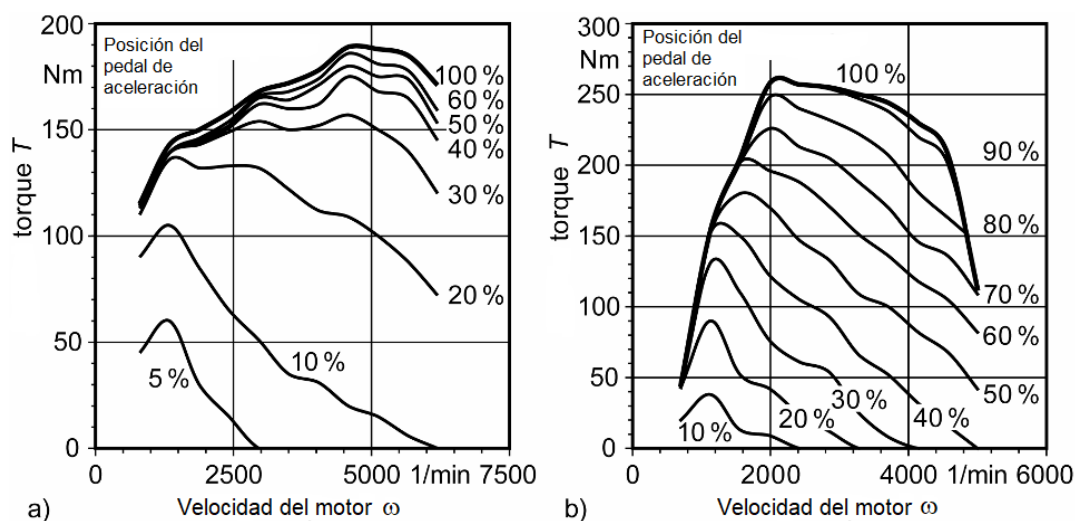


Figura 3. Mapa de aceleración de: a) motor de encendido por chispa y b) motor diésel (Naunheimer et al, 2011)

Otro aspecto a considerar, es la posición del pedal del acelerador al momento de construir las curvas características, esto es, el conductor usa este medio para indicar la potencia que desea que sea entregada por el motor.

Cuando el pedal del acelerador está completamente presionado (100%), esto corresponde a la curva de carga completa del motor, y cuando el pedal del acelerador no está presionado (0%), a la curva característica de empuje (Figura 1). La Figura 3 muestra las líneas para las mismas posiciones intermedias del pedal del acelerador y las entregas de torque que se dan en esas posiciones para los dos motores. El patrón casi equidistante es típico de los motores diésel.

Estas curvas son obtenidas con el uso de dinamómetros, que son básicamente frenos y pueden ser hidráulicos, mecánicos o eléctricos, siendo estos últimos los más utilizados.

Los dinamómetros eléctricos constan de un estator y un rotor vinculados por un campo electromagnético. El rotor se conecta al cigüeñal del motor que lo hace girar, mientras el estator al tratar de equilibrarlo, aplica una fuerza sobre una célula de carga a través de un brazo de palanca (Yilmaz, 2013).

Lo que surge de una prueba de motor con dinamómetro son mapas de torque que dan el valor del par del motor a una velocidad y carga específicas (puntos de funcionamiento estacionarios). La carga del motor es equivalente a la posición del pedal del acelerador.

## 4 MODELOS MATEMÁTICOS UTILIZADOS

En este apartado solo nos referiremos a modelos matemáticos que simulan el funcionamiento de motores de combustión interna aspirados, dejando para futuras publicaciones a los motores turbo comprimidos y eléctricos.

### 4.1 Modelo de trazado de la curva de potencia

El trazado de la curva potencia –  $\omega$ , está limitado por el valor  $P_{max}$ , que es el máximo valor de potencia que el motor puede entregar como función de su velocidad usualmente en RPM (Rev. Por Minuto). Esta curva experimental puede ser aproximada con una ecuación polinómica, usualmente con sus términos hasta de tercer grado.

$$P = \sum_{i=0}^3 P_i \cdot \omega^i \quad (3)$$

Los valores de los coeficientes  $P_i$  se pueden obtener a partir de la curva experimental de un motor similar al que se está estudiando, escalándolo con los valores de la potencia máxima y la velocidad máxima esperada. En la literatura es posible encontrar algunos valores de los coeficientes que pueden usarse como una primera aproximación. M.D. Artamonov et al. sugieren los siguientes valores ( $\omega_n$  es el valor en el cual se alcanza la máxima potencia):

$$P_0 = 0 \quad P_3 = \frac{-P_{max}}{\omega_n^3} \quad (4)$$

Para todo tipo de motores de combustión interna,

$$P_1 = \frac{P_{max}}{\omega_n} \quad P_2 = \frac{P_{max}}{\omega_n^2} \quad (5)$$

Para motores de encendido por chispa,

$$P_1 = 0.6 \frac{P_{max}}{\omega_n} \quad P_2 = 1.4 \frac{P_{max}}{\omega_n^2} \quad (6)$$

Para motores diésel de inyección indirecta y

$$P_1 = 0.87 \frac{P_{max}}{\omega_n} \quad P_2 = 1.13 \frac{P_{max}}{\omega_n^2} \quad (7)$$

Para motores diésel de inyección directa.

La curva de torque derivada de este modelo se obtiene directamente por la ecuación:

$$T(\omega) = \frac{P(\omega)}{\omega} \quad (8)$$

Donde todas las variables utilizadas en las ecuaciones fueron explicadas en [Figura 1](#).

## 4.2 Modelo propuesto de trazado de la curva de torque

El torque se puede simular con bastante aproximación con una ecuación cuadrática y una ecuación exponencial, discriminando el modelo por la velocidad de rotación del motor en tres períodos.

Para velocidades del motor por debajo del torque máximo, es utilizado el modelo que responde a la ecuación cuadrática:

$$T(\omega) = T_{max} - \frac{T_{max} \cdot [\omega - \omega(T_{max})]^2}{[\omega(T_{max}) \cdot ci]^2} \quad (9)$$

Donde el coeficiente  $ci$  de la [Ec. \(9\)](#), regula la apertura inicial de la curva de torque para simular motores con mayor o menor entrega a bajas revoluciones.

Para velocidades de motor por arriba del torque máximo y hasta el valor máximo de rotación, se utiliza un modelo que responde a una ecuación exponencial:

$$T(\omega) = \left\{ \frac{T_n - T_{max}}{[\omega_n - \omega(T_{max})]^{cfe_1}} \cdot [\omega - \omega(T_{max})]^{cfe_1} + T_{max} \right\} \quad (10)$$

Donde el torque nominal es:

$$T_n = \frac{P_{max}}{\omega_n} \quad (11)$$

Este modelo se divide a su vez en dos, desde la velocidad de torque máximo hasta la velocidad de rotación nominal, se utiliza un coeficiente  $cfe_1$  en la [Ec. \(10\)](#), y a partir de la velocidad nominal y hasta el valor máximo de rotación de motor, se aplica un coeficiente  $cfe_2$ . Esto permite regular el grado de la curva de forma discriminada, y aproximar con mayor precisión motores cuyas gráficas descendentes de torque responden a diferentes curvaturas,

como veremos en el apartado siguiente. Además, garantiza respetar exactamente los valores característicos del motor.

La curva de potencia derivada de este modelo se obtiene directamente por la ecuación:

$$P(\omega) = T(\omega) \cdot \omega \quad (12)$$

El resto de las variables utilizadas en las ecuaciones fueron explicadas en [Figura 1](#).

## 5 RESULTADOS OBTENIDOS DE LA SIMULACIÓN

Las simulaciones fueron realizadas tomando como patrón las curvas de potencia - torque publicadas en el sitio web <https://x-engineer.org/automotive-engineering/> y <https://motorchase.com/pt/2016/09/fiat-apresenta-os-novos-motores-firefly-gse-no-brasil/> en donde encontramos una gran variedad de marcas y tipos de motores que fueron testeados en bancos de prueba a plena carga.

En cada caso se otorga la siguiente información:

- |  |   |
|--|---|
| a) Arquitectura o configuración de los cilindros | f) Sincronización de las válvulas             |
| b) Combustible                                   | g) Torque máximo en Nm                        |
| c) Capacidad de los cilindros (cilindrada)       | h) Velocidad del motor a torque máximo en RPM |
| d) Tipo de inyección de combustible              | i) Potencia máxima en HP                      |
| e) Tipo de entrada de aire                       | j) Velocidad nominal del motor en RPM         |
|  | k) Velocidad máxima del motor                 |

### 5.1 Motor Honda 2.0:

- a) 4 cilindros en línea, b) nafta, c) 1998 cm<sup>3</sup>, d) Puerta valvular, e) Atmosférico, f) Variable, g) 190 Nm, h) 4500 RPM, i) 155 HP, j) 6000 RPM, k) 6800 RPM.

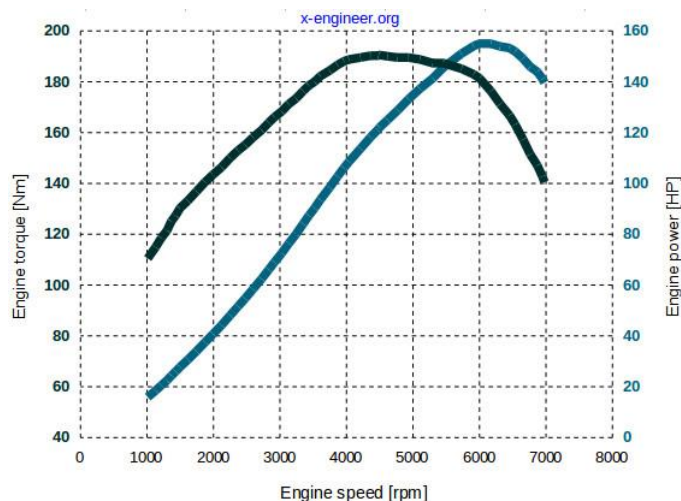


Figura 4. Curvas características experimentales motor Honda 2.0 (<https://x-engineer.org/automotive-engineering/>)

En [Figura 4](#), vemos las curvas experimentales del motor Honda, y en [Figura 5](#) se muestran las curvas simuladas. En este caso, el coeficiente  $ci$  de la [Ec. \(9\)](#) toma un valor de 1.2, y los coeficientes  $cfe_1$  y  $cfe_2$  de la [Ec. \(10\)](#) aproximan a la curva experimental en 2.5 y 4.1 respectivamente. Si analizamos y comparamos algunos puntos de la curva de torque en ambas figuras, vemos que, para 1000 RPM, corresponde un torque de aproximadamente 110 Nm,

mientras que, para 4000 RPM, corresponde aproximadamente 188 Nm. Luego del torque máximo a 190 Nm, tenemos exactamente un torque nominal de 183.95 Nm en ambas curvas.

Ya cuando analizamos las curvas derivadas de la Ec. (8) (color rojo), presentan diferencias significativas en potencia y torque con respecto a la curva experimental.

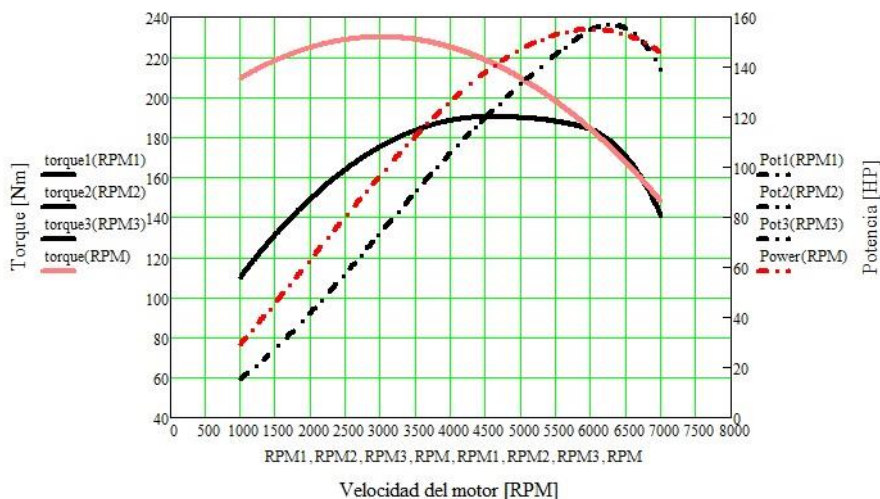


Figura 5. Curvas características simuladas motor Honda 2.0

Este modelo se asemeja a la curva creciente de la Figura 2.

## 5.2 Motor Fiat firefly (GSE) 1.0

- a) 3 cilindros en línea, b) alcohol, c) 999 cm<sup>3</sup>, d) Puerta Valvular, e) atmosférico, f) fija, g) 107 Nm, h) 3250 RPM, i) 77 cv, j) 6250 RPM, k) 6800 RPM

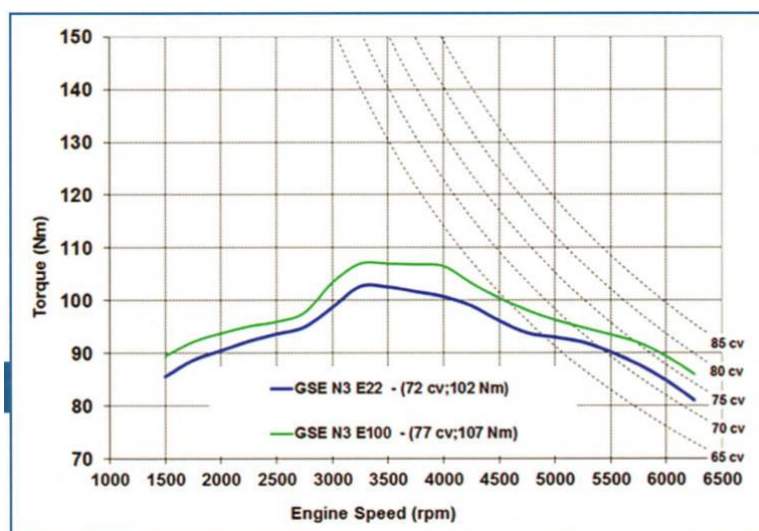


Figura 6. Curvas características experimentales motor Fiat firefly (GSE)

(<https://motorchase.com/pt/2016/09/flat-apresenta-os-novos-motores-firefly-gse-no-brasil/>)

Para obtener las curvas simulación de este motor en Figura 7, el coeficiente  $c_i$  toma un valor de 1.9, y los coeficientes  $c_{fe1}$  y  $c_{fe2}$ , un valor de 1.5.

Por efecto de la forma que se obtuvo en la curva de torque experimental de la Figura 6 (color rojo), en donde se observa como una joroba de camello en la zona media entre



aproximadamente 2700 y 4500 RPM, tenemos algunas diferencias en los valores de inicio en la curva cuadrática hasta el torque máximo. Veamos algunas comparaciones, a 2500 RPM, la curva experimental arroja un valor aproximado de 96 Nm, mientras la curva simulada da un valor de 105.4 Nm. Ya a 4500 RPM, en la segunda parte de la curva, el valor experimental arroja un poco más de 100 Nm, y la curva simulada, 101.5 Nm, y a 5500 RPM, ambas dan valores muy cercanos a 93 Nm.

Al analizar en este caso las curvas derivadas de la Ec. (8) (color rojo) Figura 7, presenta algunas diferencias mayores con la curva experimental, que el modelo de curva triple.

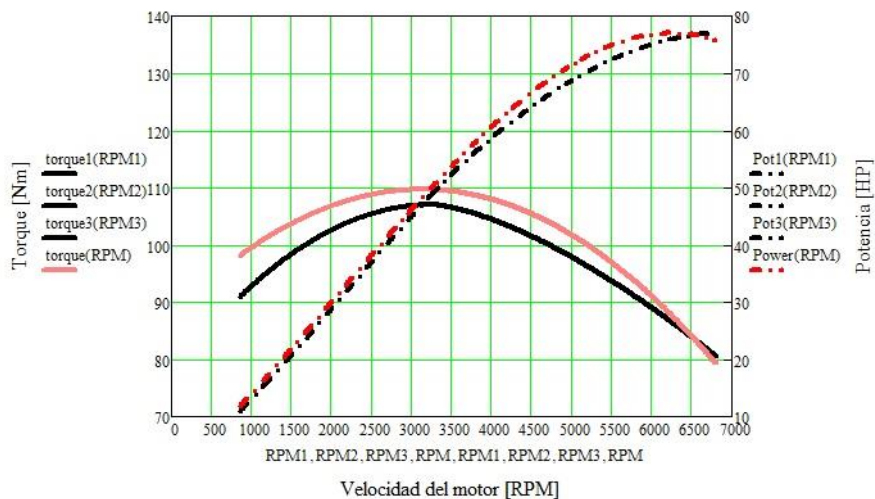


Figura 7. Curvas características simuladas motor Fiat firefly (GSE)

Esta gráfica de torque se asemeja a la curva “plana” de la Figura 2, y podría ser mejorado sosteniendo el torque entre 3300 y 4000 RPM.

### 5.3 Motor Saab 2.0 T

- a) 4 cilindros en línea, b) nafta, c) 1998 cm<sup>3</sup>, d) Puerta valvular, e) Turbo, f) Fija, g) 265 Nm, h) 2500 RPM, i) 175 HP, j) 5500 RPM, k) 6300 RPM.

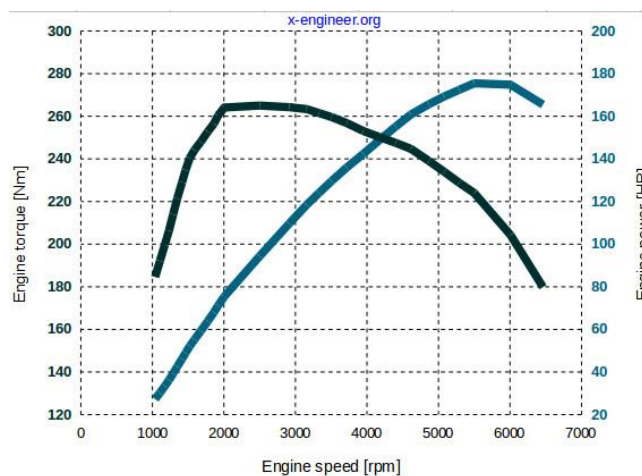


Figura 8. Curvas características experimentales motor Saab 2.0 T (<https://x-engineer.org/automotive-engineering/>)

Las curvas características del motor Saab (Figura 8), fueron simuladas tomando un

coeficiente de apertura inicial  $ci$  de 1.1, y aplicando la Ec. (10) en los dos rangos definidos en el apartado 4.2, con valores para  $cfe_1$  y  $cfe_2$  de 1.8 y 2.75 respectivamente. Esto garantiza respetar exactamente los valores de torque máximo y torque nominal, así como aproximar con bastante precisión las posiciones intermedias.

Por ejemplo, vemos que en la curva experimental a 3000 RPM tenemos un torque de aproximadamente 263 Nm, a 4000 RPM, 254 Nm, y a 6000 RPM, 202 Nm, mientras en la curva simulada (Figura 9), los valores son: a 3000 RPM, 263.5 Nm, a 4000 RPM, 253.9 Nm, y a 6000 RPM, 201 Nm.

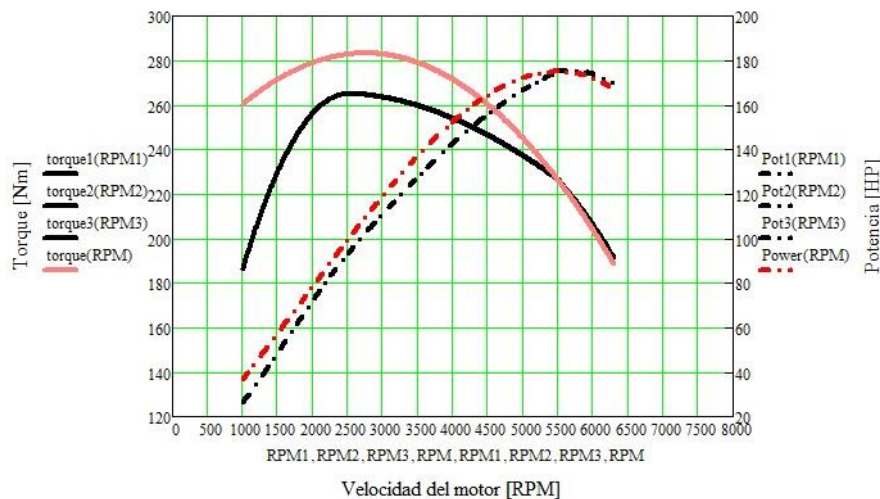


Figura 9. Curvas características simuladas motor Saab 2.0 T

Cuando analizamos las curvas derivadas de la Ec. (8) (color rojo), vemos que presentan nuevamente en este caso, diferencias significativas principalmente en el torque.

Este modelo tiene semejanza con la forma tipo búfalo de la Figura 2, con un crecimiento rápido del valor de torque a bajas revoluciones.

## 6 CURVAS CARACTERÍSTICAS EN LA SIMULACIÓN

En Figura 10 se presenta el diagrama de flujo general del simulador en forma resumida, y se detalla la intervención de las ecuaciones propuestas para definir los valores de las curvas características de potencia y torque según la velocidad de rotación del motor y los algoritmos desarrollados en el presente trabajo. Luego de la aplicación de las ecuaciones, se calcula el torque total (considerando las pérdidas) en función del grado de apertura del acelerador, para luego pasar al sistema de transmisión, y llegar a las ruedas para brindar el impulso necesario para movilizar el vehículo virtual.

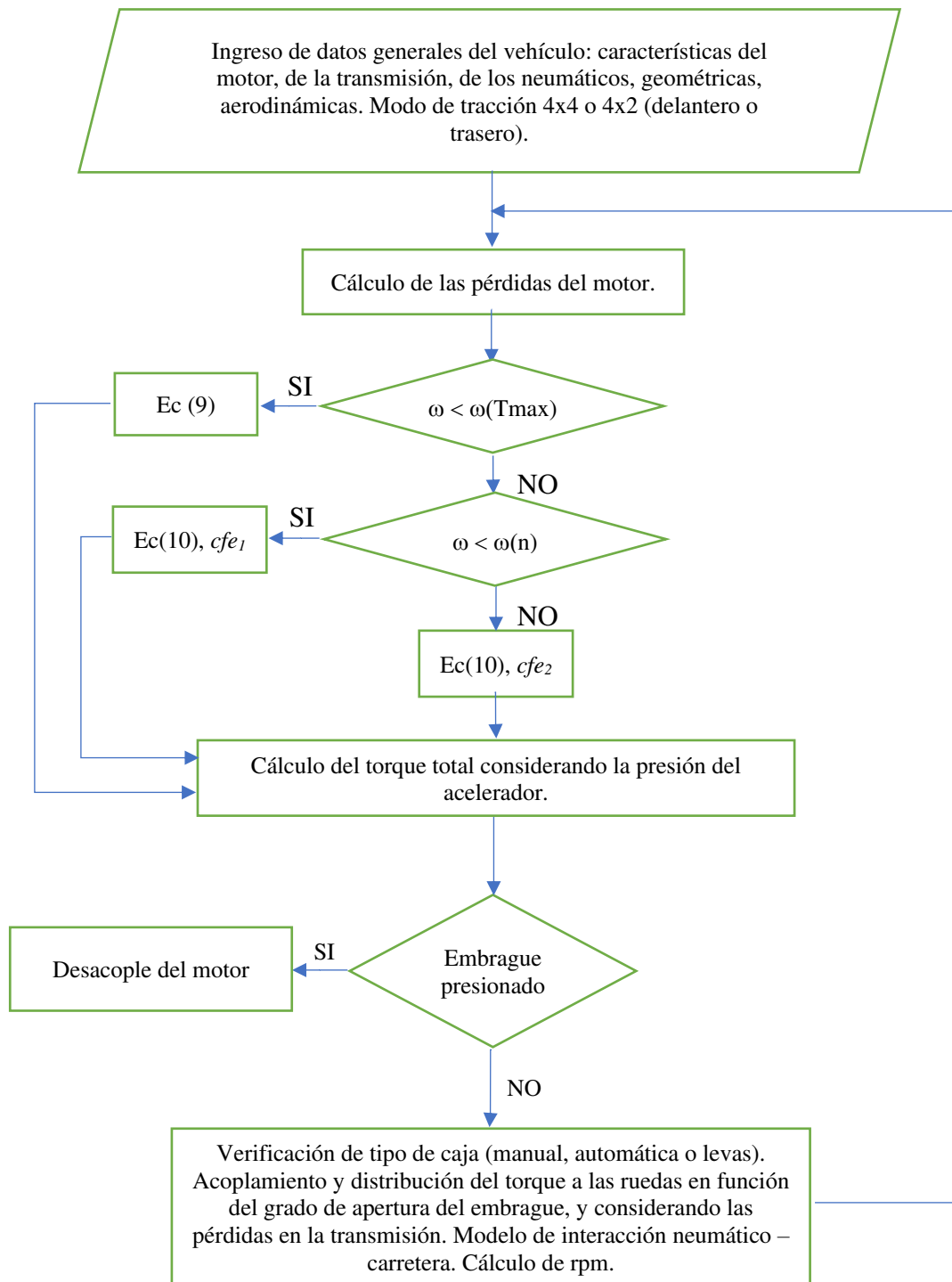


Figura 10. Diagrama de flujo resumido del simulador.

Cabe destacar que, para rodar el simulador, se utiliza un equipo de manejo Logitech G29®, que consta de volante con servomotores, pedalera con acelerador, freno y embrague, levas y caja de cambios (shifter), lo que permite seleccionar el sistema de transmisión a utilizar en tiempo real de simulación.

## 7 CONCLUSIONES

Las curvas características son claves para definir el funcionamiento de un motor; y su modelado, esencial para rodar un simulador de conducción con precisión. En este aspecto, la curva de torque, que es la que lee el software de simulación, debe ser precisa. Al analizar y comparar los modelos de los apartados 4.1 y 4.2, en el primero, la curva de potencia es modelada con relativa precisión, pero la curva de torque, que se deriva de ella, no presenta la exactitud esperada. En el segundo modelo propuesto, la curva de torque y de potencia se pueden ajustar de manera directa, y con la precisión necesaria, lo que pudo ser comprobado en tres motores con marcadas diferencias de funcionamiento de manera satisfactoria, por lo que se recomienda fuertemente su uso. En futuros trabajos se abordará el modelado de motores turbo con sostenimiento de torque, y de motores eléctricos e híbridos.

## REFERENCIAS

- Emin Yilmaz, *Engine and Dynamometer Service and Fuel Consumption Measurements*, Proceedings of the 2003 American Society for Engineering Education Annual Conference & Exposition, 2013.
- Genta Giancarlo, *Motor Vehicle Dynamics Modeling and Simulation*, World Scientific, 2006.
- Harald Naunheimer · Bernd Bertsche · Joachim Ryborz · Wolfgang Novak, *Automotive Transmissions*, Springer, 2011.
- M.D. Artamonov, V.A. Ilarionov, M.M. Morin, *Motor Vehicles, Fundamentals and Design*, MIR, Moscow, 1976.
- Wong J. Y., *Theory of Ground Vehicles*, John Wiley & Sons INC., 2001.