



## *Trabajo de Diploma*

*Título: Determinación teórica de las características exteriores de consumo específico de los motores diesel modernos.*

*Diplomante: Darien Mario Morales Barrizonte*

*Tutores: Dr. José R. Fuentes Vega*

*Ing. Mario Aranzola Rodríguez*

*Consultantes: Dr. Frank Hernández González*

*MSc. Rogelio Hernández Peña*

*Curso 2009-2010*

*Año 52 de la Revolución*

DECLARACION DE AUTORIDAD  
UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS



**“Carlos Rafael Rodríguez”**

Sistema de Documentación y Proyecto.

Hago constar que el presente trabajo fue realizado en la Universidad de Cienfuegos Carlos Rafael Rodríguez como parte de la culminación de los estudios en la especialidad de Ingeniería Mecánica, autorizando a que el mismo sea utilizado por la Universidad de Cienfuegos para los fines que estime conveniente, ya sea parcial o totalmente, que además no podrá ser presentado sin la aprobación de la Universidad de Cienfuegos.

---

Firma del autor.

Los abajo firmantes certificamos que el presente trabajo ha sido según acuerdo de la dirección del centro y el mismo cumple los requisitos que debe tener un trabajo de este envergadura, referido a la temática señalada.

---

Información Científico Técnico

Nombre y Apellidos. Firma.

---

Vice Decano.

Nombre y Apellidos. Firma.

---

Firma del Tutor

Nombre y Apellidos. Firma.

---

Sistema de Documentación y Proyecto.

Nombre y Apellido. Firma.

*La confianza en sí mismo es el primer secreto del éxito.*

*Ralph Waldo Emerson.*

*A mi mamá, por el amor, el esfuerzo, la preocupación y la entrega  
de tantos años. Gracias por confiar en mí.*

*A mi papá, que quiero mucho por su preocupación incondicional.*

*A pesar de la distancia espero que se sienta orgulloso.*

*A mi hermana y mi hermano.*

*A mis compañeros estudio, Boris, Yandy, Kenny, Emilio y todos aquellos por  
su comprensión y ayuda en todos los momentos.*

*Gracias por Todo.*

*A mi tutor el Chiqui con la ayuda de Frank, Rogelio y Mayito por su apoyo y  
paciencia sin límite.*

*A toda mi familia, que de una manera u otra forman parte de este logro.*

*A mis amigos y profesores, por el tiempo compartido.*

*Muchas Gracias a todos*

*Darien*

## Resumen

Dada la importancia que posee la determinación teórica de las características exteriores de velocidad de los motores de combustión interna diesel, en particular la de consumo específico de combustible para el desarrollo de cálculos de consumo y modelación matemática de los ciclos de movimiento; y a partir de los cambios operados en los motor de combustión interna diesel, con la introducción de las nuevas tecnologías, tanto en motores diesel convencionales como en los Common Rail, que han producido variaciones significativas en sus parámetros de salida y en la forma de sus características exteriores de velocidad, se hace necesario determinar las expresiones teóricas que posibiliten la determinación más exacta del consumo específico de combustible, dada la antigüedad de las expresiones existentes y la inexistencia de referencias al respecto en la literatura disponible. Los más próximos referentes están relacionados con los indicadores de consumo del vehículo (consumo recorrido, consumo recorrido específico, etc.) y no con los indicadores del motor. En tal sentido, se propone una metodología a seguir para alcanzar este objetivo, que contempla la determinación de los modelos que mayor ajuste presentan con respecto a las observaciones suministradas por el fabricante; la determinación de los coeficientes respectivos por vía teórica y la determinación del error relativo con respecto a las observaciones del fabricante. Se considera como un aporte la definición de la metodología de trabajo y como una novedad, desde el punto de vista científico, la definición del modelo que da respuesta satisfactoria, si bien perfectible, al problema científico planteado: el modelo Cuadrático. Se brindan tres posibilidades de determinación del consumo específico de combustible a potencia máxima, que si bien perfectibles, incidan un camino a seguir en este sentido.

# Índice

Pág.

<b>Introducción</b>	<b>1</b>
<b>Problema de Investigación</b>	<b>3</b>
<b>Objetivo General</b>	<b>3</b>
<b>Objeto de estudio</b>	<b>4</b>
<b>Objetivos específicos</b>	<b>4</b>
<b>Hipótesis de la Investigación</b>	<b>4</b>
<b>Capítulo 1: Estudios documentales</b>	<b>5</b>
<b>1.1. Introducción</b>	<b>5</b>
<b>1.2. Los motores diesel modernos: características distintivas</b>	<b>5</b>
<b>1.3. Los motores Common Rail.</b>	<b>6</b>
<b>1.3.1 Descripción del sistema. Funciones básicas y adicionales.</b>	<b>6</b>
<b>1.3.2 Sistema EGR</b>	<b>7</b>
<b>1.3.3 Características del sistema de inyección: comparación con los sistemas convencionales (Bombas en línea y rotativas)</b>	<b>9</b>
<b>1.3.4 Estructura y funcionamiento de componentes.</b>	<b>10</b>
<b>1.3.5 Bloques del sistema: Sensores, ECU y actuadores</b>	<b>23</b>
<b>1.4. Las características exteriores de velocidad en motores convencionales.</b>	<b>30</b>
<b>1.4.1 Las características exteriores de velocidad en motores convencionales. Su importancia y utilidad.</b>	<b>30</b>
<b>1.4.2 La determinación teórica de las características exteriores de velocidad en motores diesel convencionales.</b>	<b>31</b>
<b>1.5. Las características exteriores de velocidad en los motores Common Rail y sus diferencias respecto a las de los motores convencionales.</b>	<b>34</b>
<b>1.6. El consumo específico de combustible.</b>	<b>36</b>
<b>1.6.1 El consumo específico dentro de la característica exterior de velocidad.</b>	<b>36</b>

1.6.2 Su determinación teórica: trabajos precedentes.	38
1.7. Conclusiones parciales del 1er capítulo.	39
<i>Capítulo 2: Metodología de trabajo</i>	<i>41</i>
2.1. Introducción	41
2.2. Posibilidad de desarrollo del trabajo	41
2.3. Metodología de trabajo.	42
2.4. Propuesta metodológica para solucionar el problema de la ausencia de datos para determinar el consumo específico.	46
2.5. Conclusiones parciales del capítulo II:	48
<i>Capítulo 3: Análisis de resultados</i>	<i>49</i>
3.1. Introducción.	49
3.2. Determinación del modelo más adecuado para la determinación teórica de las características de consumo específico.	49
3.2. Variante de determinación de los coeficientes a, b y c si la frecuencia de rotación a consumo específico mínimo de combustible es desconocida.	52
3.4. Validación de las expresiones propuestas.	52
3.5. Conclusiones parciales del 3er capítulo.	56
<i>Conclusiones Generales</i>	<i>58</i>
<i>Recomendaciones</i>	<i>59</i>
<i>Bibliografía</i>	<i>60</i>
<i>Anexos</i>	<i>62</i>

### INTRODUCCIÓN

Los motores de combustión interna constituyen la fuente energética fundamental de las máquinas automotrices, a pesar de las conocidas limitaciones que poseen, entre otras, las siguientes:

- Sus características exteriores de velocidad no se adecuan a la característica ideal, razón por la cual requieren del uso de las cajas de velocidad, para adaptar las curvas reales a la ideal a nivel de las ruedas.
- Poseen baja eficiencia, debido tanto a las pérdidas térmicas como mecánicas que se producen en su funcionamiento.
- Lo anterior implica altos indicadores de consumo de combustible, menores en los motores diesel, pero más elevados en gasolina, a pesar de la introducción de nuevas tecnologías, que mejoran significativamente los parámetros de salida.
- Tienen elevado impacto ambiental, dado fundamentalmente por la emisión de los gases del escape y por la evaporación del combustible.
- Los combustibles más utilizados en los mismos son los derivados del petróleo, cuyos precios en la actualidad se han elevado significativamente.

A pesar de los esfuerzos realizados, con los motores eléctricos, las turbinas de gas, las celdas combustibles, no se vislumbra en el mediano plazo una solución a las fuentes energéticas, que no sea el perfeccionamiento de las fuentes tradicionales. No se prevé tampoco que se utilicen masivamente combustibles diferentes a los tradicionales. Además en la actualidad, se realizan esfuerzos con los biocombustibles, pero son conocidas las dificultades que poseen:

- Compiten con los alimentos en muchas de sus variantes, lo que ha sido denunciado en más de una ocasión por nuestro Comandante en Jefe, y en eventos internacionales.
- No poseen estabilidad suficiente, por lo que tienen que utilizarse en un entorno próximo al lugar donde se producen.
- Sus precios en la actualidad son elevados, para competir con los combustibles tradicionales.
- Usados solos o en mezclas generan una reducción en los parámetros de salida del motor.
- Existe aún mucha incertidumbre acerca del esperado efecto positivo que deben producir en las emisiones, lo cual depende mucho de la calidad del biocombustible; que está en estrecha dependencia con los aditivos que se adicionen en el proceso de elaboración. En muchos casos aumentan las emisiones de determinados gases contaminantes.

Con este panorama se hace necesario continuar trabajando con los actuales motores de combustión interna. Dentro de ellos merece especial atención el diesel, dado su amplio uso en vehículos pesados: tractores, ómnibus y camiones de diferente tipo; con un peso relativamente alto en la transportación de cargas y pasajeros.

## Introducción

---

Si bien los motores de gasolina han sufrido un importante desarrollo con la introducción de la inyección de gasolina, en sus múltiples variantes, el diesel no se ha quedado atrás, alcanzando un mejoramiento de sus indicadores con la introducción del denominado Common Rail. En este se emplean presiones de inyección que superan en más de 10 veces las tradicionales (alrededor de 1200 kg/cm<sup>2</sup>) y el control del proceso se realiza por vía electrónica. Entre otras ventajas se relacionan:

- La introducción de varias fases de inyección (fase previa, inyección principal y en ocasiones potencia-inyección), se reduce la rigidez típica de estos motores, lo cual repercute en menores niveles de ruido. Se reduce la magnitud de las presiones y temperaturas máximas del ciclo, lo cual favorece la reducción de las emisiones de NO<sub>x</sub>.
- Logra mayor exactitud en la entrega cíclica de combustible, al controlar electrónicamente la apertura y cierre de los inyectores.
- Logra mejor formación de la mezcla con el incremento de las presiones de inyección.
- El hecho de que el combustible se envía a altas presiones hacia el rail, y de ahí hacia los inyectores, hace que las presiones de inyección sean independientes de la frecuencia de rotación del motor ni de la carga, lo que favorece un mejor trabajo en regímenes de elevadas cargas del motor y a bajas revoluciones. Esta era una de las grandes desventajas del diesel, que no posibilitaba buena pulverización del combustible a baja frecuencia de rotación.
- Incremento de la rapidez de respuesta a los requerimientos de cambios de regímenes de carga y velocidad
- La reducción de las emisiones ambientales, tanto por el mejor desarrollo del proceso de combustión, como por el uso de neutralizadores catalíticos, aunque estos últimos no son muy efectivos en la reducción de los NO<sub>x</sub>.

Ahora bien, las mejoras en el diesel no se circunscriben solamente al Common Rail, pues el diesel convencional se ha ido perfeccionando también con nuevos materiales y nuevas tecnologías.

Las modificaciones introducidas, tanto en uno como en otro motor diesel, han generado mejoras en los parámetros de salida más importantes a saber: el torque, la potencia y el consumo específico y en muchas ocasiones en la forma de la curva y la ubicación relativa de sus valores extremos. En tal sentido, ha sido una tendencia, la reducción de la frecuencia de rotación a torque máximo, ampliando el rango de trabajo del motor y su elasticidad de frecuencia de rotación; la reducción de la frecuencia de rotación a consumo específico mínimo, acercándola a la de torque máximo, a diferencia de la tendencia anterior que era alcanzarla cerca del punto de potencia máxima. El uso de la sobrealimentación, cada vez más extendida en el diesel, aumenta el torque y la potencia y modifica la forma de las curvas y la elasticidad de los motores con respecto a los de aspiración natural.

## Introducción

---

De todo lo anterior se desprende que las características de los motores diesel, tanto los convencionales como los Common Rail, han sufrido importantes modificaciones. Sin embargo, no existen en la literatura expresiones que posibiliten la determinación teórica de las características exteriores de velocidad, pues aún las que existen para los motores convencionales, datan de varias décadas de creadas, y no responden a las modificaciones que se han producido en los mismos.

La determinación teórica de las características exteriores de velocidad reviste gran importancia para fines de cálculos dinámicos, de consumo o para la modelación matemática de los ciclos de movimiento, los cuales son necesarios con bastante frecuencia en el ejercicio de la ingeniería.

Como quiera que la modelación de los ciclos de viaje y la determinación de indicadores dinámicos y de consumo, constituyan tareas de investigación dentro de la universidad, se hace necesario acometer la tarea de definir las expresiones matemáticas que posibilitan determinar las características exteriores de velocidad con la exactitud adecuada en los nuevos motores.

En tal sentido, se realizó un trabajo de diploma con el Common Rail, que nos permitió arribar a expresiones muy diferentes de las convencionales, que si bien muestran mayor grado de exactitud en la determinación de las características exteriores de velocidad de toque y potencia, aún requieren de cierto perfeccionamiento. Razón por la cual se realiza otro trabajo de diploma, paralelo a éste, con tal objetivo.

Con respecto a las características exteriores de velocidad de consumo específico aún la situación es más crítica, pues las expresiones existentes datan de fechas más lejanas en el tiempo. La revisión de la literatura muestra expresiones muy teóricas para el consumo específico, dependientes de valores calóricos del combustible, eficiencia térmica y otros términos que hay que asumir, que hacen dudosos los resultados que se obtienen de las mismas. Las expresiones que se obtengan con este trabajo, deben partir de los datos suministrados por el fabricante y arrojar resultados con exactitud adecuada a los fines que se persiguen.

### **Problema de Investigación**

“Es necesario definir las expresiones, que con mayor exactitud, posibiliten determinar teóricamente las características exteriores de consumo específico de los motores diesel modernos de control electrónico de la inyección, utilizados en vehículos pesados”

### **Objetivo General**

“Definir entre las convencionales o nuevas expresiones posibles a alcanzar dentro del marco del diploma, aquellas que permitan determinar teóricamente con la mayor exactitud las características exteriores de consumo específico de los motores diesel modernos Common Rail, utilizados en vehículos pesados”

### **Objeto de estudio**

“Las características exteriores de consumo específico de los motores diesel con control electrónico de la inyección, utilizados en vehículos pesados”.

### **Objetivos específicos**

1. Buscar una base de datos de características exteriores, de al menos un tipo dado de motor, que posibilite el análisis estadístico y la validación de los resultados obtenidos.
2. Analizar la base de datos, en función de delimitar las características exteriores de motores que serán objeto de valoración.
3. Determinar las vías para facilitar la determinación de las coordenadas de las curvas de consumo específico de las características exteriores seleccionadas, con la exactitud adecuada.
4. Procesar la base de datos obtenida, curva por curva, motor por motor, para determinar: modelos comunes para cada dependencia y análisis comparativo de los coeficientes.
5. En los modelos seleccionados establecer dependencias de los coeficientes con parámetros significativos, para analizar la posibilidad de determinación teórica de los mismos.
6. Verificar a través de la base de datos, la exactitud que se logra con las expresiones convencionales en la determinación teórica de las características exteriores de consumo específico.

### **Hipótesis de la Investigación**

“Es posible definir ecuaciones que permitan determinar de forma teórica, con adecuada exactitud, las características exteriores de consumo específico de los motores diesel modernos Common Rail en vehículos pesados”.

## CAPITULO 1: ESTUDIOS DOCUMENTALES

### 1.1. Introducción

Se describen en el presente capítulo, en primer lugar, aspectos relacionados con el funcionamiento de los motores diesel modernos, en lo fundamental con el sistema de inyección de combustible del Common Rail y sus particularidades, donde están presentes las mejoras más importantes en los diesel modernos y los mejores indicadores. Además se analizan las particularidades de las características exteriores de velocidad, en los motores convencionales y modernos, las expresiones que permiten la determinación teórica de la potencia efectiva, el torque y el consumo específico de combustible y las dificultades para su empleo en los nuevos motores.

### 1.2. Los motores diesel modernos: características distintivas

En la actualidad los logros de las NTIC se han introducido en el control de procesos en los motores diesel, aumentando su eficiencia. Dentro de ellos descuellan los motores Common Rail, cuyas características los diferencian notablemente de los convencionales, y que paso a paso se han ido introduciendo en los vehículos modernos, fundamentalmente en los pesados, y cuya mayor limitación está vinculada con los costos de inversión. Entre las ventajas más importantes de estos motores se encuentran:

- El hecho de que el combustible se envía a altas presiones hacia un conducto o rail, y de ahí hacia los inyectores, hace que las presiones de inyección sean constantes e independientes de la frecuencia de rotación del motor ni de la carga, lo que favorece un mejor trabajo en regímenes de elevadas cargas del motor y a bajas revoluciones. Esta era una de las grandes desventajas del diesel, que no permitía buena pulverización del combustible a baja frecuencia de rotación.
- La introducción de varias fases de inyección (fase previa, inyección principal y en ocasiones post-inyección), reduce la rigidez típica de estos motores y los niveles de ruido típicos de estos motores; disminuye el tiempo de retardo a la autoinflamación; mejora la combustión y se reducen las presiones y temperaturas máximas del ciclo, lo cual favorece la reducción de las emisiones de NO<sub>x</sub>.
- Logra mayor exactitud en la entrega cíclica de combustible, al controlar electrónicamente la apertura y cierre de los inyectores.
- Logra mejor formación de la mezcla con el incremento de las presiones de inyección, que superan en 10 veces las correspondientes a los motores convencionales (1200 kg/cm<sup>2</sup>).
- Incremento de la rapidez de respuesta, a los requerimientos de cambios de regímenes de carga y velocidad.

- La reducción de las emisiones ambientales, tanto por el mejor desarrollo del proceso de combustión, como por el uso de neutralizadores catalíticos, aunque estos últimos no son muy efectivos en la reducción de los NO<sub>x</sub>.

Ahora bien, las mejoras en el diesel no se circunscriben solamente al Common Rail, pues el diesel convencional se ha ido perfeccionando también con nuevos materiales y nuevas tecnologías.

Las modificaciones introducidas, tanto en uno como en otro motor diesel, han generado mejoras en los parámetros de salida más importantes a saber: el torque, la potencia y el consumo específico y en muchas ocasiones en la forma de la curva y la ubicación relativa de sus valores extremos. En tal sentido, ha sido una tendencia, la reducción de la frecuencia de rotación a torque máximo, ampliando el rango de trabajo del motor y su elasticidad de frecuencia de rotación; la reducción de la frecuencia de rotación a consumo específico mínimo, acercándola a la de torque máximo, a diferencia de la tendencia anterior, que consistía en alcanzarla cerca del punto de potencia máxima.

Por otra parte, se ha extendido de manera generalizada, el uso de la sobrealimentación en los MCI diesel, pues entre otros aspectos el sobrealimentador, aumenta el torque y la potencia y modifica la forma de las curvas y la elasticidad de los motores, con respecto a los de aspiración natural.

De todo lo anterior, se desprende que las características de los motores diesel, tanto los convencionales como los Common Rail, han sufrido importantes modificaciones que han posibilitado el campo de aplicación e estos motores, en la generalidad de las máquinas automotrices actuales.

### **1.3. Los motores Common Rail.**

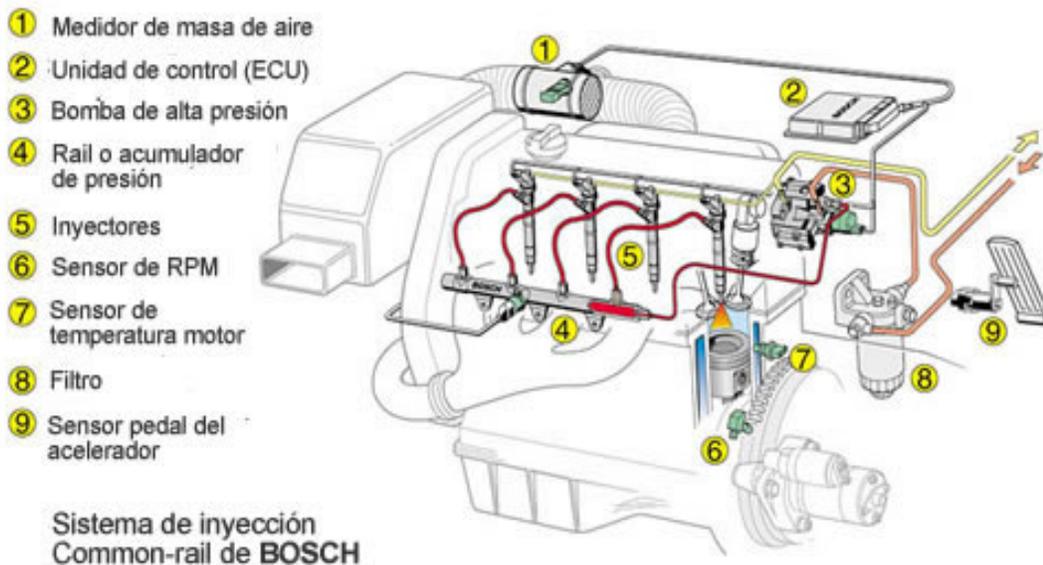
#### **1.3.1 Descripción del sistema. Funciones básicas y adicionales.**

La técnica utilizada en el diseño del Common Rail está basada en los sistemas de inyección gasolina, pero adaptada debidamente a las características de los motores diesel de inyección directa. La palabra Common Rail puede traducirse como "rampa de inyección", es decir, se hace alusión al elemento característico del sistema de inyección gasolina. La diferencia fundamental entre los dos sistemas está en las mayores presiones de inyección en los motores diesel, del orden de los 1350 bar en los Common Rail, a los menos de 5 bar que desarrolla un sistema de inyección gasolina.

El sistema de inyección Common Rail ofrece una flexibilidad mayor para la adaptación del sistema de inyección al funcionamiento del motor, en comparación con los sistemas convencionales. Esto es debido a que la presión de inyección es constante e independiente de la frecuencia de rotación del motor. El combustible para la inyección se acumula a alta presión en el rail, de donde se envía a los inyectores. El conductor preestablece el caudal de inyección y la unidad de control electrónica (UCE), determina a partir de campos característicos programados y con la ayuda de sensores, el momento de inyección, estando el inyector accionado a través de una electroválvula controlada.

La instalación de un sistema Common Rail consta de: unidad de control (UCE); sensor de revoluciones del cigüeñal; sensor de revoluciones del árbol de levas; sensor del pedal de suministro

de combustible; sensor de presión de sobrealimentación; sensor de presión del rail; sensor de temperatura del líquido refrigerante y medidor de masa de aire.



**Fig. 1 Sistema Common Rail de Bosh**

La UCE registra con la ayuda de sensores el deseo del conductor (posición del pedal de suministro de combustible) y el

comportamiento del motor y del vehículo; procesa las señales generadas por los sensores y adecua a las mismas el funcionamiento del motor. El sensor de revoluciones del cigüeñal mide la frecuencia de rotación del motor, y el sensor de revoluciones del árbol de levas determina el orden de encendido (posición de fase). Un potenciómetro como sensor del pedal acelerador comunica con la UCE, a través de una señal eléctrica, la solicitud de par motor realizado por el conductor.

El medidor de masa de aire, entrega información a la UCE sobre la masa de aire actual, con el fin de adaptar la combustión a las normativas de emisiones. En motores sobrealimentados el sensor de presión del turbo mide la presión en el colector de admisión. En base a los registros de los sensores de temperatura del líquido refrigerante y del aire, a temperaturas bajas y motor frío, la UCE adapta el comienzo de inyección, inyección previa y otros parámetros.

La función básica de un sistema Common Rail, es controlar la inyección del combustible en el momento preciso, con el caudal y presión adecuados al funcionamiento del motor. Las funciones adicionales sirven para la reducción de las emisiones y del consumo de combustible, o bien para aumentar la seguridad y el confort, por ejemplo: la retroalimentación de gases de escape en el sistema EGR, la regulación de la presión del turbo, la regulación de la velocidad de marcha, el inmovilizador electrónico de arranque, y otros.

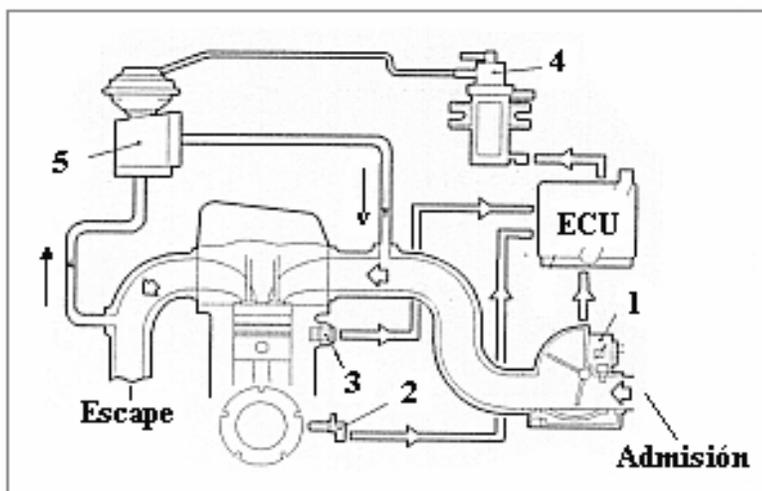
### 1.3.2 Sistema EGR

Los motores diesel emiten los siguientes contaminantes: Dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>); hidrocarburos (HC); material particulado y los óxidos de nitrógeno (NO<sub>x</sub>), entre otros. La reducción de los 3 primeros se realiza en el catalizador de oxidación, no así en el caso del NO<sub>x</sub>, que hay que tratarlo antes de que

llegue al escape. Esta es la razón por la que se utiliza el sistema EGR (Exhaust Gas Recirculation) en los motores. Este sistema reenvía una parte de los gases de escape al colector de admisión, para provocar un descenso en la temperatura de combustión, que reduzca la formación de  $\text{NO}_x$ . Esto se hace en proporciones definidas, pues un exceso aumentaría la emisión de carbonilla.

Cuando debe activarse el sistema EGR y cuál es la cantidad de gases de escape que deben ser enviados al colector de admisión, es calculado por la ECU, teniendo en cuenta la frecuencia de rotación del motor, la entrega cíclica de combustible, el caudal de aire aspirado, la temperatura del motor y la presión atmosférica reinante. Normalmente el sistema EGR solamente esta activado a una carga parcial y temperatura normal del motor.

En la figura 2 se ve un sistema EGR montado en un motor no sobrealimentado.



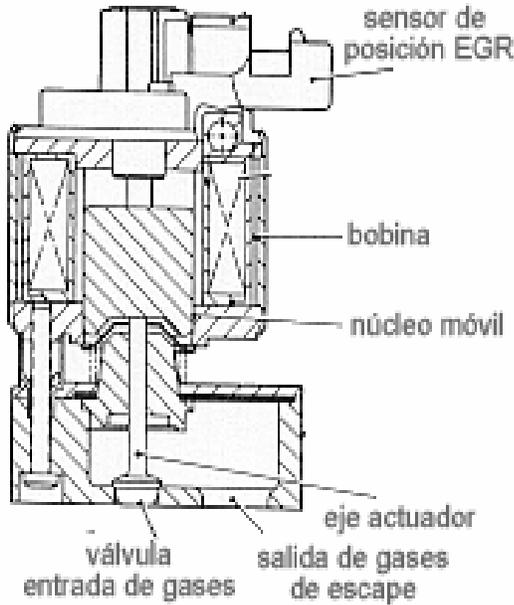
**Fig. 2 Sistema EGR en un motor no sobrealimentado.**

- 1- Medidor de masa de aire.
- 2- Sensor de revoluciones
- 3- Sensor de temperatura.
- 4- Convertidor EGR. (Electroválvula de control de vacío)
- 5- Válvula EGR.

De acuerdo con los datos obtenidos, la ECU actúa sobre una electroválvula controladora de vacío (convertidor EGR), procedente de la bomba de vacío. De esta forma, la válvula de recirculación de gases (válvula EGR), controla la recirculación de gases del colector de escape al colector de admisión.

Las válvulas EGR pueden ser neumáticas o eléctricas, si bien estas últimas son las más utilizadas.

**Válvulas EGR eléctricas:** Se caracterizan por no tener que utilizar una bomba de vacío para su funcionamiento, por lo que trabajan de forma autónoma. Actúan de una forma muy similar al variador de avance de la inyección que utilizan las bombas electrónicas, que alimentan los motores de inyección directa diesel (TDi). Constan de un solenoide, que actúa al recibir señales eléctricas de la UCE, cerrando o abriendo el paso por el que recirculan los gases de escape. El mayor o menor volumen de gases a recircular, lo determina la UCE, que tiene en cuenta: la velocidad del coche, la carga y la temperatura del motor, entre otros.

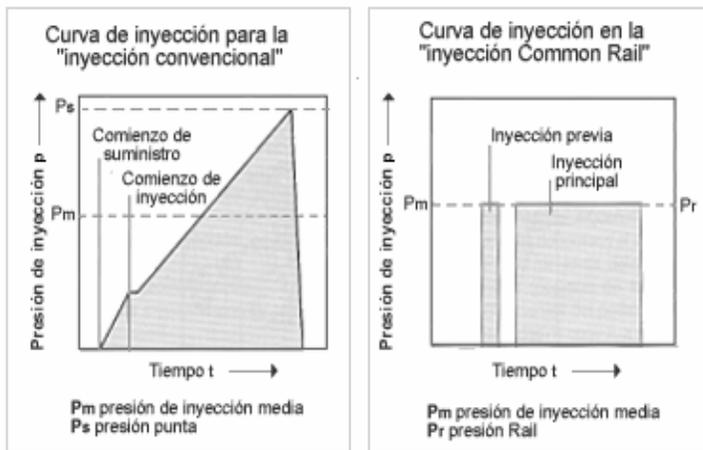


**Fig. 3 Válvula EGR eléctrica**

La válvula EGR eléctrica, cuenta con un pequeño sensor en su interior, que informa a la UCE, en todo momento, la posición que ocupa el elemento que abre o cierra el paso de recirculación de los gases de escape. Tiene como ventaja que puede abrirse con cualquier carga en el motor y con cualquier depresión en el colector.

**1.3.3 Características del sistema de inyección: comparación con los sistemas convencionales (Bombas en línea y rotativas)**

En los sistemas de inyección convencionales la generación de presión, la dosificación del combustible, así como la distribución van unidos en el mismo dispositivo, lo cual tiene como inconvenientes que: La presión de inyección varía con la frecuencia de rotación y con el caudal de inyección, de tal modo que durante la inyección aumenta la presión de inyección, pero al final de la misma disminuye hasta la presión de cierre de inyector. Esto tiene como consecuencia que los caudales de inyección pequeños se inyectan con presiones más bajas y la presión máxima es más del doble que la presión de inyección media, de tal modo el desarrollo de la inyección es aproximadamente triangular (Ver Fig. 4). Es decir, a bajas revoluciones la presión de inyección es baja, la pulverización no es buena y el motor no trabaja eficientemente, a altas revoluciones la presión máxima de inyección es mayor que la necesaria.



**Fig. 4 Curvas de inyección.**

Esto no sucede en el Common Rail, ya que en ellos la presión de inyección es constante y no depende de la frecuencia de rotación ni de la dosificación de combustible. También hay mayor grado de libertad en avance o retraso de la inyección, lo que los hace muy elásticos, desarrollan todo

su potencial en toda la gama de revoluciones del motor.

El sistema Common Rail divide la inyección en: 1.-inyección previa; 2.-"inyección principal y 3.-en algunos casos en una inyección posterior.

**Inyección previa:** Puede estar adelantada respecto al PMS, hasta 90° de giro del cigüeñal, pero para valores mayores de 40°, el combustible puede incidir sobre la superficie del pistón y la pared del cilindro, diluyendo el lubricante. En ella se aporta al cilindro un pequeño caudal de combustible, para facilitar el desarrollo del proceso de combustión. Sus efectos fundamentales son:

- La presión de compresión aumenta ligeramente mediante una reacción previa o combustión parcial, con lo cual se reduce el período de retardo a la autoinflamación de la inyección principal.
- Se reduce la rigidez del proceso y los picos de presión de la combustión.

Con ello se reduce el ruido de la combustión, el consumo de combustible y, en muchos casos, las emisiones. La inyección previa contribuye solo indirectamente, a la generación de par motor, mediante la reducción del período de retardo a la autoinflamación. En dependencia del comienzo de la inyección principal y de la separación entre la inyección previa y la inyección principal, puede aumentar o disminuir el consumo específico de combustible.

**Inyección principal:** Con la inyección principal se aporta la energía necesaria para el funcionamiento del motor. Como se expresó anteriormente, en el sistema Common Rail se mantiene casi inalterable la magnitud de la presión de inyección durante todo el proceso de inyección.

**Inyección posterior:** La inyección posterior puede aplicarse para la dosificación de medios reductores (aditivos del combustible), en una determinada variante del catalizador NO<sub>x</sub>. Es posterior a la inyección principal hasta 200° de giro del cigüeñal después del PMS. Esta inyección introduce en los gases de escape una cantidad de combustible exactamente dosificada. Contrariamente a la inyección previa y principal, el combustible no se quema, sino que se evapora por el calor residual en los gases de escape. Esta mezcla de gases de escape/combustible, es conducida a través de las válvulas de escape, hacia el conducto de escape. Sin embargo, mediante la retroalimentación de los gases de escape, se conduce una parte del combustible a la combustión y actúa como una inyección previa, muy avanzada. El combustible en los gases de escape, sirve como medio reductor para el NO<sub>x</sub> en catalizadores apropiados. La inyección posterior retrasada, conduce a una dilución del aceite del motor; por lo que el fabricante del motor debe comprobar si esta dilución es admisible.

### **1.3.4 Estructura y funcionamiento de componentes.**

La instalación de un sistema Common Rail se estructura en dos partes fundamentales: la que suministra el combustible a baja presión y la que suministra el combustible a alta presión.

La parte de baja presión consta de: Depósito de combustible con filtro previo; bomba previa; filtro de combustible y conductos de combustible de baja presión.

La parte de alta presión consta de: bomba de alta presión con válvula reguladora de presión; conductos de combustible de alta presión; rail como acumulador de alta presión con sensor de

presión del Rail, válvula limitadora de la presión y limitador de flujo; inyectores y conductos de retorno de combustible.

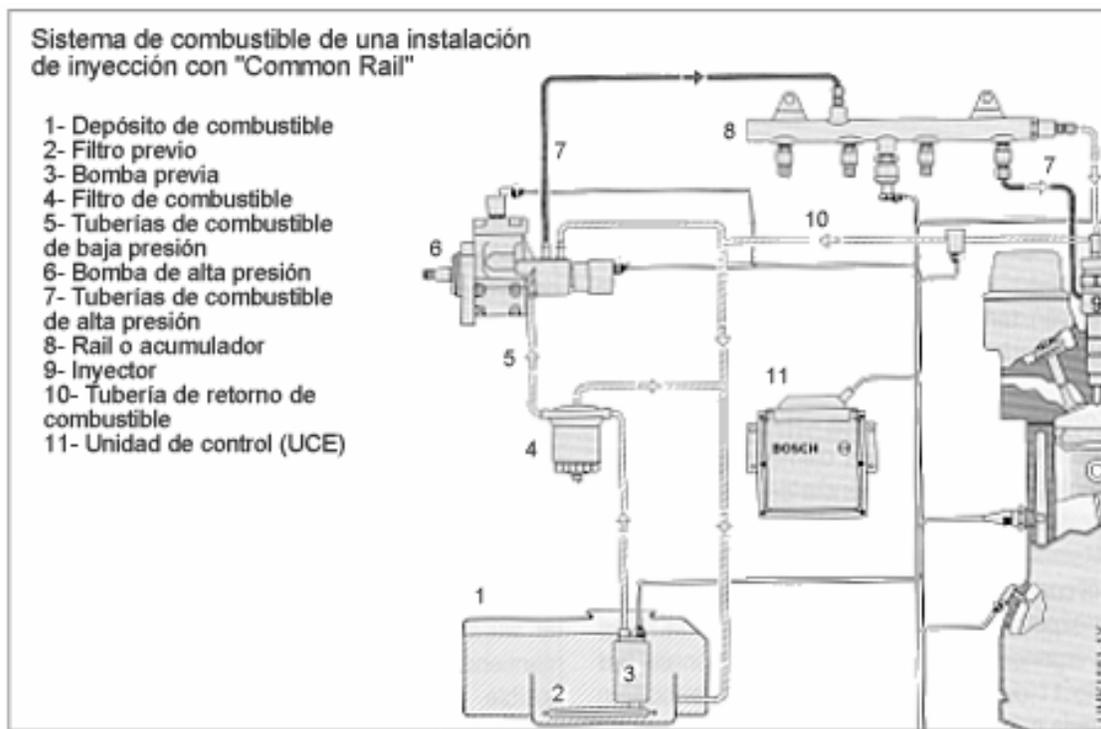
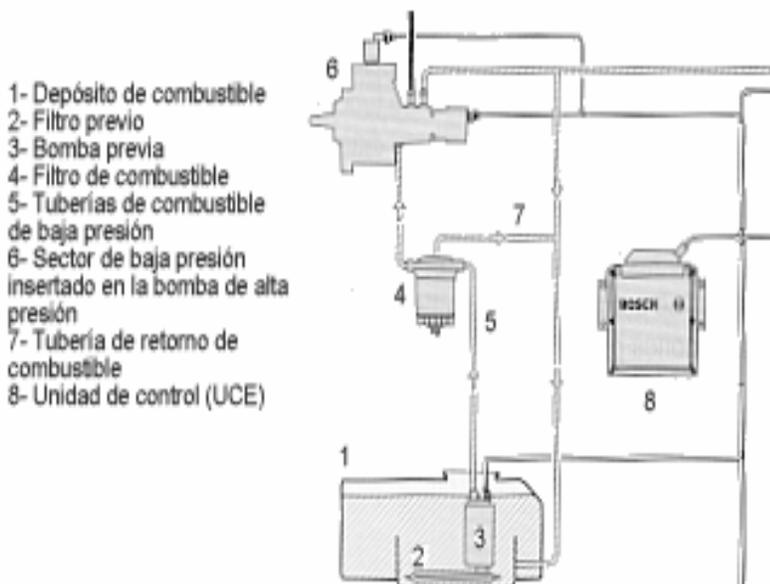


Fig. 5 Sistema de combustible de una instalación de inyección Common Rail



**Parte de baja presión:** Suministra el combustible suficiente para la parte de alta presión.

Fig. 6 Parte de baja presión.

**Bomba previa:** La misión de la bomba previa es abastecer suficiente combustible a la bomba de alta presión en cualquier estado de servicio, con la presión necesaria y a lo largo de toda su vida útil.

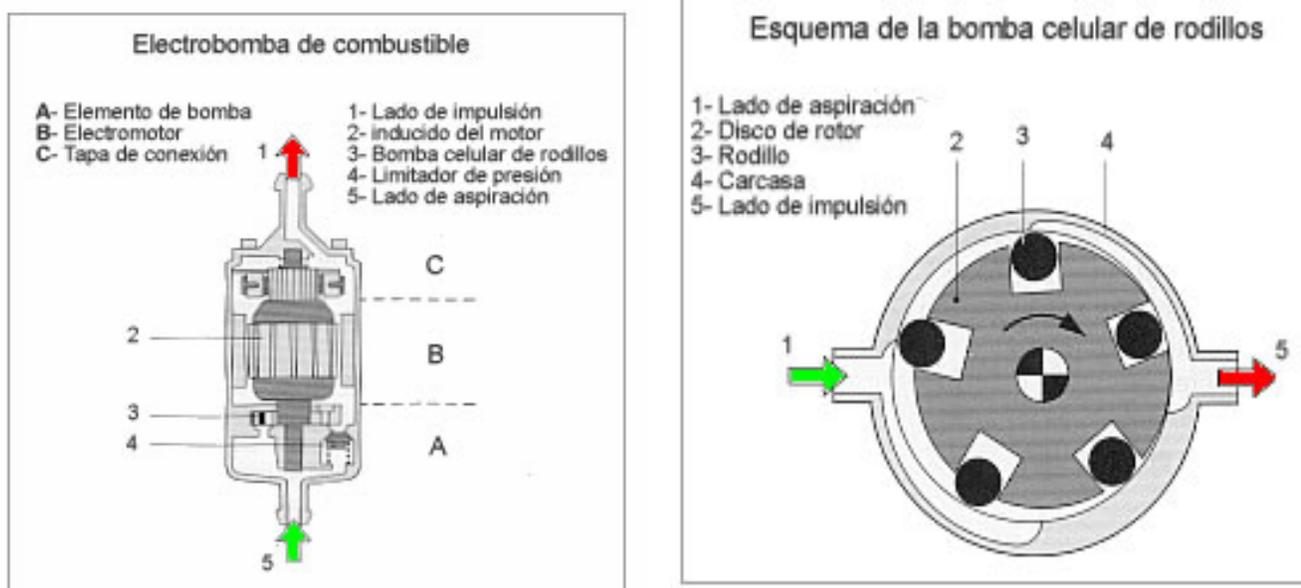
Puede ser una electrobomba de combustible (bomba celular de rodillos) o, alternativamente, una bomba de combustible de engranajes accionada mecánicamente.

**Electro bomba de combustible:** Se aplica únicamente en vehículos de turismo e industriales ligeros. Junto a la función de suministrar combustible para la bomba de alta presión, tiene además la función

de interrumpir el suministro de combustible en caso necesario, dentro del marco de una supervisión del sistema.

Comenzando con el proceso de arranque del motor, la electro bomba de combustible funciona continuamente y de forma independiente del régimen del motor. La bomba transporta así el combustible continuamente desde el depósito de combustible, a través de un filtro de combustible, hacia la bomba de alta presión. El combustible excedente retorna al depósito a través de una válvula de descarga. Mediante un circuito de seguridad se impide el suministro de combustible estando conectado la llave de encendido y parado el motor.

Pueden estar montadas en el conducto o en el depósito. Las montadas en el conducto de combustible se encuentran entre el depósito y el filtro. Las montadas en el depósito se encuentran, en un soporte especial dentro del mismo, el cual normalmente contiene también un tamiz de combustible por el lado de aspiración. La electrobomba de combustible, consta de 3 elementos fundamentales, señalados como A, B y C en la **Figura 7**:

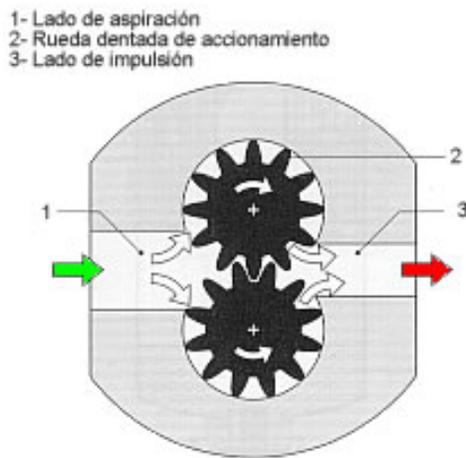


**Fig. 7. Electro bomba de combustible**

El **elemento de bomba** existe en diversas variantes, ya que el principio funcional aplicado, en cada caso, depende del campo de aplicación de la electrobomba de combustible. Para el sistema Common Rail está ejecutado como bomba celular de rodillos y consta de una cámara dispuesta excéntricamente, en la que gira un disco ranurado. En cada ranura se encuentra un rodillo conducido suelto. Por la rotación del disco ranurado y por la presión del combustible los rodillos presionan contra la pista de deslizamiento y contra los flancos propulsores de las ranuras, actuando como juntas de rotación, formándose una cámara entre cada dos rodillos del disco ranurado y la pista de deslizamiento de los mismos.

El efecto de bombeo se produce por el hecho de que el volumen de la cámara se reduce continuamente tras cerrarse la abertura de entrada de forma de riñón. Después de abrir la abertura de salida, el combustible atraviesa el electromotor y abandona la bomba celular de rodillos por la tapa de conexión del lado de presión.

El **electromotor** consta de un sistema de imán permanente de un inducido, cuyo dimensionado depende del caudal de suministro deseado con una presión del sistema determinada. El electromotor y el elemento de bomba se encuentran en un cuerpo común. Están rodeados continuamente de combustible, refrigerándose así continuamente. De esta forma, puede conseguirse una elevada potencia del motor sin complejos elementos estancos, entre el elemento de bomba y el electromotor. La **tapa de conexión** contiene las conexiones eléctricas y el empalme hidráulico por el lado de impulsión. Pueden estar integrados elementos antiparasitarios en la tapa de conexión.

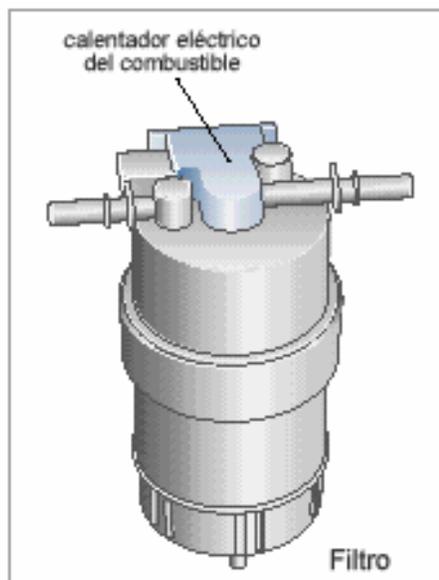


**Bomba de combustible de engranajes:** Se utiliza en turismos, vehículos industriales y todo terreno. Está integrada en la bomba de alta presión y presenta un accionamiento común con ella, o bien está fija directamente al motor y tiene un accionamiento propio.

### Fig. 8 Esquema de la bomba de engranajes

Son accionadas por acoplamiento, rueda dentada o correa dentada. Los elementos constructivos esenciales son dos ruedas dentadas que giran en sentido opuesto, y que engranan mutuamente, transportando el combustible en los espacios entre dientes, desde el lado de aspiración al lado de impulsión. La línea de contacto de las ruedas dentadas garantiza la hermeticidad entre el lado de aspiración y el lado de impulsión, e impide que el combustible pueda fluir hacia atrás. Su caudal de suministro es aproximadamente proporcional a la frecuencia de rotación del motor. Por este motivo, la regulación del caudal, se realiza, bien por regulación de estrangulación en el lado de aspiración, o bien por una válvula de descarga en el lado de impulsión.

La bomba de combustible de engranajes funciona exenta de mantenimiento. Para la purga de aire del sistema de combustible en el primer arranque o si se ha vaciado el depósito de combustible, puede estar montada una bomba manual, bien directamente en la bomba de combustible de engranajes, o bien en el conducto de baja presión.



Las impurezas del combustible pueden provocar daños en los componentes de la bomba e inyectores. La aplicación de un filtro de combustible adaptado especialmente a las exigencias de la instalación de inyección es, por lo tanto, condición previa para un servicio sin anomalías y una prolongada vida útil.

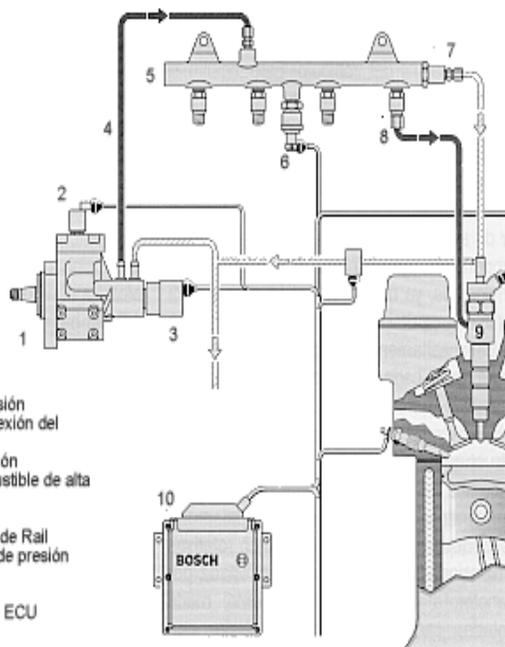
**Fig. 9 Filtro de combustible.**

**Parte de alta presión:** En la parte de alta presión tiene lugar, además de la generación de alta presión, también la distribución y la dosificación de combustible.

**Bomba de alta presión (BAP):** La BAP se encuentra en la intersección entre la parte de baja presión y la parte de alta presión. La bomba tiene la misión de poner siempre a disposición suficiente combustible comprimido, en todos los márgenes de servicio, y durante toda la vida útil del vehículo. Esto incluye el mantenimiento de una reserva de combustible necesaria para un proceso de arranque rápido y un aumento rápido de la presión en el rail.

La bomba genera permanentemente la presión del sistema para el acumulador alta presión. Por este

motivo, en comparación con sistemas de inyección convencionales, ya no es necesario que el combustible tenga que ponerse a disposición "altamente comprimido", especialmente para cada proceso de inyección en particular.

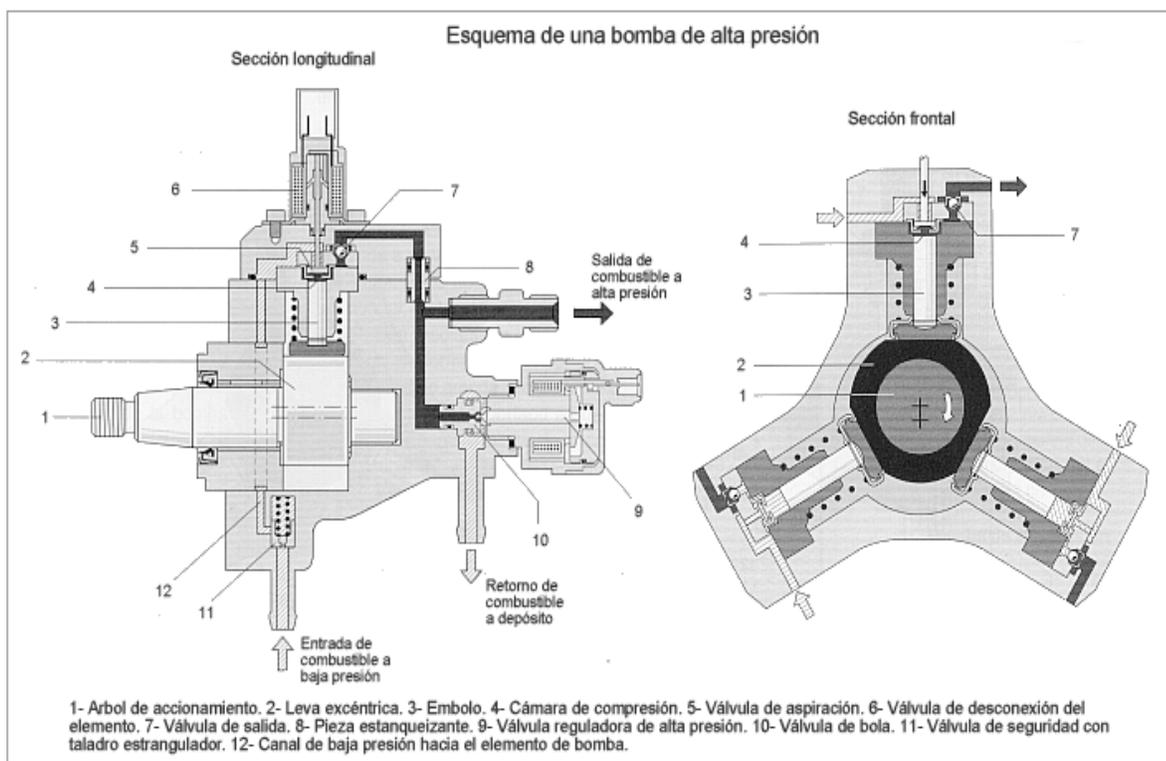


**Fig. 10 Esquema del circuito de alta presión**

**Estructura:** La bomba de alta presión está montada preferentemente en el mismo lugar del motor diesel, que las bombas de inyección rotativas convencionales. La bomba es accionada por el motor, a través de acoplamiento, rueda dentada, cadena o correa dentada, con 3000 rpm como máximo. La bomba se lubrica con combustible.

## Capítulo I: Estudios documentales

Según el espacio de montaje, la válvula reguladora de presión está adosada directamente a la BAP o se instala por separado. El combustible se comprime dentro de la bomba con tres émbolos dispuestos radialmente, desfasados entre sí  $120^\circ$ . El Common Rail plantea exigencias menores al accionamiento de bomba, que los sistemas de inyección convencionales. La potencia necesaria para el accionamiento de bomba aumenta proporcionalmente a la presión ajustada en el rail y a la velocidad de rotación de la bomba (caudal de suministro). La relación de desmultiplicación de estas bombas con respecto a la frecuencia de rotación del cigüeñal suele ser de 1:2 o 2:3.



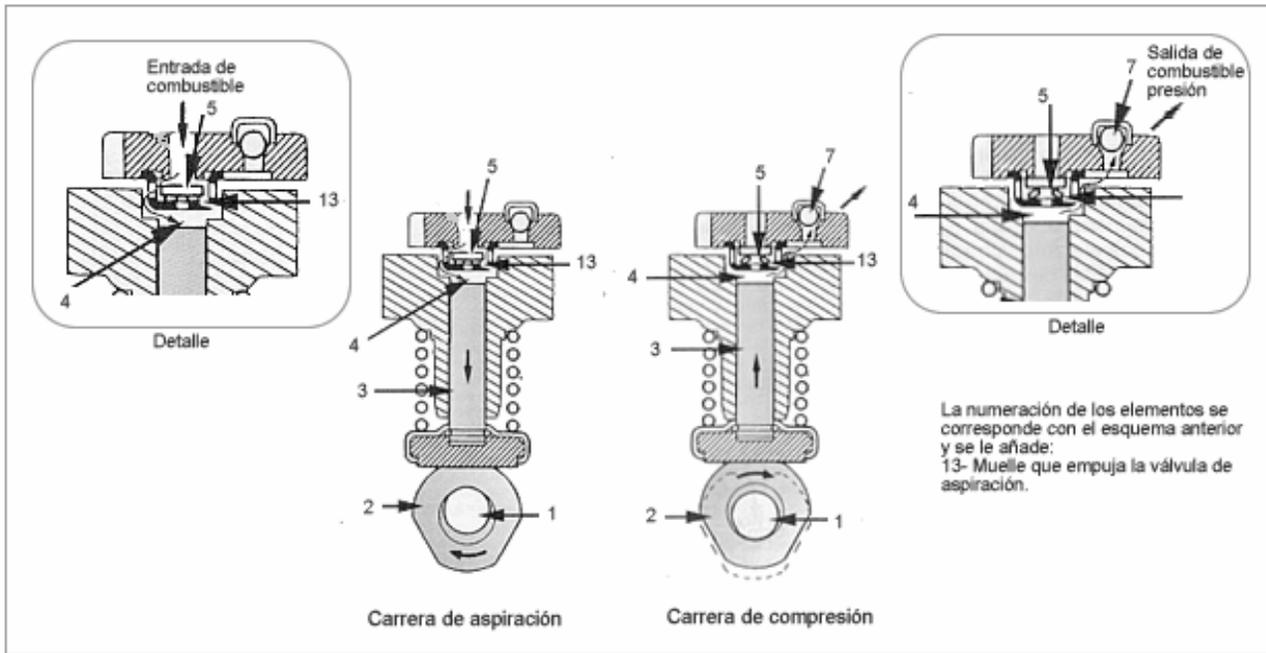
**Fig. 11 Esquema de la bomba de alta presión (BAP).**

**Funcionamiento:** La bomba previa transporta el combustible a través de un filtro con separador de agua, hacia la válvula de seguridad. La bomba impulsa el combustible a través del taladro de estrangulación de la válvula de seguridad (11), hacia el circuito de lubricación y refrigeración de la bomba de alta presión. El eje de accionamiento (1) con la leva excéntrica (2), mueve los tres émbolos de bomba (3) hacia arriba y hacia abajo, en correspondencia con la forma de la leva. Si la presión de suministro sobrepasa la presión de apertura de la válvula de seguridad (0,5.... 1,5 bar), la bomba previa puede impulsar el combustible a través de la válvula de entrada de la BAP, hacia el recinto del elemento, en el que el elemento de la bomba se mueve hacia abajo (carrera de aspiración). Cuando se sobrepasa el PMI, la válvula de entrada cierra, y el combustible en la cámara de aspiración o compresión (4) ya no puede salir. Solamente puede ser comprimido, superando la presión de

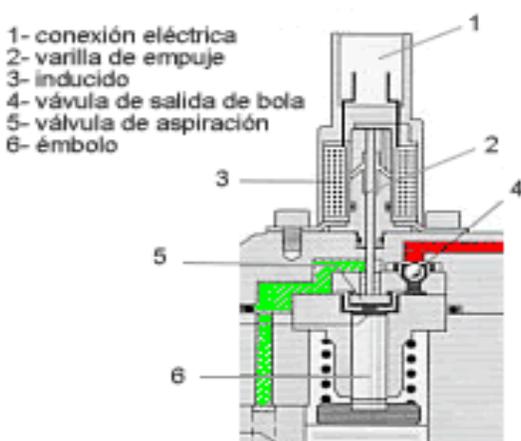
## Capítulo I: Estudios documentales

suministro de la bomba previa. La presión que se forma en la válvula de salida (7), en cuanto se alcanza la presión en el rail, el combustible comprimido entra en el circuito de alta presión.

El émbolo de la bomba transporta continuamente combustible hasta que se alcanza el PMS. A continuación disminuye la presión, de forma que cierra la válvula de salida. El combustible residual se descomprime; el émbolo de la bomba se mueve hacia abajo. Cuando la presión en la cámara de aspiración o compresión es inferior a la presión de la bomba previa, abre otra vez la válvula de entrada y el proceso comienza nuevamente.



**Fig. 12 Funcionamiento de la BAP.**



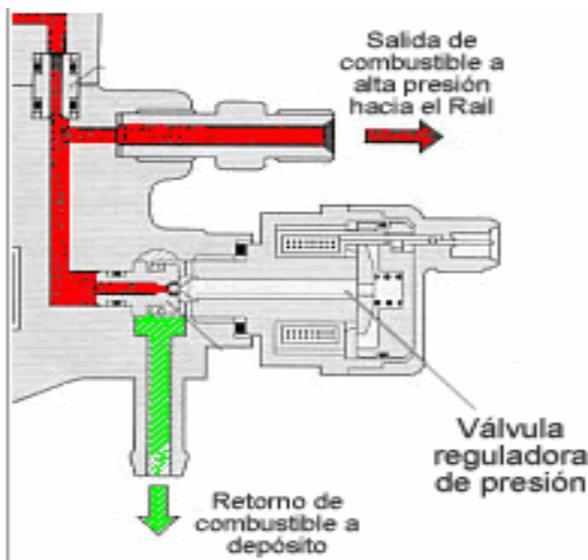
**Desconexión de elemento:** Al desconectar un elemento de bomba (émbolo) (3), se reduce el caudal de combustible transportado al acumulador de alta presión.

**Fig. 13 Esquema de la válvula de desconexión.**

Para ello, se mantiene abierta continuamente la válvula de aspiración (5). Al activarse la electro válvula de desconexión del elemento, una espiga adosada a su inducido presiona continuamente la válvula de aspiración manteniéndola abierta. De esta forma, el combustible aspirado no puede ser comprimido en la carrera de suministro.

Como consecuencia no se forma presión en el recinto del elemento, ya que el combustible aspirado retorna otra vez al canal de baja presión. Debido a la desconexión de un elemento de bomba en caso de una demanda de potencia disminuida, la bomba de alta presión ya no transporta continuamente el combustible, sino que lo hace con una pausa en el suministro.

**Válvula reguladora de la presión:** Esta válvula tiene la misión de ajustar y mantener la presión en el rail, dependiendo del estado de carga del motor. En caso de una presión demasiado alta en el rail, la válvula reguladora de la presión abre, de forma que una parte del combustible retorna al depósito, desde el rail a través de un conducto colector. En el caso de una presión demasiado baja en el Rail, la válvula reguladora de presión cierra, y hermetiza así el lado de alta presión contra el lado de baja presión.

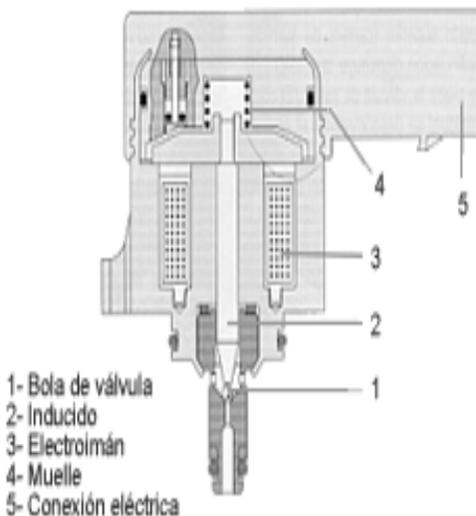


**Estructura:** La válvula reguladora de presión tiene una brida de sujeción para su fijación a la bomba de alta presión o al Rail según sea el caso.

**Fig. 14 Válvula reguladora de presión**

El inducido (2) presiona una bola (1) contra el asiento estanco, para eliminar la conexión entre el lado de alta presión y el de baja presión; para ello existe por una parte un muelle (4) que presiona el inducido hacia abajo, y por otra parte, existe un electroimán que ejerce una fuerza sobre el inducido. Para la lubricación y la eliminación del calor se rodea con combustible el inducido completo.

**Funcionamiento:** La válvula reguladora de la presión tiene dos circuitos: 1.-Un circuito regulador eléctrico más lento, para ajustar un valor de presión medio variable en el Rail; 2.- Un circuito regulador mecánico-hidráulico más rápido, que compensa las oscilaciones de presión de alta frecuencia.



**Fig. 15 Esquema de la válvula reguladora de presión.**

**Estructura:** Esta válvula tiene una brida de sujeción, para su fijación a la bomba de alta presión o al Rail según sea el caso. El inducido (2) presiona una bola (1) contra el asiento estanco, para eliminar la conexión entre el lado de alta presión y el de baja presión; para ello existe,

por una parte un muelle (4), que presiona el inducido hacia abajo, y por otra parte, un electroimán que ejerce una fuerza sobre el inducido. Para la lubricación y refrigeración se rodea con combustible el inducido completo.

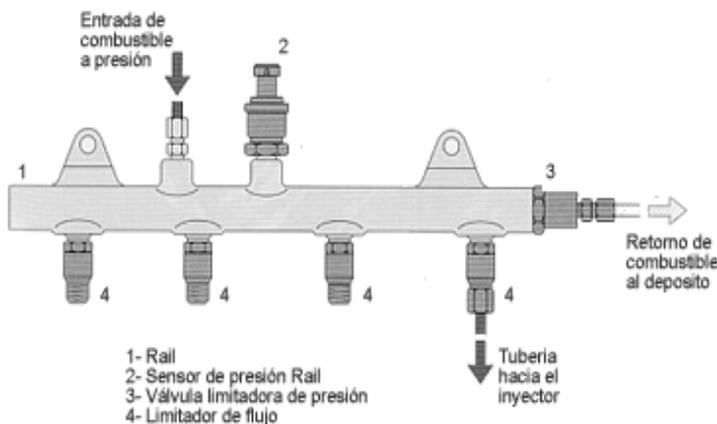
**Válvula reguladora de presión no activada:** La alta presión existente en el Rail o en la salida de la BAP, está presente también en la válvula reguladora de presión, a través de la entrada de alta presión. Ya que el electroimán sin corriente, no ejerce fuerza alguna, la fuerza de la alta presión es superior a la fuerza elástica, de forma tal que abre la válvula reguladora de presión y permanece más o menos abierta según el caudal de suministro.

**Válvula reguladora de presión activada:** Si debe aumentarse la presión en el circuito de alta presión, debe existir fuerza magnética, adicionalmente a la fuerza elástica. La válvula reguladora de presión es activada y, por tanto, cerrada, hasta que se establezca un equilibrio de fuerzas entre la fuerza de alta presión por una parte, y las fuerzas magnéticas y elástica por otra parte. La válvula queda entonces en una posición abierta y mantiene constante la presión. Mediante una abertura diferente compensa un caudal de suministro modificado de la bomba, así como la extracción de combustible de la parte de alta presión por los inyectores. La fuerza magnética del electroimán es proporcional a la corriente de activación, y se produce mediante intervalos (modulación de amplitud de impulsos). La frecuencia de impulsos de 1kHz, es suficientemente alta para evitar movimientos perturbadores del inducido u oscilaciones de presión en el Rail.

**Rail o acumulador de alta presión:** El Rail tiene la misión de almacenar combustible a alta presión y amortiguar las oscilaciones de presión producidas por el suministro de la bomba y la inyección.

La presión en el distribuidor de combustible, común para todos los cilindros, se mantiene a un valor casi constante, incluso al extraer grandes cantidades de combustible. Con esto se asegura que

permanezca constante la presión de inyección al abrir el inyector.

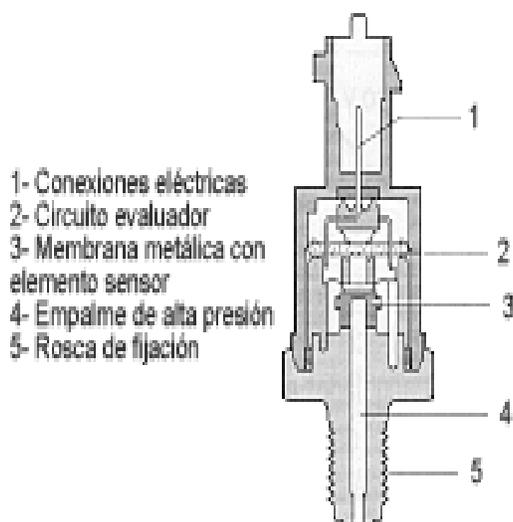


**Fig.16 Rail o acumulador de presión.**

**Sensor de presión de Rail:** Este sensor debe medir la presión en el Rail con suficiente exactitud, en un tiempo breve y suministrar una señal de tensión a la UCE,

en función de la presión existente.

El sensor de presión del Rail consta de los siguientes elementos: Un elemento sensor integrado, que está soldado sobre el empalme de presión; una placa de circuito impreso con circuito de evaluación eléctrico; un cuerpo de sensor con conector de enchufe eléctrico.



**Fig. 17 Esquema del sensor de presión del Rail**

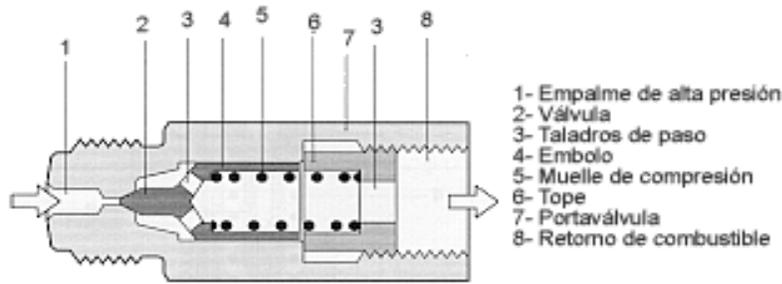
El combustible fluye a través de un taladro en el Rail, hacia el sensor de presión, cuya membrana de sensor cierra herméticamente el final del taladro. A través de un orificio en el taladro ciego, llega a la membrana el combustible sometido a presión. Sobre esta membrana se encuentra el elemento sensor que sirve para transformar la presión en una señal eléctrica. A través de cables de unión se transmite la señal generada a un circuito evaluador, que pone a disposición de la UCE la señal de medición amplificada.

**Función:** El sensor de presión Rail trabaja según el siguiente principio: La resistencia eléctrica de las capas aplicadas sobre la membrana, varía si cambia su forma. Este cambio de forma (aprox. 1mm a 1500 bar), que se establece por la presión del sistema, origina una variación de la resistencia eléctrica y genera un cambio de tensión en el puente de resistencia abastecido con 5 V. La medición exacta de la presión en el Rail es imprescindible para el funcionamiento del sistema. Por este motivo, son también muy pequeñas las tolerancias admisibles para el sensor de presión en la medición de presión. En caso de fallar el sensor de presión del Rail, se activa la válvula reguladora de presión con una función de emergencia "a ciegas", mediante valores preestablecidos.

**Válvula limitadora de presión:** La misión de esta válvula corresponde a la de una válvula de sobrepresión, pues limita la presión en el Rail, dejando libre una abertura de salida, en caso de sobrepresiones. La válvula admite en el Rail una presión máxima de 1500 bar brevemente.

Esta válvula trabaja mecánicamente y consta de las siguientes piezas: Un cuerpo con rosca exterior para su unión con el Rail; un empalme al conducto de retorno hacia el depósito; un émbolo móvil y un muelle.

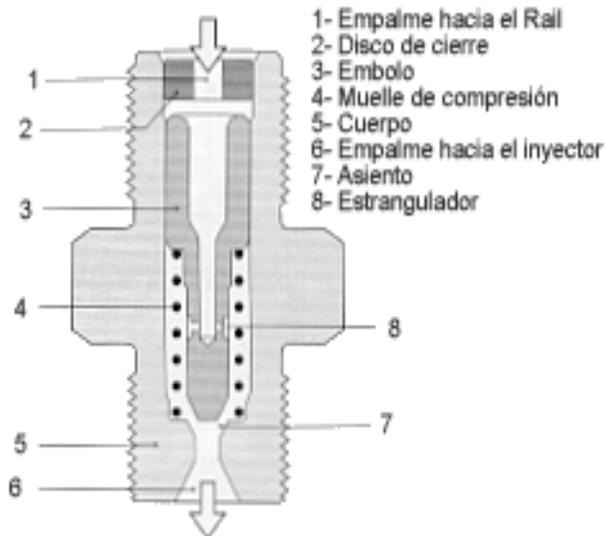
El cuerpo presenta hacia el lado de conexión del Rail un taladro, que se cierra por parte del extremo cónico del émbolo, en el asiento estanco en el interior del cuerpo. Bajo una presión de servicio normal (hasta 1350 bar), un muelle presiona sobre el émbolo hermetizándolo en el asiento, de forma que se mantiene cerrado el Rail. Solamente cuando se sobrepasa la presión máxima del sistema, el émbolo se levanta por la presión en el Rail contra la fuerza del muelle, pudiendo escapar el combustible que se encuentra bajo presión. El combustible es conducido entonces por canales en un taladro céntrico del émbolo, y retorna al depósito de combustible a través de un conducto colector. Al abrir la válvula, sale combustible del Rail, la consecuencia es una reducción de presión en el mismo.



**Fig. 18 Esquema de la válvula limitadora de presión**

**Limitador de flujo:** El limitador de flujo tiene la misión, de evitar el caso poco probable de inyecciones

permanentes en un inyector. Para cumplir esta misión, el limitador de flujo cierra la afluencia al inyector afectado, si se sobrepasa el caudal de extracción máximo.



**Fig. 19 Esquema de limitador de flujo.**

**Estructura:** Consta de un cuerpo con una rosca exterior, para unirlo al Rail y con una rosca exterior para unirlo a los conductos de alimentación de los inyectores. En el interior del limitador de flujo se encuentra un émbolo, presionado por un muelle, en dirección al acumulador o Rail, el cual cierra herméticamente contra la pared del cuerpo; el taladro longitudinal en el émbolo es la comunicación hidráulica entre la entrada y la salida y su diámetro está reducido por su extremo. Esta reducción actúa como un estrangulador con un flujo de paso exactamente definido.

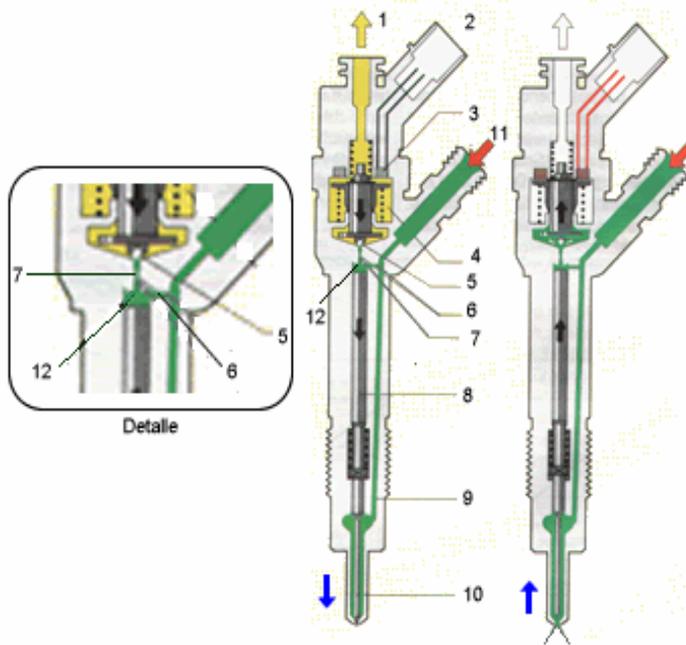
**Funcionamiento:**

Servicio normal: El émbolo se encuentra en su posición de reposo, es decir, contra el tope por el lado del Rail. Al producirse una inyección disminuye ligeramente la presión por el lado del inyector, con lo cual el émbolo se mueve en dirección al inyector. El limitador de flujo compensa la extracción de volumen por parte del inyector, mediante el volumen desalojado por el émbolo, y no por el estrangulador, ya que este es demasiado pequeño para ello. Al final de la inyección se detiene el émbolo sin cerrar el asiento estanco. El muelle lo presiona devolviéndolo a su posición de reposo; a través del estrangulador se produce el paso sucesivo de combustible. Esta posición de reposo se mantiene hasta que se produce la siguiente inyección.

Servicio con anomalía y gran caudal de fuga: Debido al gran caudal de extracción, el émbolo se aparta de su posición de reposo, presionado hasta el asiento estanco en la salida. Se mantiene entonces hasta la parada del motor, en su tope por el lado del inyector, y cierra así la afluencia al inyector.

Servicio con anomalía y pequeño caudal de fuga: Debido al caudal de fuga, el émbolo ya no alcanza su posición de reposo. Después de algunas inyecciones, el émbolo se mueve hasta el asiento estanco en el taladro de salida. También aquí permanece el émbolo hasta la parada del motor en su tope por el lado del inyector y cierra así la afluencia del inyector.

**Inyectores:** El inyector utilizado en los sistemas Common-Rail se activa de forma eléctrica, a diferencia de los utilizados en sistemas convencionales, lo cual posibilita inyecciones más precisas y simplicidad en el sistema de inyección.



**Fig. 20 Esquema de un inyector:**

1.- Retorno de combustible a depósito; 2.- conexión eléctrica 3.- electro válvula; 4.- muelle; 5.- bola de válvula; 6.- estrangulador de entrada; 7.- estrangulador de salida; 8.- émbolo de control de válvula; 9.- canal de afluencia; 10. aguja del inyector; 11.- Entrada de combustible a presión; 12.- cámara de control.

**Estructura:** La estructura del inyector se divide en tres bloques funcionales:

El inyector de orificios.

El servosistema hidráulico.

La electroválvula.

El combustible a alta presión procedente del rail entra por 11 al interior del inyector, para seguir por el canal de afluencia 9, hacia la aguja del inyector 10, así como a través del estrangulador de entrada 6 hacia la cámara de control 12, la cual está unida con el retorno de combustible 1, a través del estrangulador de salida 7 y la electroválvula 3. Cuando la electroválvula 3 no está activada, el combustible que hay en la cámara de control 12, al no poder salir por el estrangulador de salida 7, presiona sobre el émbolo de control 8, que a su vez aprieta la aguja del inyector 10 contra su asiento, por lo que no deja salir combustible y como consecuencia no se produce la inyección. Cuando la electroválvula está activada, entonces se abre y deja paso libre al combustible que hay en la cámara de control. El combustible deja de presionar sobre el émbolo para irse por el estrangulador de salida, hacia el retorno de combustible 1, a través de la electroválvula. La aguja del inyector al disminuir la fuerza del émbolo que la apretaba contra el asiento del inyector, es empujada hacia arriba por el combustible que la rodea, por lo que se produce la inyección.

Como se ve la electroválvula no actúa directamente en la inyección, sino que se sirve de un servomecanismo hidráulico, encargado de generar la suficiente fuerza para mantener cerrada la válvula del inyector, mediante la presión que ejerce sobre la aguja que la mantiene pegada a su

asiento. El caudal de combustible utilizado para las labores de control dentro del inyector retorna al depósito de combustible a través del estrangulador de salida, la electroválvula y el retorno de combustible 1. Además del caudal de control existen caudales de fuga en el alojamiento de la aguja del inyector y del émbolo. Estos caudales de control y de fugas se conducen otra vez al depósito de combustible, a través del retorno de combustible 1, por un conducto colectivo al que están acoplados todos los inyectores y también la válvula reguladora de presión.

**Funcionamiento:** El funcionamiento del inyector puede dividirse en cuatro estados de servicio, con el motor en marcha y la BAP funcionando: 1.-Inyector cerrado (con alta presión presente); 2.-El inyector abre (comienzo de inyección); 3.-Inyector totalmente abierto; 4.-El inyector cierra (final de inyección). Si el motor no está en marcha la presión de un muelle mantiene el inyector cerrado.

Inyector cerrado (estado de reposo): La electroválvula no está activada (estado de reposo), y por lo tanto, se encuentra cerrado el estrangulamiento de salida, que hace que la presión del combustible sea igual en la cámara de control, que en el volumen de cámara de la tobera, por lo que la aguja del inyector permanece apretado sobre su asiento, pues la aguja está presionada por el muelle del inyector, y porque la presión en la cámara de control y en el volumen de cámara de la tobera (que son iguales) actúan sobre áreas distintas. La primera actúa sobre el émbolo de control y la segunda sobre la diferencia de diámetros de la aguja, que es un área menor. El muelle, aunque ayuda, aporta una fuerza muy pequeña.

El inyector abre (comienzo de inyección): El inyector se encuentra en posición de reposo. La electroválvula es activada con la corriente de excitación, que la abre rápidamente. La fuerza del electroimán activado es superior a la fuerza del muelle de válvula, y el inducido abre el estrangulador de salida, pudiendo fluir ahora combustible, saliendo del recinto de control de válvula hacia el recinto hueco situado por encima, y volver al depósito de combustible, a través de los conductos de retorno. El estrangulador de entrada impide una compensación completa de la presión, y disminuye la presión en la cámara de control de válvula. Esto conduce a que la presión en la cámara de control sea menor que la presión existente en la cámara de la tobera. La presión disminuida en la cámara de control de la válvula conduce a una disminución de la fuerza sobre el émbolo de mando, y da lugar a la apertura de la aguja del inyector. Comienza ahora la inyección.

La velocidad de apertura de la aguja del inyector queda determinada por la diferencia de flujo entre el estrangulador de entrada y de salida. El émbolo de mando alcanza su tope superior y permanece allí sobre un volumen de combustible de efecto amortiguador. Este volumen se produce por el flujo de combustible que se establece entre el estrangulador de entrada y de salida. La tobera del inyector está ahora totalmente abierta, y el combustible es inyectado en la cámara de combustión, con una presión que corresponde, aproximadamente, a la presión en el Rail.

El inyector cierra (final de inyección): Cuando deja de activarse la electroválvula, el inducido es presionado hacia abajo por la fuerza del muelle de válvula, y la bola cierra el estrangulador de salida. Al cerrarse el estrangulador de salida se forma de nuevo en el recinto de control, una presión como en el Rail, a través del estrangulador de entrada. Este aumento de presión supone un incremento de fuerza ejercido sobre el émbolo de mando. Esta fuerza del recinto de control de válvula y la fuerza del muelle, superan ahora la fuerza del volumen de la cámara de tobera, y se cierra sobre su asiento la aguja del inyector. La velocidad de cierre de la aguja del inyector queda determinada por el flujo del estrangulador de entrada.

### 1.3.5 Bloques del sistema: Sensores, ECU y actuadores

La regulación electrónica diesel EDC para Common Rail se divide en tres bloques de sistema:

- 1- Sensores y transmisores de valor teórico para registrar las condiciones de servicio y valores teóricos. Estos elementos transforman diversas magnitudes físicas en señales eléctricas.
- 2- La unidad de control para procesar las informaciones conforme a determinados algoritmos de cálculo, para formación de señales eléctricas de salida.
- 3- Actuadores para transformar las señales eléctricas de la salida de la unidad de control UCE, en magnitudes mecánicas.

#### Sensores

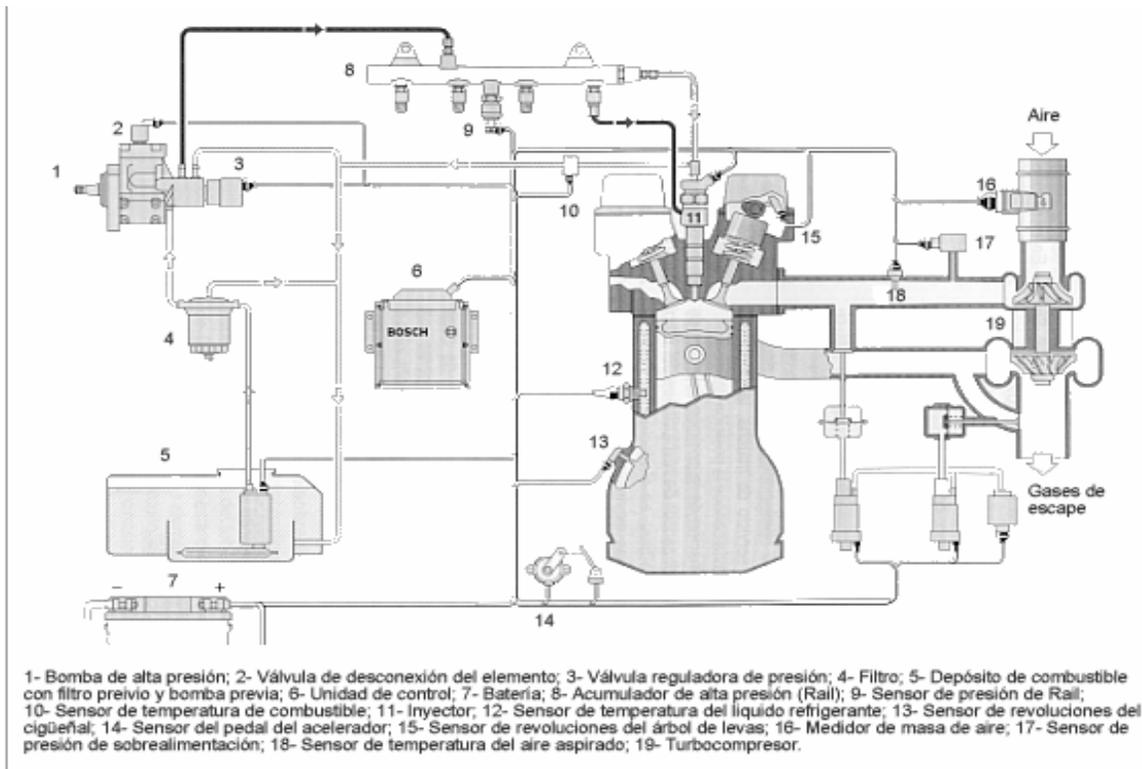
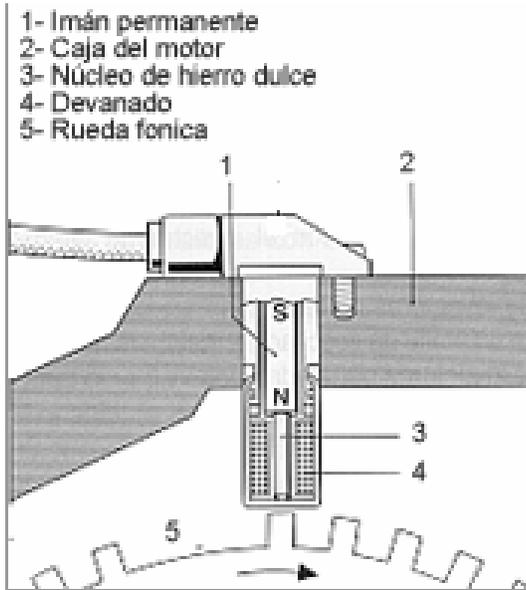


Fig. 21. Disposición de sensores en un sistema Common Rail.

**Sensor de revoluciones del cigüeñal:** La posición del pistón de un cilindro es decisiva para el inicio correcto de la inyección. Un sensor en el cigüeñal suministra información sobre la posición de los pistones de todos los cilindros y posibilita de determine en la UCE la frecuencia de rotación del motor.



En el cigüeñal está instalada una rueda transmisora ferromagnética de 60 dientes, habiéndose suprimido dos dientes. Este vacío entre dientes especialmente grande está en correspondencia con una posición definida del cigüeñal para el cilindro 1. El sensor consta de un imán permanente y de un núcleo de hierro dulce, con un devanado de cobre. Ya que pasan alternativamente por el sensor dientes y huecos entre dientes, varía el flujo magnético y se induce una tensión alterna sinusoidal. La amplitud de la tensión alterna crece al aumentar la frecuencia de rotación.

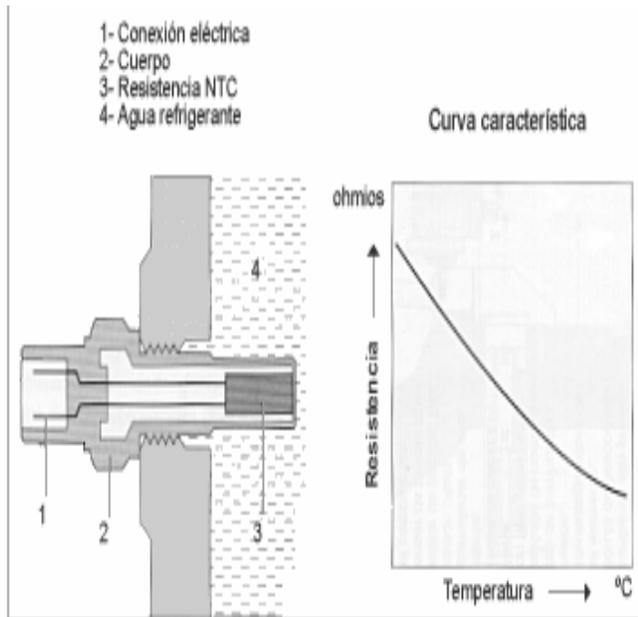
**Fig. 22 Sensor de rpm del cigüeñal.**

**Sensor de revoluciones del árbol de levas:** El árbol de levas gira a la mitad de la velocidad del cigüeñal. Su posición determina si un pistón que se mueve hacia el PMS, se encuentra en la carrera de compresión o en el tiempo de escape. Esta información no puede obtenerse durante el proceso de arranque, a partir de la posición del cigüeñal. Por el contrario, durante el servicio de marcha, la información generada por el sensor del cigüeñal es suficiente para determinar la posición del motor.

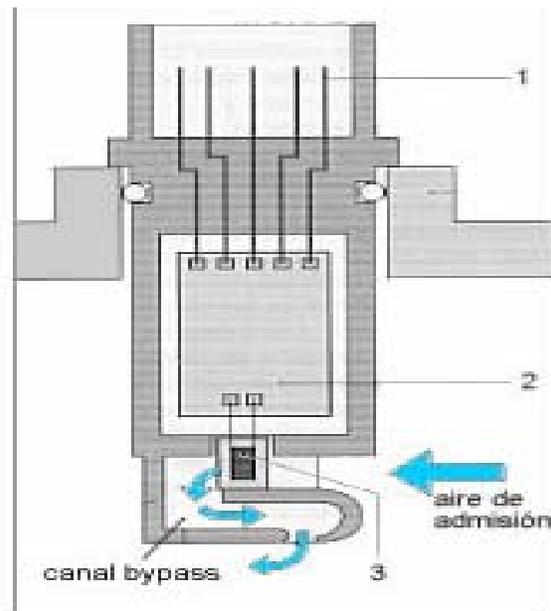
La determinación de la posición del árbol de levas con el sensor de revoluciones se basa en el efecto Hall. Sobre el árbol de levas existe aplicado un diente de material ferromagnético, que gira junto con el árbol de levas. Cuando este diente pasa por las plaquitas semiconductoras atravesadas por corriente del sensor de revoluciones del árbol de levas, su campo magnético orienta los electrones en las plaquitas semiconductoras, perpendicularmente a la dirección del paso de la corriente. Se forma así brevemente una señal de tensión (tensión Hall), que comunica a la unidad de control, que el cilindro 1 se encuentra en este momento en la carrera de compresión.

**Sensores de temperatura:** Los sensores de temperatura se aplican en varios lugares: 1.-En el circuito del líquido refrigerante, para poder determinar la temperatura del motor, a partir de la temperatura del líquido refrigerante; 2.-En el canal de admisión para medir la temperatura del aire aspirado; 3.-En el aceite del motor para medir la temperatura del aceite (opcional); 4.-En el retorno del combustible para medir la temperatura del combustible (opcional). Los sensores tienen una

resistencia dependiente de la temperatura que presenta un coeficiente negativo de temperatura y forma parte de un circuito divisor de tensión, que es alimentado con 5 V.



**Fig. 23 Sensor de temperatura del líquido refrigerante**



**Fig. 24 Medidor de masa de aire de película caliente**

**1-Conexión eléctrica; 2-Electrónica de evaluación (círculo híbrido; 3-Elemento sensor**

La tensión que disminuye a través de la resistencia, se inscribe en un convertidor analógico-digital y representa una medida de la temperatura.

**Medidor de masa de aire de película caliente:** Para poder cumplir los requerimientos de emisión de gases de escape, es necesario, garantizar una adecuada relación aire-combustible. Para ello, se requieren sensores que registren con gran precisión el flujo de aire aspirado, por lo cual no debe estar influida por pulsaciones, reflujos, retroalimentación de gases de escape y un control variable del árbol de levas, ni tampoco por modificaciones de la temperatura del aire aspirado.

Para este fin, en el medidor de masa de aire de película caliente, se extrae calor de un elemento sensor a alta temperatura, mediante transmisión de calor al flujo de masa de aire. El sistema de medición realizado con técnica micro mecánica permite, en combinación con un circuito híbrido, el registro de flujo de masa de aire. Se reconocen los reflujos en caso de un flujo de masa de aire con fuertes pulsaciones. El elemento sensor micro mecánico, está dispuesto en el caudal de flujo del sensor insertable, que puede estar montado en el filtro de aire o dentro del conducto de aire.

La evolución de la señal de tensión en función del flujo de masa de aire, se divide en márgenes de señal para flujo hacia delante y hacia atrás. Para aumentar la precisión de medición, la señal de

medición se refiere a una tensión de referencia emitida por el control del motor. Para la determinación de la temperatura del aire aspirado puede estar integrado un sensor de temperatura.

**Sensor del pedal de suministro de combustible:** Contrariamente a las bombas convencionales, en el sistema EDC, el deseo del conductor se registra con un sensor en el pedal y se transmite a la UCE. En dependencia de la posición del pedal de suministro de combustible, surge en el sensor del pedal una tensión variable, que se registra mediante un potenciómetro. Conforme a una línea característica programada, se calcula la posición del pedal de suministro de combustible a partir de la tensión.

**Sensor de presión de sobrealimentación:** Este sensor está unido reumáticamente al conducto de admisión y mide la presión absoluta en el mismo. El sensor está dividido en una célula de presión, con dos elementos sensores y un recinto para el circuito evaluador. Los elementos sensores y el circuito evaluador se encuentran sobre un sustrato cerámico común.

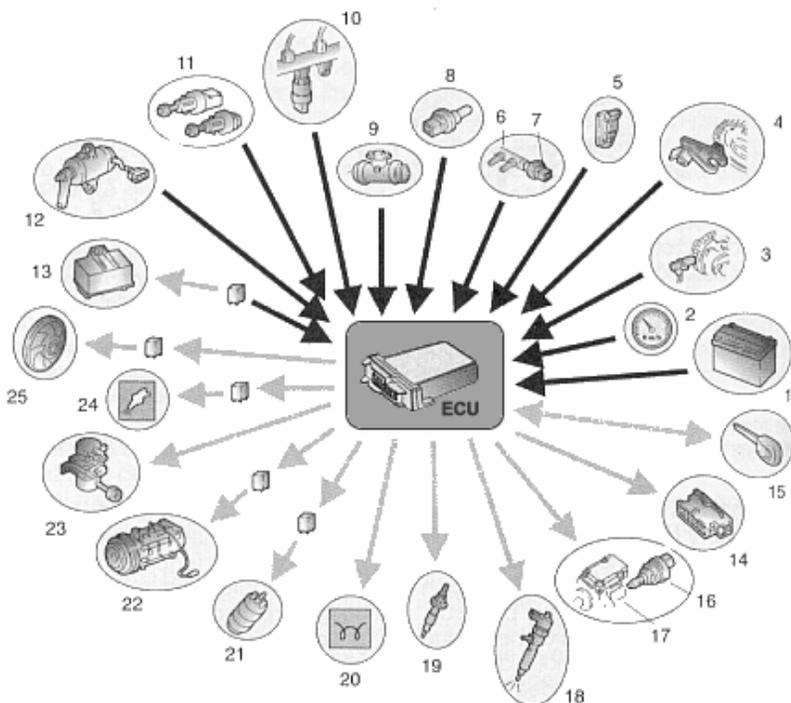
Un elemento sensor consta de una membrana de capa gruesa en forma de campana, que encierra un volumen de referencia con una presión interior determinada. Según cuál sea la magnitud de la presión de sobrealimentación se deforma la membrana. Sobre la membrana hay dispuestas resistencias piezo-resistivas, cuya conductividad varía bajo tensión mecánica. Estas resistencias están conectadas en puente, de tal forma que, una desviación de la membrana conduce a una variación de la adaptación del puente. La tensión del puente es, por tanto, una medida de la presión de sobrealimentación. El circuito evaluador tiene la misión de amplificar la tensión de puente, de compensar influencias y de linealizar la curva característica de presión. La señal de salida del circuito evaluador se conduce a la UCE.

### **Unidad de control (UCE)**

La UCE evalúa las señales de los sensores externos, y las limita al nivel de tensión admisible. Los microprocesadores calculan a partir de estos datos de entrada, y según campos característicos almacenados en memoria, los tiempos de inyección y momentos de inyección y transforman estos tiempos en desarrollos temporales de señal, que están adaptados al movimiento del motor. Debido a la precisión requerida y al alto dinamismo del motor, es necesaria una gran capacidad de cálculo.

Con las señales de salida, se activan las etapas finales que suministran suficiente potencia para los actuadores de regulación de presión del Rail y para la desconexión del elemento, además se activan también actuadores para las funciones del motor. Las etapas finales están protegidas contra cortocircuitos y destrucción, debida a sobrecargas eléctricas. El microprocesador recibe retroinformación sobre anomalías de este tipo, así como sobre cables interrumpidos. Adicionalmente se retransmiten algunas señales de salida, a través de interfaces, a otros sistemas del vehículo. Dentro del marco de un campo de seguridad, la unidad de control supervisa también el sistema de inyección completo. La activación de los inyectores plantea exigencias especiales a las etapas finales. La corriente eléctrica genera en una bobina con núcleo magnético, una fuerza magnética que

actúa sobre el sistema hidráulico de alta presión en el inyector. La activación eléctrica de esta bobina debe realizarse con flancos de corrientes muy pronunciados, para conseguir una tolerancia reducida y una elevada capacidad de reproducción del caudal de inyección. Condición previa para ello, son tensiones elevadas que se almacenan en memoria de la ECU.



**Fig. 25 Esquema de entrada y salida de señales a la ECU.**

1- Batería; 2- Velocímetro; 3- Sensor de rpm del cigüeñal; 4- Sensor de fase; 5- Sensor de sobre presión; 6- Conducto de paso de combustible; 7- Sensor de control de la temperatura del gasóleo; 8- Sensor de la temperatura del liquido refrigerante; 9- Caudalímetro; 10- Rampa de inyección con sensor de presión del combustible; 11- Interruptores del pedal de freno y de embrague; 12- Potenciómetro del pedal de suministro de combustible; 13- Cajetín electrónico de precalentamiento; 14- Toma de

diagnos; 15- Equipo de cierre antirrobo; 16- Regulador de presión en la bomba; 17- Bomba de alta presión; 18- Inyectores; 19- Bujías de espiga incandescente (calentadores); 20- Luz testigo de aviso de calentadores funcionando; 21- Electro bomba de combustible de baja presión; 22- Compresor de AC; 23- Válvula EGR; 24- Luz testigo de funcionamiento del equipo electrónico; 25- Electro ventilador.

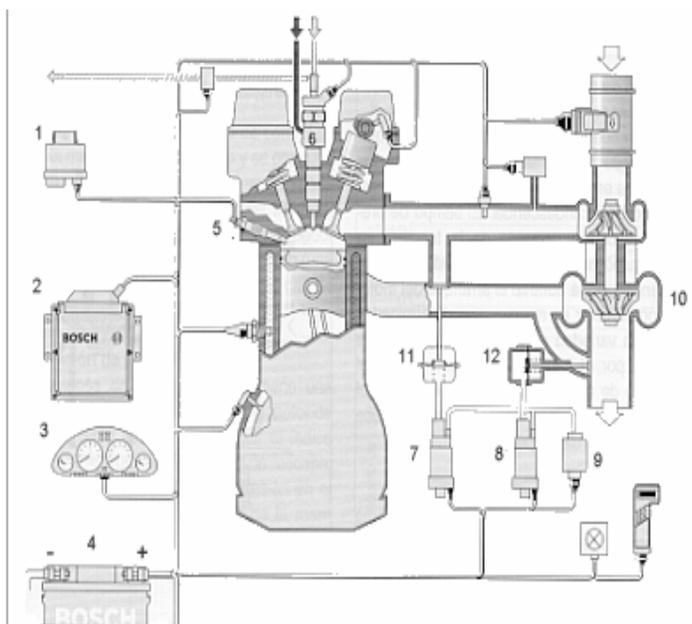
Una regulación de corriente divide la fase de actuación de corriente (tiempo de inyección), en una fase de corriente de excitación y una fase de retención. La regulación debe funcionar con tal precisión, que el inyector funcione en cada margen de servicio inyectado de forma reproducible y debe además reducir la potencia de pérdida en la UCE y en el inyector.

A la UCE se le plantean altas exigencias en lo referente a: 1.-la temperatura del entorno, 2.- la capacidad de resistencia contra productos de servicio (aceite, combustible, etc.); 3.-la humedad del entorno; 4.-solicitaciones mecánicas. Igualmente, son muy altas las exigencias a la compatibilidad electromagnética y a la limitación de la irradiación de señales perturbadoras de alta frecuencia.

**Estructura:** La UCE se encuentra dentro de un cuerpo metálico. Los sensores, los actuadores y la alimentación de corriente, están conectados a la UCE a través de un conector multipolar. Los componentes de potencia, para la activación directa de los actuadores, están integrados en la caja de la UCE, de forma tal, que se garantiza una buena disipación térmica hacia la caja.

### Actuadores.

**Inyector:** Para conseguir un buen comienzo de inyección y un caudal de inyección exacto, en el sistema Common Rail se utilizan inyectores especiales con un servo sistema hidráulico y una unidad de activación eléctrica (electro válvula). Al comienzo de un proceso de inyección, el inyector es activado con una corriente de excitación aumentada, para que la electroválvula abra rápidamente. En cuanto la aguja del inyector ha alcanzado su carrera máxima y está abierta totalmente la tobera, se reduce la corriente de activación a un valor de retención más bajo. El caudal de inyección queda determinado ahora por el tiempo de apertura y la presión en el Rail. El proceso de inyección concluye cuando la electroválvula ya no está activada, cerrándose por tanto.



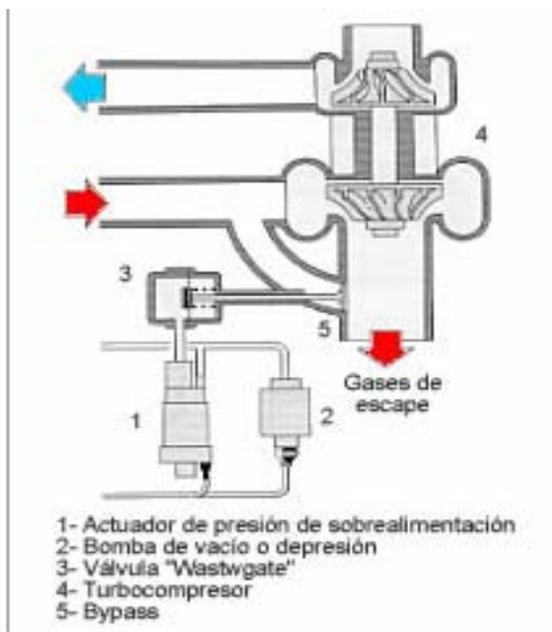
**Fig. 26 Actuadores y otros componentes del sistema Common Rail.**

1-Unidad de control de tiempo de incandescencia; 2-ECU; 3-Cuadro de instrumentos; 4-Batería; 5-Bujía de incandescencia; 6-Inyector; 7-Actuador de retroalimentación de los gases de escape; 8- Actuador de presión de sobrealimentación; 9- Bomba de vacío; 10-Turbocompresor; 11- Válvula EGR; 12-Válvula Wategate.

**Válvula reguladora de presión:** La UCE controla la presión en el Rail, a través de la

válvula reguladora. Cuando se activa la válvula reguladora de presión, el electroimán presiona el inducido contra el asiento estanco y la válvula cierra. El lado de alta presión queda estanco, con relación al lado de baja presión, y por ello, aumenta la presión en el Rail. En estado sin corriente, el electroimán no ejerce fuerza sobre el inducido. La válvula reguladora de presión abre, de forma que una parte del combustible del Rail retorna al depósito de combustible, a través de un conducto colector. La presión en el Rail disminuye. Mediante la activación a intervalos de la "corriente de activación" (modulación de amplitud de impulsos), puede ajustarse variablemente la presión.

**Unidad de control del tiempo de incandescencia:** Para un buen arranque en frío y para mejorar la fase de calentamiento del motor, que incide directamente en la reducción de los gases de escape, es responsable el control de tiempo de incandescencia. El tiempo de pre-incandescencia depende de la temperatura del líquido refrigerante. Las demás fases de incandescencia, durante el arranque del motor o con el motor en marcha, son determinadas por una variedad de parámetros, entre otras cosas, por el caudal de inyección y por la frecuencia de rotación del motor.



### Convertidor electro neumático

Las válvulas de los actuadores de presión de sobrealimentación, de rotación y de retroalimentación de gases de escape (EGR), son accionadas mecánicamente, con ayuda de vacío o sobre presión. Para ello, la UCE genera una señal eléctrica que es trasformada por un convertidor electro-neumático en una sobre presión o depresión.

**Fig. 27 Actuador de presión de sobrealimentación.**

Actuador de presión de sobrealimentación: Los motores de turismo con turbo compresión por gases de escape, tienen que alcanzar un elevado par motor, incluso a

bajas frecuencias de rotación. Por este motivo, el cuerpo de la turbina está dimensionado para un flujo pequeño de gases de escape. Para que la presión de sobrealimentación no aumente excesivamente, en caso de flujos mayores, debe desviarse una parte de los gases de la turbina por medio de un by-pass (Wastegate). El actuador de presión de sobrealimentación modifica para ello la apertura mayor o menor de la válvula de bypass dependiendo de la frecuencia de rotación del motor, del caudal de inyección, etc. En lugar de la válvula de bypass, puede utilizarse también una turbina de geometría variable (VTG). Esta modifica el ángulo de incidencia los gases de escape en la turbina, e influye así en la presión de sobrealimentación.

Actuador de rotación: El control de rotación, sirve para evaluar el movimiento de giro del aire aspirado. La rotación del aire se genera casi siempre mediante canales de entrada de forma espiral y tiene gran incidencia en la calidad de formación de la mezcla y por tanto de la combustión. La rotación puede regularse con la ayuda de un actuador de rotación (mueve una corredera) en el área de la válvula de actuación.

Actuador de retroalimentación de los gases de escape: En la retroalimentación de los gases de escape, se conduce una parte de los gases de escape a la admisión del motor. Hasta un cierto grado, una parte de los gases residuales puede repercutir positivamente sobre la transformación de energía, reduciendo la emisión de contaminantes. Dependiendo del punto de servicio, la masa aspirada de aire/gas, se compone de gases de escape hasta un 40%.

Para la regulación, en la UCE se mide la masa real de aire fresco y se compara con un valor teórico de masa de aire, en cada punto de servicio. La señal generada, abre el actuador de retroalimentación

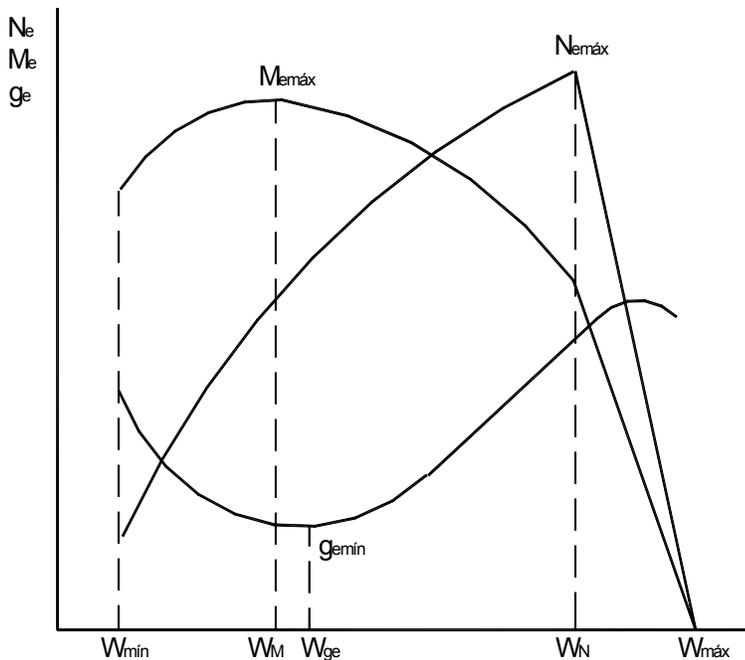
de gases de escape, de forma que pasen gases de escape a través de la válvula EGR del colector de escape, a la admisión del motor.

Hemos limitado nuestro estudio al Common Rail, y dentro del mismo a las variantes más conocidas o utilizadas. De igual forma, al referirnos a los sistemas hemos centrado el estudio a lo más utilizado, pues la temática es muy amplia, las variantes muchas y algunas perduran poco en el tiempo, y este capítulo, ya de hecho extenso, pudiera salirse de los rangos permisibles.

## 1.4. Las características exteriores de velocidad en motores convencionales.

### 1.4.1 Las características exteriores de velocidad en motores convencionales. Su importancia y utilidad.

Las características exteriores de velocidad de los motores de combustión interna son dependencias que consideran la relación entre la potencia efectiva, el torque o momento torsor efectivo, el consumo específico de combustible y la frecuencia de rotación del cigüeñal del motor, para máximo suministro de combustible, es decir, para máxima carga.



En la figura 28 está representada la característica exterior de velocidad de un MCI, se señalan los siguientes puntos característicos: frecuencia de rotación mínima y máxima ( $W_{\text{mín}}$ ,  $W_{\text{máx}}$ ), momento torsor máximo ( $M_{e\text{máx}}$ ), potencia máxima ( $N_{e\text{máx}}$ ) y consumo específico mínimo ( $g_{e\text{mín}}$ ). Las frecuencias de rotación que se corresponden con los parámetros  $N_{e\text{máx}}$ ,  $M_{e\text{máx}}$  y  $g_{e\text{mín}}$ , se han señalado por  $W_{\text{n}}$ ,  $W_{\text{m}}$  y  $W_{\text{ge}}$  respectivamente.

**Fig. 28 Característica exterior de velocidad de un MCI**

Las características en los motores convencionales han ido evolucionando, en la medida en que se perfeccionan las tecnologías. Anteriormente, por ejemplo, el valor de frecuencia de rotación donde se alcanzaba del consumo específico mínimo estaba próximo a la potencia máxima, en los motores actuales está cerca de la frecuencia de rotación para torque máximo, de tal forma se revoluciona menos el motor en el proceso de impulso. Han variado igualmente los indicadores del motor, pues tanto en los motores de carburación como en los diesel convencionales (que no son de inyección

electrónica o Common Rail) se han introducido elementos de control electrónico, en alguno que otro proceso.

Las características exteriores de velocidad representan las máximas potencialidades de trabajo del motor, de ahí su importancia, a pesar de que el trabajo del vehículo con el motor en máximo suministro de combustible, no sea un régimen de trabajo frecuente. Se utilizan por tal razón en un sinnúmero de cálculos de ingeniería, entre otros, para la determinación de las cualidades dinámicas de los vehículos, para la determinación del consumo, para el análisis de posibles remotorizaciones y para la modelación de los ciclos de viaje.

Las características exteriores de velocidad se determinan en ensayos en bancos de prueba de motores, bajo determinadas normas que prescriben los requisitos del ensayo, o de forma teórica. Las diferencias existentes entre unas normas y otras de ensayo, las cuales pueden contemplar el uso de sistemas centralizados de refrigeración del motor, la desconexión del alternador, el eliminar el filtro de aire, y otras, dan como resultado, que los datos que oferta el fabricante sobre la potencia y torque efectivos, se diferencien de los que entrega el motor instalado. De ahí, que en función de la norma empleada se recomienden factores de corrección ( $K_c$ ) para afectar los datos que ofrece el fabricante (Ver tabla 1.1)

**TABLA 1.1 VALORES NORMADOS DE  $K_c$**

Tipo de norma:	$K_c$
GOST (Rusia y Europa del Este)	0.93-0.95
DIN (Alemania)	0.95-0.96
SAE (Estados Unidos)(vieja)	0.86-0.88
SAE (Estados Unidos) (nueva)	0.95-0.96
ISO (Japón)	0.95-0.96

#### 1.4.2 La determinación teórica de las características exteriores de velocidad en motores diesel convencionales.

Las expresiones más utilizadas para la determinación teórica de la característica exterior de velocidad son las siguientes:

$$N_{ex} = N_{emax} \cdot \left[ C_1 \cdot \left( \frac{W_x}{W_N} \right) + C_2 \cdot \left( \frac{W_x}{W_N} \right)^2 - C_3 \cdot \left( \frac{W_x}{W_N} \right)^3 \right], \text{ (kW)} \quad (1.1)$$

donde:  $N_{em\acute{a}x}$ ,  $W_N$  - potencia máxima y frecuencia de rotación para potencia máxima. Ambos datos acompañan la documentación técnica del motor.

$N_{ex}$  - es la potencia para una frecuencia de rotación  $W_x$  del motor.

$C_1, C_2, C_3$  - son coeficientes empíricos que dependen del tipo de motor (Expresiones 1.5-1.6).

De esta forma, el torque para una frecuencia de rotación  $W_x$  del cigüeñal del motor:

$$M_{ex} = \frac{N_{ex} \cdot 10^3}{W_x} = M_{eN} \cdot \left[ C_1 + C_2 \cdot \left( \frac{W_x}{W_N} \right) - C_3 \cdot \left( \frac{W_x}{W_N} \right)^2 \right], \text{ (N.m)} \quad (1.2)$$

$$M_{eN} = \frac{N_{emáx} \cdot 10^3}{W_N}$$

donde:  $M_{eN}$  – torque para potencia máxima en característica exterior.

$M_{ex}$  - es el torque para una frecuencia de rotación  $W_x$  del motor.

Para determinar el consumo específico de combustible:

$$g_{ex} = g_{eN} \cdot \left[ C_4 - C_5 \cdot \left( \frac{W_x}{W_N} \right) + C_6 \cdot \left( \frac{W_x}{W_N} \right)^2 \right] \quad (\text{g/kW.h}) \quad (1.3)$$

donde:  $g_{ex}$  - consumo específico para una  $W_x$  determinada.

$g_{eN}$  - consumo específico para  $N_{e máx}$ . Es un dato de la documentación técnica.

$C_4, C_5, C_6$  - son coeficientes empíricos que dependen del tipo de motor (Tabla 2).

**Tabla 1.2 Coeficientes empíricos para la determinación del consumo específico del motor.**

Motor	$C_4$	$C_5$	$C_6$
Carburación	1,20	1,00	0,80
Diesel de 2t.	1,55	1,55	1,00
Diesel de 4t.			
-Inyección Directa	1,55	1,55	1,00
-Precámara.	0,35	1,35	1,00
-Cámara de Turbulencia	1,20	1,20	1,00

La determinación de los coeficientes  $C_1, C_2$  y  $C_3$  también se realiza por tablas, pero estas no brindan resultados confiables, por ello las excluimos, y nos limitaremos a mostrar las ecuaciones que posibilitan determinar estos coeficientes.

Para la determinación de los coeficientes  $C_1, C_2$  y  $C_3$  en los motores equipados con limitadores o reguladores de la frecuencia de rotación, se pueden utilizar las siguientes ecuaciones:

Según Aragón:

$$C_1 = \frac{E \cdot e_n - 3e_n + 2}{(e_n - 1)^2}; C_2 = \frac{3e_n^2 - 2e_n \cdot E - 1}{(e_n - 1)^2}; C_3 = \frac{2e_n^2 - E \cdot e_n - e_n}{(e_n - 1)^2} \quad (1.4)$$

Según Litvinov:

$$C_1 = 1 - \frac{A_{Me}}{100} \cdot \frac{e_n \cdot (2 - e_n)}{(e_n - 1)^2}; \quad C_2 = 2 \cdot \frac{A_{Me}}{100} \cdot \frac{e_n}{(e_n - 1)^2}; \quad C_3 = \frac{A_{Me}}{100} \cdot \left( \frac{e_n}{e_n - 1} \right)^2 \quad (1.5)$$

Para motores que no poseen limitadores o reguladores se utilizan las siguientes ecuaciones:

$$\text{Según Litvinov: } C_1 = 2 - \frac{25}{A_{Me}}; \quad C_2 = \frac{50}{A_{Me}} - 1; \quad C_3 = \frac{25}{A_{Me}} \quad (1.6)$$

No se emplean las ecuaciones propuestas por Aragón, pues dan iguales resultados que las propuestas por Litvinov, según demuestra en su trabajo de diploma Aranzola Rodríguez (2008)

$$A_{Me} = \frac{(M_{emax} - M_{eN}) \cdot 100}{M_{eN}} = \left( \frac{M_{emax}}{M_{eN}} - 1 \right) \cdot 100 = (e_M - 1) \cdot 100$$

$$e_n = \frac{W_N}{W_M} \quad e_M = \frac{M_{emax}}{M_{eN}}$$

donde:  $A_{Me}$ -es el coeficiente de adaptabilidad del motor

$e_n, e_M$  - coeficientes de elasticidad de frecuencia de rotación y torque, respectivamente

Si bien, estas expresiones brindan resultados aproximados, no fueron realizadas en la actual etapa, por lo cual, aún en los motores convencionales, no brindan un elevado grado de exactitud en todo el rango de frecuencias de rotación, siendo más acertadas para algunos valores característicos, como por ejemplo el torque máximo. Esto nos indica una posible vía de trabajo investigativo, pero para ello hace falta contar con un número apreciable de características exteriores de velocidad de los motores actuales, que es lo que dificulta el desarrollo del trabajo.

Para la determinación teórica de la característica exterior de velocidad es necesario tener en cuenta, que los resultados de muchos cálculos dinámicos y de coeficientes que evalúan el funcionamiento del motor, van a depender de la definición exacta de la característica exterior, por tanto, es necesario establecer con exactitud el rango de trabajo del motor. La  $W_{\min}$  es la mínima frecuencia de rotación del cigüeñal para la cual el motor trabaja establemente bajo carga total, y no debe confundirse con la frecuencia de rotación en ralentí. Pérez Gálvez (2008) definió una expresión para la determinación de la velocidad mínima estable de movimiento, la cual es diferente para cada relación de transmisión conectada en el vehículo.

$$a_v \cdot V_{\min}^3 + b_v \cdot V_{\min}^2 + c_v \cdot V_{\min} + d_v = 0 \quad (1.7)$$

Donde:

$$a_v = -\frac{3.7515}{G} \cdot \left( \frac{M_{eN} \cdot C_3 \cdot \chi}{r_d \cdot i_{ci} \cdot V_{Ni}^2} + K \cdot F \right)$$

$$b_v = 3.7515 \cdot \left( \frac{M_{eN} \cdot C_2 \cdot \chi}{G \cdot r_d \cdot i_{ci} \cdot V_{Ni}} - 9 \cdot 10^{-5} \right) - \frac{0.4147}{G} \cdot \left( \frac{M_{eN} \cdot C_3 \cdot \chi}{r_d \cdot i_{ci} \cdot V_{Ni}^2} - K \cdot F \right)$$

$$c_v = 3.7515 \cdot \left( \frac{M_{eN} \cdot C_1 \cdot \chi}{G \cdot r_d \cdot i_{ci}} - 2 \cdot 10^{-3} \right) + 0.4147 \cdot \left( \frac{M_{eN} \cdot C_2 \cdot \chi}{G \cdot r_d \cdot i_{ci} \cdot V_{Ni}} - 9 \cdot 10^{-5} \right)$$

$$d_v = 0.4147 \cdot \left( \frac{M_{eN} \cdot C_1 \cdot \chi}{G \cdot r_d \cdot i_{ci}} - 2 \cdot 10^{-3} \right) - 1$$

Una vez determinada la velocidad mínima estable de movimiento, la frecuencia de rotación mínima

estable se determina, según:  $W_{mín} = \frac{V_{mín}}{r_d \cdot i_{ci}}$

donde: K, F-coeficiente aerodinámico y área frontal proyectada del vehículo, respectivamente

$V_{Ni}$  – es la velocidad del vehículo en la marcha conectada, cuando el motor gira a la frecuencia de rotación  $W_M$

$r_d$  – es el radio dinámico de la rueda del vehículo, o sea, el radio de la rueda deformada en movimiento, en m

$i_{ci}$  – es la relación de transmisión total en la marcha conectada en el vehículo

G – es el peso total del vehículo, en N

$\chi$  - es un término que forma parte de la determinación de la eficiencia del sistema de transmisión.  $\chi = 0.98^k \cdot 0.97^l \cdot 0.995^m \cdot 0.997^n$

k, l, m y n –son indicadores que toman en cuenta el número de pares engranados cilíndricos transmitiendo potencia, el número de pares engranados cónicos, el número de transmisiones cardánicas y el número de cojinetes accionados en la transmisión de potencia.

Con el aumento de la frecuencia de rotación, el  $M_e$  y la  $N_e$  se incrementan y alcanzan sus valores máximos para frecuencias de rotación  $W_M$  y  $W_N$ , respectivamente. Para  $W > W_N$  la  $N_e$  disminuye y se incrementan las cargas dinámicas que actúan sobre las piezas del mecanismo biela-manivela, por eso se trata de que la  $W_{máx}$  no sobrepase la  $W_N$  en más de un 10-20 %.  $W_{máx} = (1.1-1.2) \cdot W_N$

### 1.5. Las características exteriores de velocidad en los motores Common Rail y sus diferencias respecto a las de los motores convencionales.

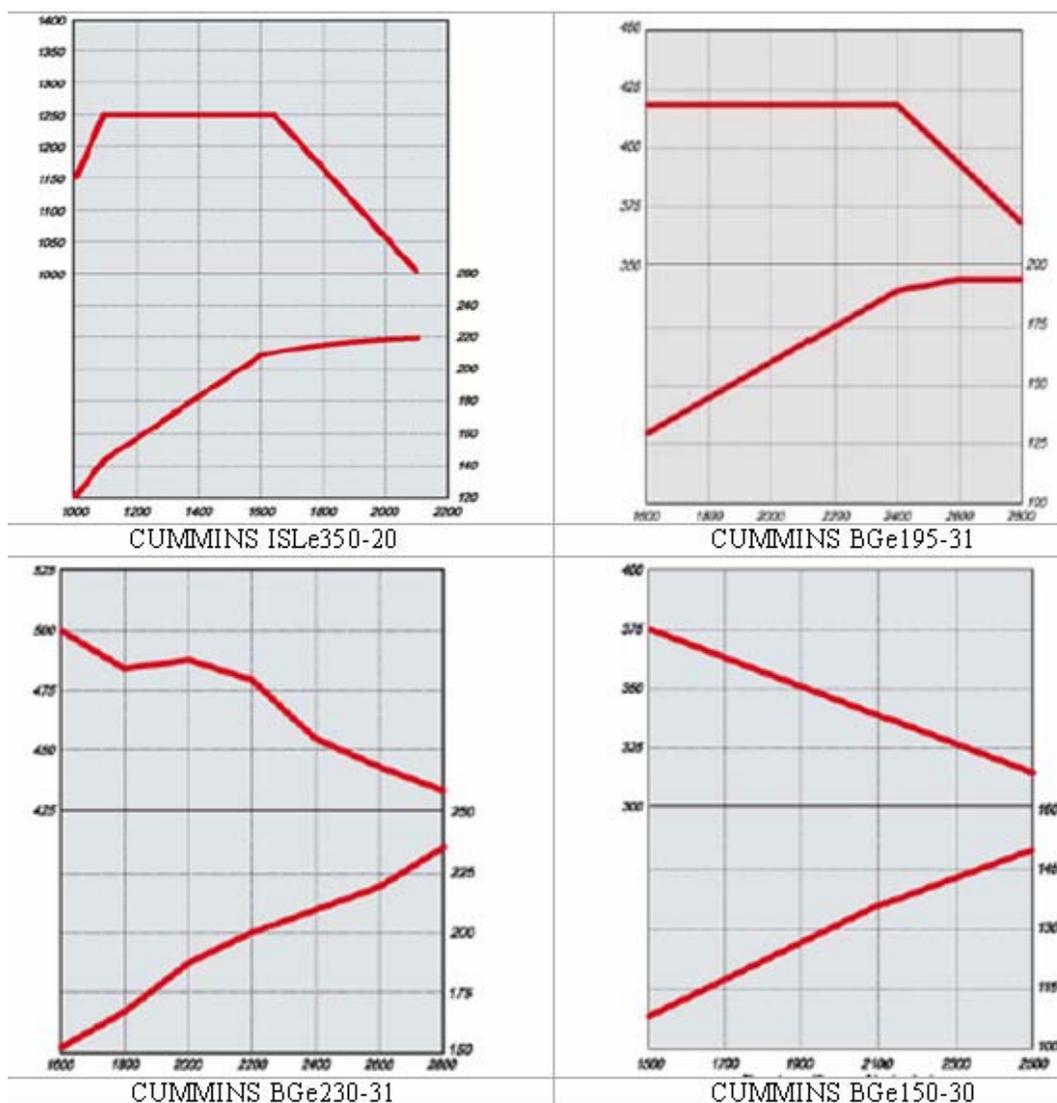
Los motores Common Rail, poseen características que los diferencian notablemente de los diesel convencionales, destaquemos algunas de ellas:

- Sus presiones de inyección son independientes de la frecuencia de rotación del motor, lo cual logran con el denominado “Conducto Común”, que le da la denominación a estos motores de Common Rail.
- Sus presiones de inyección son mucho más elevadas que en los motores convencionales. En estos últimos las presiones oscilan entre 70-220 kg/cm<sup>2</sup>, mientras que en el Common Rail son presiones de alrededor de los 1200 kg/cm<sup>2</sup>. Ello favorece el grado de pulverización, la evaporación más rápida del combustible y la reducción del tiempo de demora a la autoinflamación, reduciendo el golpe diesel, o sea, la rigidez del motor, y por consiguiente, también el ruido durante el funcionamiento.
- La apertura y cierre del inyector se realiza electrónicamente, gobernada por una ECU, que toma decisiones a partir de toda una serie de sensores, entre ellos los del conducto de escape, lo cual hace la entrega de combustible más oportuna y más exacta.
- La inyección puede producirse hasta en tres momentos: una pre-inyección, que eleva la temperatura y presión en el interior de la cámara de combustión, y que reduce por tanto el tiempo de demora; la inyección fundamental, que ahora con la pre-inyección transcurre de mejor forma; y en ocasiones una post-inyección.
- Todo lo anterior contribuye a un incremento notable de la eficiencia, de los indicadores de salida del motor y a una reducción de las emisiones contaminantes.
- Utilizan un mismo motor, para satisfacer un rango amplio de potencias determinadas, para satisfacer diferentes exigencias en vehículos diferentes, lo cual logran con la regulación de la entrega cíclica de combustible. Esto mejora la intercambiabilidad de piezas y facilita el propio proceso de fabricación.
- Las características exteriores de velocidad que se obtienen, en un mismo motor, pero con diferente regulación de la entrega, a diferencia del diesel convencional, donde las características parciales son prácticamente paralelas, en el Common Rail, presentan entre una y otra diferencias significativas.

Ahora bien, se hace extremadamente difícil en cada motor, conocer las particularidades del sistema electrónico de control de la inyección, que funciona a través de la ECU. Esto trae como consecuencia que las características difieran notablemente unas con respecto a otras, de tal modo, que se hace imposible encontrar una ecuación o un conjunto de ecuaciones que puedan definir el comportamiento general de los Common Rail. De más está decir, que las ecuaciones que definen el comportamiento de los diesel convencionales, si en estos deben mejorarse para los motores actuales, en el caso de los Common Rail se obtienen errores significativos, sobre todo en las bajas frecuencias de rotación, donde la eficiencia de la combustión del diesel convencional decae, producto de la dependencia de la

presión de inyección con la frecuencia de rotación, lo que hace que la calidad de pulverización en estas condiciones empeore notablemente, lo cual no sucede en el Common Rail.

A continuación a manera de ejemplo, se muestran 4 características exteriores de velocidad de motores Common Rail, con notables diferencias de comportamiento, respecto a otros motores del mismo tipo.



**Fig. 29 Características exteriores de velocidad de 4 modelos de Common Rail de la firma Cummins**

### 1.6. El consumo específico de combustible.

#### 1.6.1 El consumo específico dentro de la característica exterior de velocidad.

El consumo específico de combustible es un elemento fundamental dentro de la característica exterior de velocidad, y dentro de esta, sirve para valorar comparativamente las cualidades de consumo de dos motores diferentes. Si bien el trabajo del motor se realiza fundamentalmente a cargas parciales,

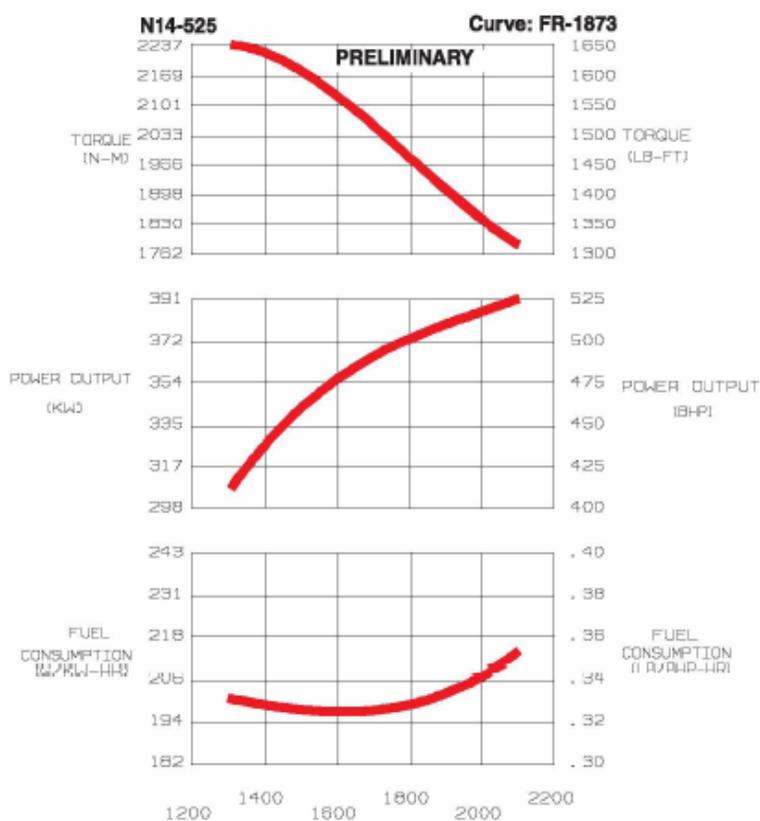
## Capítulo I: Estudios documentales

la determinación del consumo específico a carga parcial parte del conocimiento del consumo específico mínimo o del consumo específico a potencia máxima en característica exterior de velocidad, lo que refuerza la importancia de su determinación en característica exterior.

Dadas por conocidas las dificultades que se expresaron acerca de la determinación teórica de las características exteriores de velocidad de potencia y torque, hay que señalar que son más críticas en el caso del consumo específico de combustible, pues en el caso de los coeficientes  $C_3$ ,  $C_4$  y  $C_5$  sólo existen tablas, y su fecha de determinación es anterior a las de los coeficientes  $C_1$ ,  $C_2$  y  $C_3$ .

Los valores de consumo recorrido, consumo recorrido específico o consumo unitario difieren significativamente de los reales cuando se parte de los valores de consumo específico en característica exterior determinados por la expresión (1.3). Por ejemplo: la curva de consumo

recorrido teórica muestra valores mínimos en el caso del diesel para valores adecuados de velocidad de movimiento, cuando en realidad las curvas de consumo recorrido en el diesel carecen de mínimo pues son totalmente ascendentes. De forma similar ocurre en gasolina, sólo que en este caso el consumo recorrido real se alcanza pero a muy bajas velocidades, muy distantes de las velocidades que ofrecen el mínimo determinadas por vía teórica.



**Fig. 30 Característica exterior de velocidad de un Cummins N-14**

No se aprecia en las característica exterior de consumo específico de combustible

una diferencia muy notoria con respecto a los convencionales, al menos en la forma, pues de hecho en sus valores si existe diferencia, por las mejoras en el funcionamiento del motor, que implican la introducción de todas estas tecnologías. Veamos por ejemplo, la característica exterior de velocidad de un motor Cummins N-14, que es un motor con control electrónico de la inyección.

Note que aunque hay una diferencia significativa con la curva de torque de los motores convencionales, al menos en la forma, no hay diferencias notorias en la forma de la curva de consumo específico.

### 1.6.2 Su determinación teórica: trabajos precedentes.

No aparecen con frecuencia en la literatura trabajos que aborden la determinación teórica del consumo específico de combustible en característica exterior. Salvo la ecuación que describe el consumo específico de combustible en característica parcial, que aparece en los textos de Litvinov (1989) e Ilarionov (1985) no se encuentran referencias válidas:

$$g_e = g_{eN} \cdot K_A \cdot K_n \quad (1.8)$$

Donde:  $g_{eN}$  –es el consumo específico de combustible para potencia máxima, g/kW.h

$K_A$  –coeficiente que toma en cuenta la incidencia del coeficiente de aprovechamiento de la carga (A) en el consumo específico.

$K_n$  –coeficiente que toma en cuenta la incidencia del régimen de velocidad en el consumo específico.

$$K_A = 1.7977 \cdot A^3 + 1.8734 \cdot A^2 - 6.2614 \cdot A + 3.6189 \quad (\text{Diesel}) \quad (1.9)$$

$$K_A = 2.0128 \cdot A^3 + 0.1189 \cdot A^2 - 3.8566 \cdot A + 2.7345 \quad (\text{Gasolina}) \quad (1.10)$$

$$K_n = 0.2991 \cdot \left(\frac{\omega_x}{\omega_N}\right)^3 + 0.03 \cdot \left(\frac{\omega_x}{\omega_N}\right)^2 - 0.53 \cdot \left(\frac{\omega_x}{\omega_N}\right) + 1.2025 \quad (1.11)$$

Siendo:  $A = \frac{N_{enec}}{N_{ex}} = \frac{M_{enec}}{M_{ex}} = \frac{P_{mec}}{P_{tx}}$  el coeficiente de aprovechamiento de la potencia.

El resto de las propuestas son muy teóricas, pues hacen depender el consumo específico del valor calórico del combustible ( $H_u$ ), de la presión media efectiva del motor ( $p_{me}$ ), de la eficiencia efectiva del motor ( $\eta_e$ ), la cilindrada ( $V_h$ ) y otras. Son más abundantes las expresiones para el cálculo teórico del consumo recorrido y otros indicadores. De tal forma Gavarushenko (1984) propone 2 expresiones:

$$Q = g_e \cdot N_e = \frac{29.9 \cdot 10^{-3} \cdot V_h \cdot n \cdot p_{me}}{H_u \cdot \eta_e} \quad (1.12)$$

Donde : n -es la frecuencia de rotación del motor, en rpm

$$Q = \frac{1}{\eta_i} \left[ \frac{A_Q}{i_{si}} + \frac{B_Q \cdot v}{i_{si}^2} + C_Q \cdot (G \cdot \psi + 0.77 \cdot K \cdot v^2) \right] \quad (1.13)$$

$$\text{donde: } A_Q = \frac{365 \cdot V_h \cdot i_m}{H_u \cdot \rho_c \cdot r_d}; \quad B_Q = \frac{11.6 \cdot V_h \cdot S_p}{H_u \cdot \rho_c \cdot r_d^2 \cdot i_m^2}; \quad C_Q = \frac{99.5}{H_u \cdot \rho_c \cdot \eta_0}$$

Donde:  $A_Q, B_Q, C_Q$  –coeficientes del modelo

$i_{si}, i_m$  –es la relación de transmisión de la caja de velocidad y del puente motriz, respectivamente.

v- es la velocidad de movimiento del vehículo, en m/s

$\eta_i$  –es la eficiencia indicada

$\rho_c$  – es la densidad del combustible, en kg/l

$\psi$  -es el coeficiente de resistencia al camino

$\eta_o$  –es la eficiencia mecánica de la transmisión.

$S_p$  –es la carrera del pistón, en m

Si bien se muestran diferentes factores influyentes en el consumo, entre ellos: a).- la construcción del motor, a través de la cilindrada ( $V_h$ ), la carrera del pistón ( $S_p$ ) y el rendimiento indicado ( $\eta_i$ ); b).- el tipo y marca del combustible a través de la densidad ( $\rho_c$ ) y el valor calórico ( $H_u$ ); c).-la construcción del vehículo a través de  $r_d$ ,  $i_{ci}$ ,  $G$ ,  $\eta_o$ , y  $K_{aer}$ ; d).-las condiciones de explotación a través de  $\psi$  y la velocidad, es necesario asumir tantos valores que le resta exactitud a la determinación.

Litvinov por su parte propone una ecuación para determinar Q en un tramo determinado  $S_i$ , recorrido en un tiempo  $t_i$ :

$$Q = a_{Qc} \cdot \frac{G}{g} \cdot \delta_i \cdot \left( \frac{v_f - v_o}{a_i} - \frac{b_i}{2 \cdot a_i^2} \cdot \ln \left| \frac{a_i \cdot v_f^2 + b_i \cdot v_f + c_i}{a_i \cdot v_o^2 + b_i \cdot v_o + c_i} \right| \right) + t_i \cdot \left( c_{Qc} + a_{Qc} \cdot \frac{b_i^2 - 2 \cdot a_i \cdot c_i}{2 \cdot a_i^2} \right) + b_{Qc} \cdot S_i \quad (1.14)$$

Donde:  $a_i$ ,  $b_i$ ,  $c_i$  –son coeficientes experimentales. Para diesel:  $a_i = 0.36$ ;  $b_i = 0.44$ ;  $c_i = 0.2$

$a_{Qc}$ ,  $b_{Qc}$ ,  $c_{Qc}$  –coeficientes productos de la modelación.

$v_f$ ,  $v_o$  –velocidades final e inicial en el tramo

La dificultad radica en que deja la ecuación planteada, pero no especifica las ecuaciones que definen los coeficientes  $a_{Qc}$ ,  $b_{Qc}$ ,  $c_{Qc}$ .

Como puede apreciarse la necesidad del trabajo en esta dirección, es decir, en la definición de ecuaciones que representen el consumo específico de combustible tanto para los nuevos motores diesel, como para los convencionales, es una temática de interés y de importancia en el campo de la ingeniería en el transporte.

### 1.7. Conclusiones parciales del 1er capítulo.

- Los motores diesel han experimentado importantes modificaciones constructivas, tanto en los motores convencionales como en los denominados Common Rail, las cuales han posibilitado el mejoramiento significativo de los indicadores de salida de estos tipos de motores.
- Las modificaciones constructivas en los nuevos motores, la introducción de las NTIC para el perfeccionamiento de su funcionamiento y el mejoramiento de su eficiencia se reflejan el comportamiento de estos motores ante los requerimientos de carga y en sus curvas características, en específico en las características exteriores de velocidad, no solo desde el punto de vista cuantitativo, sino incluso en la forma de estas características, que las diferencian notablemente de los motores convencionales.

- Existen en la literatura expresiones que posibilitan la determinación teórica de las características exteriores de velocidad, creadas ya hace varias décadas para los motores convencionales, es este el motivo por el cual las mismas no responden a las modificaciones introducidas en los nuevos motores diesel.
- En el caso del consumo específico las expresiones más actuales están referidas a parámetros que no garantizan la exactitud de los cálculos, por la necesidad de asumir parámetros muy generalmente definidos para los motores diesel, y las expresiones más adecuadas, expresadas a través de parámetros más específicos, suministrados generalmente por el fabricante, son aún más antiguas que las referidas a la potencia y al torque.
- Dando como un hecho la importancia de la determinación teórica de las características exteriores de velocidad de consumo específico, la inexistencia de expresiones que posibiliten su determinación en la literatura, para los motores actuales, le concede especial importancia al trabajo que se pretende desarrollar, y le confiere a sus resultados la connotación de novedad científica.

## CAPITULO 2: METODOLOGÍA DE TRABAJO

### 2.1. Introducción

En este capítulo se aborda, como su nombre lo indica, la metodología de trabajo. En primer lugar, se define la posibilidad de desarrollo del trabajo, en función de las bases de datos de características exteriores encontradas en Internet y las variantes de motores predominantes en los motores modernos. En segundo lugar se define la metodología de trabajo a seguir para el procesamiento matemático de la base de datos y la definición de las variantes de modelos que brindan mayor exactitud, dentro de los marcos que impone el trabajo de diploma.

### 2.2. Posibilidad de desarrollo del trabajo

La búsqueda de datos técnicos de vehículos indica que:

Abundan los sitios WEB que ofertan datos técnicos de vehículos ligeros[4], no así en el caso de los vehículos pesados que: por venderse muchas veces en lotes de vehículos, las entidades comercializadoras tratan de adecuar las características técnicas de los vehículos a las condiciones de explotación a que serán explotados, para lo cual utilizan software especializados, o simplemente comercializan los manuales de datos técnicos de los mismos con sus múltiples posibilidades de formación.

Aún en el caso de los vehículos ligeros, generalmente los sitios no cuentan con todos los datos técnicos necesarios que posibiliten realizar por vía teórica el análisis dinámico y de consumo, lo que obliga a la búsqueda de más de un sitio para el completamiento de los mismos.

Sólo en raras ocasiones los sitios muestran las características exteriores de velocidad de algún motor, aún en sitios oficiales de marcas específicas de motores, por lo que generalmente hay que buscarlas en artículos técnicos o en sitios muy especializados. Pero aún cuando se encuentran las características exteriores de velocidad, en muchos casos no cuentan con la dependencia del consumo específico de combustible.

La posibilidad de realizar un trabajo que contemple la definición de las expresiones que posibiliten la determinación teórica de las características exteriores de los nuevos motores, va a depender en primera instancia, de la posibilidad de contar con un número de características exteriores de motores del tipo dado, que posibilite, desde el punto de vista estadístico, justificar el análisis.

Para el presente trabajo se obtuvo una base de datos de 46 motores, básicamente de las firmas: CUMMINS, ISUZU, DEUTZ y la serie FDC. La base de datos, si bien no es extensa, dadas las dificultades apuntadas con anterioridad, la consideramos adecuada para acometer el trabajo, máxime cuando a diferencia de las características de potencia y torque, en las de consumo específico no se aprecian diferencias significativas entre una y otra característica, ni entre las de los motores convencionales y Common Rail, al menos en la forma de la dependencia. La mayor parte de los

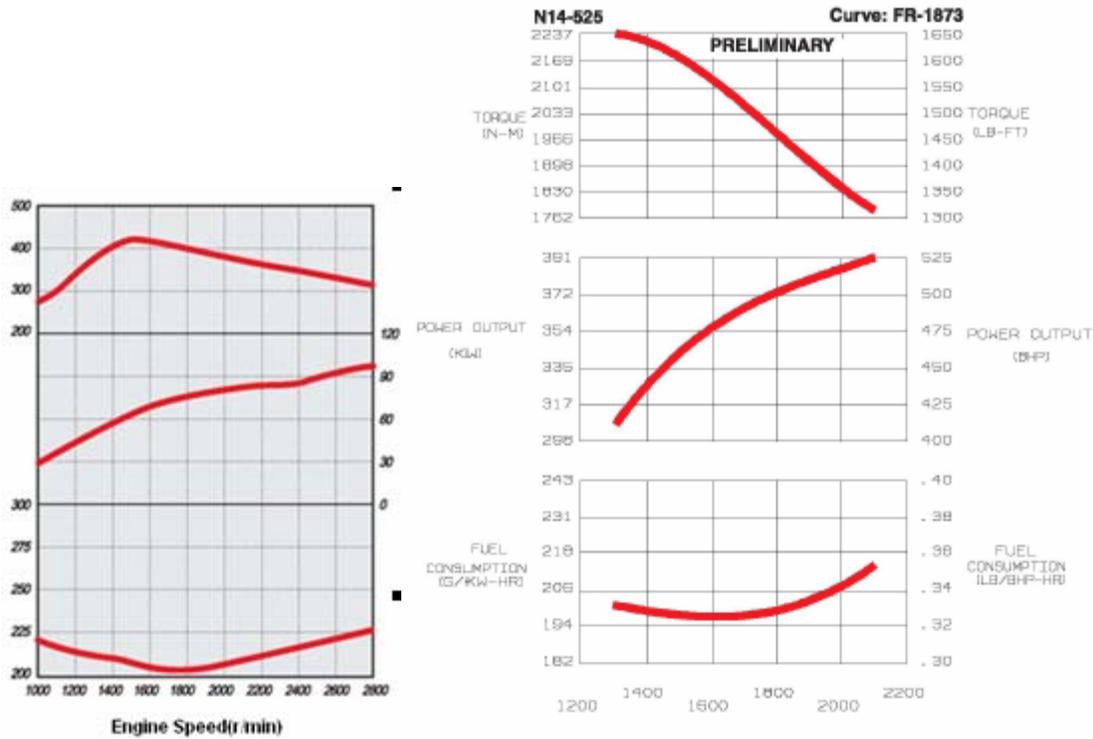
motores son Common Rail, si bien hay algunos motores modernos que suponemos convencionales, en función de la información que brinda el fabricante.

### **2.3. Metodología de trabajo.**

Los motores diesel de control electrónico de inyección Common Rail, dada la posibilidad del control electrónico de la inyección del combustible, se fabrican para un rango de potencia. Esto tiene como objetivo que el comercializador pueda, en el marco de un determinado rango, establecer los parámetros de salida más adecuados del motor, que posibiliten obtener los mejores indicadores de desempeño del vehículo, para las condiciones de explotación a que será sometido. Esto brinda mayor versatilidad en el uso de estos motores, o sea, un mismo motor, se puede utilizar en vehículos con diferentes posibilidades tractivas, lo cual abarata la producción y favorece la intercambiabilidad de piezas. Posibilita además, en algunas variantes, elevar momentáneamente la potencia, ante la existencia de sobrecargas, cuando el vehículo está regulado para potencias intermedias del rango de diseño. Como aspecto negativo está, en este último caso, el hecho de que los vehículos que están regulados a los menores valores de potencia del rango, poseen motores sobredimensionados, con mayor volumen y peso, que el requerido para sus parámetros de salida, y con conjuntos sobredimensionados, dígase, bomba para la circulación del agua de enfriamiento, los conductos de circulación de agua, el volumen de agua, las dimensiones del radiador; las dimensiones de la bomba de combustible de alta presión, y otros.

La experiencia de trabajos anteriores ha demostrado, que el comportamiento de lo que pudiéramos denominar característica exterior de velocidad y parcial en estos motores, no guarda ninguna relación con este comportamiento para motores convencionales. Es decir, en los motores convencionales, las características parciales de torque y potencia, se desplazan casi paralelamente con relación a la exterior, y las curvas guardan una configuración muy parecida. En los Common Rail, estas características pueden ser notablemente diferentes. Es decir, cada característica, aunque corresponda a un mismo motor con diferente regulación, debe ser tratada como una característica de un motor diferente.

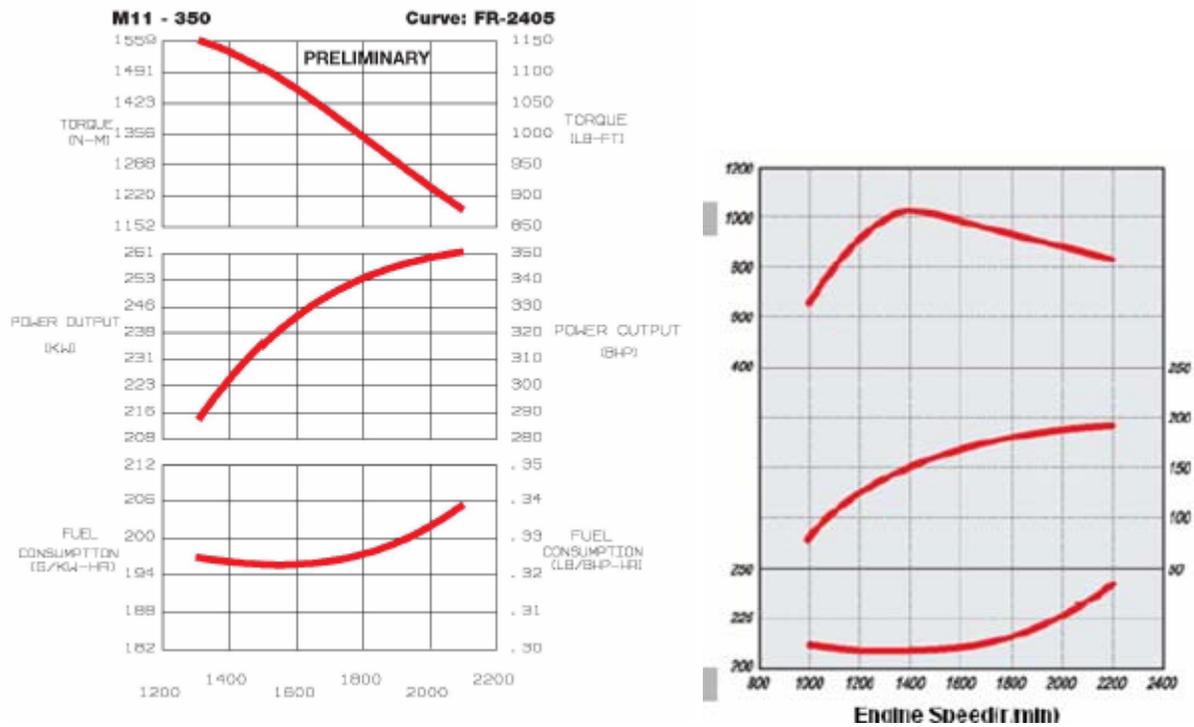
Delimitadas las características exteriores que formarán parte del estudio, se hace necesario definir un modelo que describa con exactitud, las características de  $g_e = f(W_x)$ , por cuanto, las dependencias existentes de consumo específico son extremadamente antiguas y no brindan un ajuste adecuado con las curvas reales de los actuales motores. Si bien existe una diferencia notoria, entre las curvas de potencia y torque de los motores convencionales, con los correspondientes a los Common Rail, esa diferencia, al menos en apariencia, no es tan notoria en lo que respecta a las dependencias de consumo específico. Por ello, no se descarta, incluir dentro del análisis, las curvas de consumo específico de algunos motores convencionales, los que de hecho han también evolucionado, y no brindan un ajuste adecuado con las dependencias establecidas. (Ver [Figura 2.1](#) y [2.2](#))



Cummins EQB1-125-20

Cummins N-14

Fig. 2.1 Características exteriores de velocidad de los Cummins EQB1-125-20 y N-14



Cummins M-11

Cummins C260-20

Fig. 2.2 Características exteriores de velocidad de los Cummins M-11 y C260-20

Las características exteriores obtenidas de diferentes sitios WEB, se encuentran en formato pdf, por tanto:

Se utilizará el software SNAP, para copiar las figuras que contienen las características exteriores de consumo específico.

Por medio del software TECHDIG, que asimila el formato de imagen del SNAP, se definen las coordenadas de los puntos de las curvas de consumo específico. Para ello, se marca el origen de coordenadas, se le asigna el valor que le corresponde en la figura y un valor en cada eje (preferiblemente extremo, para disminuir el error). Después se marcan puntos con el cursor sobre cada curva para definir las coordenadas de los mencionados puntos.

Al trasladar las coordenadas de los puntos obtenidos con el TECHDIG a una hoja de cálculo de Excel, pega las dos columnas de valores (consumo específico y frecuencia de rotación) en una sólo columna del Excel, por tanto, se hace necesario, utilizando las posibilidades que brinda el Excel, transferir a dos columnas diferentes, los datos que definen esta característica.

Ordenados los datos en esta forma, se llevan al software Curve Expert 1.3 los juegos de datos por separado. Se analizan los modelos que mejor definen las dependencias, y se ordenan los que mejor ajustan del 1 al 10.

Realizado esto para todos los motores, ello permitirá evaluar que modelos responden en mayor medida a los datos extraídos de todos los motores, con la finalidad de adoptar un modelo único para el conjunto de motores objeto de análisis.

Para los modelos que mejor ajusten, representaremos en Excel su comportamiento en función de la desviación estandar y de  $r^2$ , haciendo el correspondiente análisis estadístico de los resultados obtenidos.

Es preciso, determinar en todos los motores los valores de potencia máxima ( $N_{em\acute{a}x}$ ) y torque máximo ( $M_{em\acute{a}x}$ ) y los correspondientes valores de frecuencia de rotación a que se obtienen ( $W_N$  y  $W_M$ ), a partir de la documentación del fabricante, con la finalidad de determinar posteriormente los índices de elasticidad de cada motor. De igual manera, debemos extraer de la documentación del fabricante los valores de consumo específico para potencia máxima ( $g_{eN}$ ).

Como quiera que el consumo específico, se expresa hasta el momento, según una expresión cuadrática del tipo:

$$g_{ex} = g_{eN} \cdot \left[ C_4 - C_5 \cdot \left( \frac{W_x}{W_N} \right) + C_6 \cdot \left( \frac{W_x}{W_N} \right)^2 \right] \quad (2.1)$$

Aún cuando desconocemos que modelo ajustará en mayor medida en las dependencias de consumo específico, conocemos que esa dependencia variará en función de la frecuencia de rotación del motor

y dependerá de las características del motor, por tanto, asumimos que la dependencia que se establezca, será del tipo:

$$\frac{g_{ex}}{g_{eN}} = f\left(\frac{W_x}{W_N}\right) \quad (2.2)$$

Y entonces, sobre la base de los juegos de valores obtenidos por el TECHDIG, se puede obtener otro juego de valores derivado de este, como el que se muestra en la [tabla 2.1](#).

**Tabla 2.1 Forma de ordenar los valores**

$\omega_x/\omega_N$	$g_{ex}/g_{eN}$
$\omega_{\min}/\omega_N$	$g_{e1}/g_{eN}$
.	.
.	.
$\omega_{\max}/\omega_N$	$g_{en}/g_{eN}$

Esto nos posibilitará, conjuntamente con los índices de elasticidad determinar por vía teórica los coeficientes correspondientes del modelo seleccionado.

Los resultados que brinda el fabricante para cada motor se comparan estadísticamente con los resultados de consumo específico que se obtienen: a).- por el modelo matemático propuesto; y b).- con los resultados que se obtienen para cada uno de los motores, utilizando las siguientes expresiones convencionales, es decir, con:

$$1.- g_{ex} = g_{eN} \cdot \left[ C_4 - C_5 \cdot \left( \frac{W_x}{W_N} \right) + C_6 \cdot \left( \frac{W_x}{W_N} \right)^2 \right]$$

Los valores de  $C_4$ ,  $C_5$  y  $C_6$  se toman de la tabla 1.X2

2.-  $g_{ex} = g_{eN} \cdot K_A \cdot K_n$ ; donde, para motores diesel:

$$K_A = 1.7977 \cdot A_p^3 + 1.8734 \cdot A_p^2 - 6.2614 \cdot A_p + 3.6189 \quad (2.3)$$

$$K_n = 0.2991 \cdot \left( \frac{W_x}{W_N} \right)^3 + 0.03 \cdot \left( \frac{W_x}{W_N} \right)^2 - 0.53 \cdot \left( \frac{W_x}{W_N} \right) + 1.2025 \quad (2.4)$$

En la expresión de  $K_A$ , como quiera que la comparación se realice con una dependencia determinada en característica exterior de velocidad, el valor del coeficiente de aprovechamiento de la potencia ( $A_p$ ) se toma igual a la unidad.

El procedimiento estadístico mostrará en qué medida el modelo propuesto, con sus respectivos coeficientes, es más o menos efectivo que las expresiones convencionales, para describir la

dependencia del consumo específico con la frecuencia de rotación en característica exterior de velocidad.

#### **2.4. Propuesta metodológica para solucionar el problema de la ausencia de datos para determinar el consumo específico.**

Aún cuando no se ha determinado el modelo que se propondrá para la determinación teórica del consumo específico de combustible, y las expresiones de los coeficientes que la acompañan, existe la certeza de que cualquier expresión que se proponga, tiene que tener en cuenta las características del motor en relación con este indicador. Esta relación en las expresiones convencionales, como puede apreciarse, se ha establecido a través del consumo específico a potencia máxima ( $g_{eN}$ ), o del consumo específico mínimo ( $g_{emin}$ ), el cual guarda determinada relación con el anterior.

Esto va seguramente a condicionar el modelo que se obtenga, por el necesario nexo que tiene que establecerse, pues no puede determinarse el comportamiento del consumo específico de combustible de un motor de determinadas características, a partir de la nada.

Por tal razón, el modelo que se obtenga, aún cuando sea más preciso que los convencionales, va a enfrentarse a un problema, que será común para unos y otros modelos. Este problema surge por el hecho de que la mayor parte de los fabricantes de vehículos, no ofrecen dentro de sus datos técnicos el consumo específico de combustible a potencia máxima, sino el consumo recorrido de combustible del vehículo (l/100km) a una velocidad determinada.

Esta propuesta metodológica va dirigida a dar una solución a la problemática planteada, partiendo de los datos que generalmente ofrece el fabricante.

El fabricante realiza las evaluaciones de los nuevos modelos de vehículos en polígonos de prueba, que poseen requerimientos específicos (calidad del recubrimiento de la vía, pendiente de la vía, peraltes, radios mínimos de las curvas, y otros). Como es lógico suponer no existe un polígono para cada prueba, sino un polígono donde se le realizan al vehículo un conjunto de pruebas. La literatura especializada (Litvinov, 1989), considera que para la determinación teórica de la velocidad máxima, el coeficiente de resistencia al camino es de  $\psi_o = 0.015$ , o lo que es lo mismo, que dadas las características de los polígonos de prueba, se puede considerar su coeficiente de resistencia al camino de esa magnitud, por lo cual habría que afectarlo por el factor que toma en cuenta el incremento del coeficiente de resistencia al rodamiento con la velocidad a que se hace la prueba ( $k_f$ ).

De tal forma:

$$\psi = \psi_o + k_f \cdot V_Q^2 \quad (2.5)$$

Donde:  $k_f$  – es un coeficiente que tiene en cuenta el incremento del coeficiente de resistencia al rodamiento con la velocidad. Cuando no es conocido, se puede asumir como  $k_f = 7 \cdot 10^{-6}$ .

## Capítulo II: Metodología de trabajo

Estas pruebas se realizan siempre en la marcha superior, aún cuando el fabricante no lo especifique. Por tanto, la primera tarea es determinar, en marcha superior, a que frecuencia de rotación gira el motor a esa velocidad de movimiento.

$$\omega_Q = \frac{V_Q}{r_d \cdot i_m \cdot i_{sms}}, \quad 1/s \quad (2.6)$$

Una vez determinada la frecuencia de rotación a que gira el motor a esa velocidad  $V_Q$ , será necesario determinar la potencia ( $N_{exQ}$ ) y el torque ( $M_{exQ}$ ) que entrega el motor, en característica exterior de velocidad, para ese valor de frecuencia de rotación ( $\omega_Q$ ). Para ello, damos por sentado el conocimiento de los valores de potencia máxima ( $N_{emáx}$ ) y torque máximo ( $M_{emáx}$ ), y las respectivas frecuencias de rotación a que se alcanzan ( $\omega_N$ ,  $\omega_M$ ), que son datos que ofrecen todos los fabricantes. Utilizamos las expresiones 1.1 y 1.2 corrigiendo previamente los valores de torque y potencia máxima que nos brinda el fabricante con el factor de corrección ( $K_c$ ).

Calculamos la eficiencia mecánica de la transmisión ( $\eta_o$ ), para esa marcha, en ese régimen de velocidad:

$$\eta_o = \chi - \frac{(2 + 0.09 \cdot V_Q) \cdot G \cdot r_d \cdot i_m \cdot i_{sms} \cdot 10^{-3}}{M_{exQ}} \quad (2.7)$$

Siendo:  $\chi = 0.98^{kms} \cdot 0.97^{lms} \cdot 0.995^{mms} \cdot 0.997^{nms}$

Siendo:	$k_{ms}$ , $l_{ms}$ , $m_{ms}$ y $n_{ms}$ – los coeficientes que toman en cuenta el número de pares engranados cilíndricos en la caja de velocidad y caja de traspaso, el número de pares cónicos, el número de transmisiones cardánicas y el número de cojinetes, correspondientes al vehículo en cuestión con la marcha superior conectada.
	G- el peso total del vehículo, N
	$i_m$ , $i_{sms}$ - las relaciones de transmisión principal y de la caja de velocidad en marcha superior.

Obtenida la eficiencia, podemos determinar la potencia necesaria para vencer las resistencias al movimiento, en ese régimen de velocidad, y en esas condiciones viales:

$$N_{enecQ} = \frac{(G \cdot \psi + K \cdot (m \cdot B \cdot H) \cdot V_Q^2) \cdot V_Q}{10^3 \cdot \eta_o} \quad (2.8)$$

Donde:	m –es el coeficiente de aprovechamiento del área frontal. En camiones m=0.9-1.0
	B, H –vía y altura total del vehículo, m
	K –coeficiente aerodinámico del vehículo.

Con la potencia necesaria y la potencia que entrega el motor en esa frecuencia de rotación en característica exterior de velocidad se puede determinar el coeficiente de aprovechamiento de la potencia ( $A_p$ ):

$$A_p = \frac{N_{enecQ}}{N_{exQ}} \quad (2.9)$$

Con el coeficiente de aprovechamiento de la potencia se puede determinar entonces el coeficiente  $K_A$ , que considera la influencia del mismo en el consumo específico de combustible. En el caso del diesel, la expresión es:

$$K_A = 1.7977 \cdot A_p^3 + 1.8734 \cdot A_p^2 - 6.2614 \cdot A_p + 3.6189 \quad (2.10)$$

Podemos determinar entonces, el coeficiente que toma en cuenta la influencia del régimen de velocidad en el consumo específico de combustible

$$K_n = 0.2991 \cdot \left(\frac{\omega_Q}{\omega_N}\right)^3 + 0.03 \cdot \left(\frac{\omega_Q}{\omega_N}\right)^2 - 0.53 \cdot \left(\frac{\omega_Q}{\omega_N}\right) + 1.2025$$

De tal forma, estamos en posibilidades de determinar el consumo específico del motor a potencia máxima cuando se carezca del dato del fabricante, partiendo de la expresión de consumo recorrido:

$$g_{eN} = \frac{36 \cdot Q_{fab} \cdot \rho_c \cdot V_Q}{K_A \cdot K_n \cdot N_{enecQ}} \quad (2.11)$$

Siendo:	$Q_{fab}$ - el consumo recorrido que da el fabricante de dato, l/100km
	$\rho_c$ - densidad del combustible, kg/l

## 2.5. Conclusiones parciales del capítulo II:

Al concluir el 2do capítulo se arriba a las siguientes conclusiones parciales:

1. La metodología propuesta para la definición de los modelos para la determinación teórica del consumo específico de combustible en característica exterior de velocidad, es adecuada para tal fin, dada la baja complejidad de las dependencias de consumo, aún en el caso de los Common Rail.
2. Sólo la aplicación de la metodología, y la constatación del nivel de ajuste del modelo propuesto a las curvas reales, podrá mostrar o no la necesidad de aplicar soluciones más complejas, como las que se realizan actualmente, en trabajos paralelos, con las dependencias de torque de los Common Rail.
3. El propio carácter de las dependencias que se obtengan para la determinación teórica de los coeficientes, nos mostrará la posibilidad de su uso, para la determinación del consumo específico en característica parcial.
4. La metodología propuesta, para la determinación del consumo específico a potencia máxima, garantiza en caso de ausencia del dato, un valor adecuadamente aproximado, para modelar matemáticamente el consumo específico.

## CAPITULO 3: ANÁLISIS DE RESULTADOS

### 3.1. Introducción.

En este capítulo, como su título lo indica, se muestran los resultados del trabajo. Primeramente, se definen los modelos que mayor ajuste presentan con las características de consumo específico de combustible de los diferentes modelos de motores, contemplados dentro del banco de datos, haciendo uso del software Curve Expert. Posteriormente, se definen matemáticamente los coeficientes que forman parte de los modelos o del modelo, que mayor ajuste posee y con ellos se pasa a la validación del mismo, comparando sus resultados con los datos de las características del fabricante en cada uno de los motores.

### 3.2. Determinación del modelo más adecuado para la determinación teórica de las características de consumo específico.

Generalmente los fabricantes de motores de combustión interna diesel aportan como datos del motor:

1. Máximo momento efectivo ( $M_{em\acute{a}x}$ )
2. frecuencia de rotación a máximo momento efectivo ( $W_M$ )
3. Máxima potencia efectiva ( $N_{em\acute{a}x}$ )
4. frecuencia de rotación a máxima potencia efectiva ( $W_N$ )

Menos frecuentemente, ofertan los siguientes parámetros:

5. Consumo específico de combustible mínimo ( $g_{em\acute{i}n}$ )
6. frecuencia de rotación a consumo específico mínimo ( $W_{ge}$ )

Para poder interpolar la función de consumo específico de combustible es necesario contar con el dato de consumo específico de combustible a potencia máxima, y este, como expresamos en el capítulo II, generalmente no lo aporta el fabricante. En el capítulo II se aportaba un método para determinarlo, en casos en que, el único dato disponible es el consumo recorrido de combustible y la velocidad a que se alcanza. No aparece en la literatura consultada ningún método que permita su determinación con un determinado grado de confiabilidad. Por tal motivo, se procede a realizar un análisis de Regresión Lineal con la base de datos de consumo específico de combustible disponible, para encontrar la mencionada dependencia. En análisis de regresión nos aporta la expresión 3.1, que explica el 74.5% de la variabilidad en  $g_{eN}$ , y las variables presentadas son estadísticamente significativas, con un nivel de confianza del 95%.

$$g_{eN} = 58.7196 + 0.832564 \cdot g_{em\acute{i}n} + 0.0139538 \cdot W_N - 0.0196183 \cdot W_g \quad (3.1)$$

Ahora bien, como quiera que esta expresión depende de la frecuencia de rotación a consumo específico mínimo de combustible, y es un dato, que no se oferta con frecuencia, como alternativa se propone la ecuación 3.2, que explica el 66.0589% de la variabilidad en  $g_{eN}$ , y las variables presentadas son estadísticamente significativas, con un nivel de confianza del 95%.

$$g_{eN} = 53.357 + 0.877587 \cdot g_{emin} \quad (3.2)$$

Por ello, la expresión para calcular el consumo específico de combustible será necesario definirla también para dos condiciones:

1. Cuando se conoce la frecuencia de rotación a mínimo consumo específico de combustible
  2. Cuando no se conoce la frecuencia de rotación para mínimo consumo específico de combustible
- Correspondientemente, los coeficientes que intervienen en tales expresiones, habrá que determinar teóricamente la expresión que los define para estas dos condiciones.

La determinación de  $g_{eN}$  es importante, no solo con el objeto del presente trabajo, sino que es un parámetro que se utiliza en múltiples cálculos. De esta manera, se cuenta con 3 métodos de determinación de  $g_{eN}$ , que posibilitan adaptarnos a las condiciones existentes para la realización de los cálculos correspondientes. Estas dos últimas pueden considerarse un aporte importante del presente trabajo.

Al realizar un análisis, a través del Curve Expert, de los modelos que mayor ajuste poseen con respecto a las características exteriores de velocidad de consumo específico, se determina que existen 4 modelos que se destacan:

- El modelo polinómico de 3er grado
- El modelo cuadrático
- El modelo Hoerl
- El modelo de Presión de Vapor.

Dentro de estos modelos, el de presión de vapor, es el que menor ajuste posee, ocupando posiciones en el listado de prioridad que oferta el Curve Expert, que casi siempre exceden la 5ta posición. El Hoerl por su parte, si bien alcanza resultados muy próximos a la cuadrática en la mayoría de los motores, presenta como dificultad el hecho de que en un grupo considerable de motores, el listado de prioridad del Curve Expert no lo refleja entre los 19 primeros. El polinómico de 3er grado, si bien en la mayor parte de los casos presenta un ajuste muy superior al modelo cuadrático, existe un grupo de motores para los cuales alcanza lugares en el listado de prioridad por encima de 10, y en otros no aparece en el listado entre los primeros 19. Por tal razón, para los objetivos del presente trabajo se escogerá únicamente el modelo cuadrático. Hay que decir, antes de entrar en la determinación de los coeficientes del modelo cuadrático, que el resto de los modelos no se consideró, partiendo de que en el listado de prioridad que establece el Curve Expert, no aparecen entre los 19 primeros en numerosos motores analizados, u ocupan lugares en el mismo que superan ampliamente los analizados, como es el caso del modelo lineal o el de uso definido.

Las expresiones convencionales de consumo específico de combustible vienen expresadas en función del consumo específico de combustible a potencia máxima. Por las razones apuntadas

### Capítulo III: Análisis de resultados

---

anteriormente se decide buscar una expresión cuadrática, que se encuentre en función del consumo específico mínimo de combustible. Esto no tiene ninguna implicación teórica, por cuanto es un punto significativo de la dependencia de consumo específico de combustible, y en segundo lugar porque los coeficientes que definirán tal dependencia, se determinarán en función de este parámetro. De esta forma, la expresión cuadrática quedaría expresada de la siguiente forma:

$$\frac{g_{ex}}{g_{emín}} = a + b \cdot \left( \frac{W_x}{W_N} \right) + c \cdot \left( \frac{W_x}{W_N} \right)^2 \quad (3.3)$$

Abordemos a continuación la determinación de las dependencias teóricas de los coeficientes a, b, y c de la expresión 3.3.

A mínimo consumo específico de combustible:  $g_{ex} = g_{emín}$  y  $\omega_x = \omega_{ge}$ , por tanto:

$$\frac{g_{emín}}{g_{emín}} = 1 = a + b \cdot \left( \frac{W_{ge}}{W_N} \right) + c \cdot \left( \frac{W_{ge}}{W_N} \right)^2 \quad (3.3)$$

A potencia máxima:  $g_{ex} = g_{eN}$  y  $\omega_x = \omega_N$ , por tanto:

$$\frac{g_{eN}}{g_{emín}} = a + b \cdot \left( \frac{W_N}{W_N} \right) + c \cdot \left( \frac{W_N}{W_N} \right)^2 = a + b + c \quad (3.4)$$

Se definen los coeficientes:

$$\beta_g = \frac{g_{e(N)}}{g_{e\text{mín}}} \quad (3.5)$$

$$\beta_N = \frac{\omega_N}{\omega_g} \quad (3.6)$$

Sustituyendo 3.5 y 3.6 en 3.3 y 3.4, se obtiene:

$$1 = a + \frac{b}{\beta_N} + \frac{c}{\beta_N^2}$$

$$\text{Por tanto: } \beta_N^2 = a \cdot \beta_N^2 + b \cdot \beta_N + c \quad (3.7)$$

$$\text{Y: } \beta_g = a + b + c \quad (3.8)$$

A mínimo consumo específico de combustible la derivada de la expresión 3.3 es cero, por lo que derivando y efectuando:

$$b + 2 \cdot c \cdot \left( \frac{W_{ge}}{W_N} \right) = b + \frac{2 \cdot c}{\beta_N} = 0, \text{ por tanto: } b \cdot \beta_N + 2 \cdot c = 0 \quad (3.9)$$

De tal modo, nuestro sistema de ecuaciones es:

$$\beta_g = a + b + c$$

$$\beta_N^2 = a \cdot \beta_N^2 + b \cdot \beta_N + c$$

$$b \cdot \beta_N + 2 \cdot c = 0$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones anterior, se determinan las expresiones para la determinación teórica de los coeficientes. De tal modo:

$$a = \frac{\beta_N^2 - 2 \cdot \beta_N + \beta_g}{(\beta_N - 1)^2} \quad (3.10)$$

$$b = \frac{2 \cdot \beta_N \cdot (\beta_g - 1)}{(\beta_N - 1)^2} \quad (3.11)$$

$$c = \frac{\beta_N^2 \cdot (\beta_g - 1)}{(\beta_N - 1)^2} \quad (3.12)$$

### 3.2. Variante de determinación de los coeficientes a, b y c si la frecuencia de rotación a consumo específico mínimo de combustible es desconocida.

Ha sido una tendencia en los motores actuales, el acercar la frecuencia de rotación a consumo específico de combustible mínimo, a la frecuencia de rotación a torque máximo. Esta tendencia se justifica por la necesidad ahora de “revolucionar” menos el motor en la fase de impulso, que es la fase en la que más combustible se consume, es decir, con ello se puede desarrollar el cambio de marcha a menor frecuencia de rotación, lo cual además tiene su efecto sobre el desgaste del motor. Si el fabricante no suministra como dato la frecuencia de rotación para consumo específico de combustible mínimo, se puede aceptar como una aproximación, que su valor es el de la frecuencia de rotación a torque máximo. En tal caso, el coeficiente  $\beta_N$  se hace igual a  $e_n$ . Por tal razón, en tal caso las expresiones de los coeficientes quedarían determinadas por:

$$a = \frac{e_n^2 - 2 \cdot e_n + \beta_g}{(e_n - 1)^2} \quad (3.13)$$

$$b = \frac{2 \cdot e_n \cdot (\beta_g - 1)}{(e_n - 1)^2} \quad (3.14)$$

$$c = \frac{e_n^2 \cdot (\beta_g - 1)}{(e_n - 1)^2} \quad (3.15)$$

Y en este caso el consumo específico de combustible a potencia máxima se calcula según la expresión 3.2.

### 3.4. Validación de las expresiones propuestas.

En la [tabla 1](#) del Anexo, se muestran los resultados obtenidos, al comparar los resultados obtenidos al determinar teóricamente el consumo específico de combustible por la expresión cuadrática, en las

### Capítulo III: Análisis de resultados

---

dos variantes de determinación de los coeficientes  $a$ ,  $b$  y  $c$ , con los correspondientes a los datos obtenidos a partir de las curvas ofertadas por los fabricantes y la expresión convencional utilizada para el cálculo del consumo específico de combustible.

Para cada juego de datos, se denota en la fila que le antecede el tipo y modelo de motor cuyos datos son objeto de análisis.

En las columnas 1: la frecuencia de rotación determinada a partir de la curva de consumo específico de combustible ofertada por el fabricante.

En las columnas 2: el error relativo en que se incurre en relación con los datos del fabricante, al utilizar la expresión convencional hasta ahora usada para determinar teóricamente el consumo específico de combustible.

En las columnas 3: el error relativo en que se incurre en relación con los datos del fabricante, al utilizar la expresión propuesta, con los coeficientes que suponen el desconocimiento de la frecuencia de rotación para mínimo consumo específico de combustible.

En las columnas 4: el error relativo en que se incurre en relación con los datos del fabricante, al utilizar la expresión propuesta, con los coeficientes que suponen el conocimiento de la frecuencia de rotación para mínimo consumo específico de combustible.

Como puede observarse, la expresión propuesta que considera conocida la frecuencia de rotación a mínimo consumo específico de combustible, representa un incremento considerable en la exactitud de los resultados, o sea, en el grado de ajuste en relación con las observaciones del fabricante. El error relativo, en la mayoría de los motores se encuentra entre 0-6%, lo cual se considera un resultado satisfactorio. En puntos aislados se presentan, en algunos motores, errores relativos por encima del 10%. Sólo en el caso de dos motores se presentan errores elevados, cuyas causas se explican más adelante.

En el caso de la expresión propuesta, cuyos coeficientes se determinan desconociendo la frecuencia de rotación para mínimo consumo específico de combustible, la exactitud empeora, pues la consideración realizada no es totalmente válida. Incluso, en algunos motores, sus errores relativos dan mayores que las expresiones convencionales. Esto nos indica, que hay necesidad de asumir una consideración más cercana a lo real, con vistas a reducir el error relativo, con respecto al modelo convencional. Lógicamente, esto es un proceso engorroso, que se sale del marco del trabajo de diploma.

Pero ¿qué sucede en los motores "ISUZU 4JJ1-TYBW01 y el 02" e "ISUZU 4JJ1-XYBW01 y el 02" con los valores de la función consumo específico de combustible para frecuencias de rotación menores que la frecuencia de rotación a mínimo consumo específico de combustible?

### Capítulo III: Análisis de resultados

En los cuadros 1, 2 y las figuras 3.1 y 3.2 se puede observar que para frecuencia de rotación menor que la frecuencia de rotación a mínimo consumo específico de combustible, el por ciento de error es muy elevado, y esto se debe a que:

- Los puntos empleados en la interpolación de la función tienen como abscisas a la frecuencia de rotación a mínimo consumo específico de combustible y a la frecuencia de rotación a máxima potencia efectiva, que se encuentran muy próximos, uno del otro, en comparación con el intervalo de la abscisa ( $x \in ]0, 1]$ ).
- La función empleada es un polinomio de segundo orden, que es una función simétrica con respecto al eje vertical, ubicado en el punto estacionario, en este caso al mínimo, que es la frecuencia de rotación a mínimo consumo específico de combustible.

Cuadro 1: Valores atípicos, ISUZU 4JJ1-TYBW01 & 02

MARCA MODELO	$\omega_x/\omega_N$	Error Tradicional	Error Cuadrática Con eN	Error Cuadrática Con $\beta_N$
ISUZU 4JJ1-TYBW01 & 02	0.3201	7.9%	10.9%	2023667.4%
ISUZU 4JJ1-TYBW01 & 02	0.3593	4.9%	6.1%	1801355.7%
ISUZU 4JJ1-TYBW01 & 02	0.3985	2.3%	1.5%	1501452.4%
ISUZU 4JJ1-TYBW01 & 02	0.4794	1.3%	6.0%	1210597.6%
ISUZU 4JJ1-TYBW01 & 02	0.5627	4.8%	13.6%	858076.5%
ISUZU 4JJ1-TYBW01 & 02	0.5995	6.4%	17.0%	717701.5%
ISUZU 4JJ1-TYBW01 & 02	0.6412	7.9%	20.5%	574340.8%
ISUZU 4JJ1-TYBW01 & 02	0.7196	9.0%	25.4%	351187.9%
ISUZU 4JJ1-TYBW01 & 02	0.8005	6.6%	27.4%	182707.6%
ISUZU 4JJ1-TYBW01 & 02	0.8495	5.6%	28.9%	104255.3%
ISUZU 4JJ1-TYBW01 & 02	0.9083	3.8%	30.1%	38628.7%
ISUZU 4JJ1-TYBW01 & 02	0.9475	2.4%	30.7%	12515.8%
ISUZU 4JJ1-TYBW01 & 02	0.9770	1.3%	31.0%	2320.1%
ISUZU 4JJ1-TYBW01 & 02	0.9990	0.0%	30.9%	0.1%

Cuadro 2: Valores atípicos, ISUZU 4JJ1-XYBW01 & 02

MARCA MODELO	$\omega_x/\omega_N$	Error Tradicional	Error Cuadrática Con eN	Error Cuadrática Con $\beta_N$
ISUZU 4JJ1-XYBW01 & 02	0.3990	8.4%	7.6%	961.0%
ISUZU 4JJ1-XYBW01 & 02	0.4417	8.5%	21.4%	842.4%
ISUZU 4JJ1-XYBW01 & 02	0.4780	7.9%	33.3%	749.3%
ISUZU 4JJ1-XYBW01 & 02	0.5207	7.4%	48.1%	640.5%
ISUZU 4JJ1-XYBW01 & 02	0.5591	7.7%	62.3%	540.3%
ISUZU 4JJ1-XYBW01 & 02	0.5997	7.8%	77.5%	442.0%
ISUZU 4JJ1-XYBW01 & 02	0.6402	7.6%	92.8%	352.4%
ISUZU 4JJ1-XYBW01 & 02	0.6787	7.1%	107.5%	276.2%
ISUZU 4JJ1-XYBW01 & 02	0.7171	6.2%	122.3%	208.4%
ISUZU 4JJ1-XYBW01 & 02	0.7598	5.0%	139.0%	143.0%
ISUZU 4JJ1-XYBW01 & 02	0.8025	3.5%	155.8%	89.2%
ISUZU 4JJ1-XYBW01 & 02	0.8857	0.7%	187.7%	18.1%
ISUZU 4JJ1-XYBW01 & 02	0.9604	5.0%	218.1%	0.0%
ISUZU 4JJ1-XYBW01 & 02	1.0010	0.0%	224.1%	0.2%

### Capítulo III: Análisis de resultados

Estos dos aspectos, traen como consecuencia que la curva tenga valores muy grandes para frecuencia de rotación menor que la frecuencia de rotación a mínimo consumo específico de combustible. Concluyéndose que cuando en los datos del fabricante la frecuencia de rotación a mínimo consumo específico de combustible esté muy próxima a la frecuencia de rotación a máxima potencia efectiva, como en las figuras 3.1 y 3.3, se deben emplear las ecuaciones 3.13, 3.14 y 3.15 para determinar los coeficientes a, b y c de la ecuación 3.4, y la ecuación 3.2, para determinar el consumo específico de combustible a potencia máxima. Por tanto, pudiera pensarse en obtener una estimación para pequeñas frecuencias de rotación, empleándose un polinomio de 3er grado, teniendo en este caso, 4 coeficientes y 4 ecuaciones para determinarlos, siendo la ecuación de la forma:

$$y = a + bx + cx^2 + dx^3$$

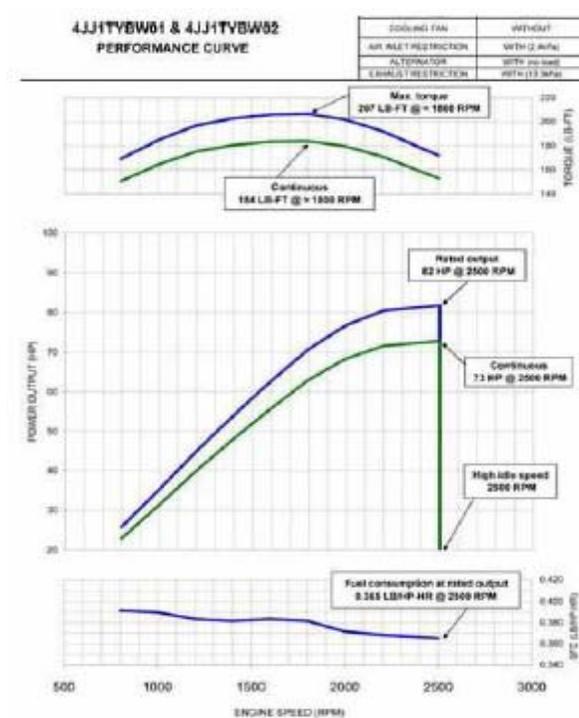


Fig. 3.1 Características exteriores de velocidad de los ISUZU 4JJ1-TYBW01 y el 02

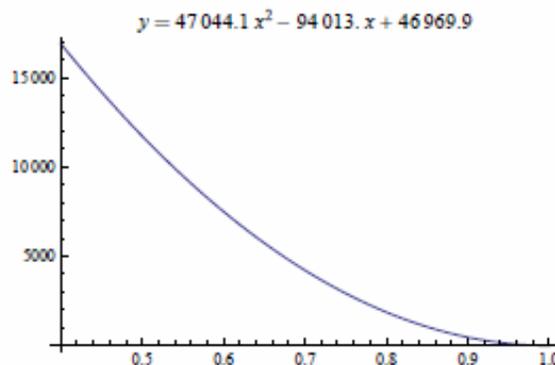


Fig. 3.2 Función consumo específico de combustible del ISUZU 4JJ1-TYBW01

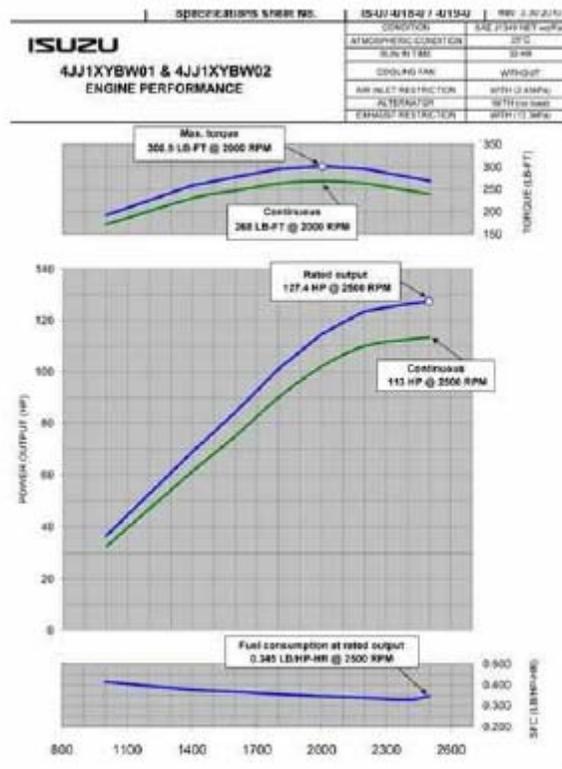


Fig. 3.3 Características exteriores de velocidad del ISUZU 4JJ1-XYBW01 y el 02

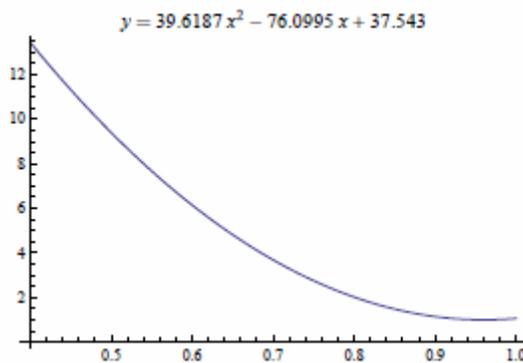


Fig. 3.4 Función consumo específico de combustible del ISUZU 4JJ1-XYBW01

### 3.5. Conclusiones parciales del 3er capítulo.

Al concluir el 3er capítulo se arriba a las siguientes conclusiones parciales:

1. Al realizar un análisis, a través del Curve Expert, de los modelos que mayor ajuste presentan respecto a las observaciones del fabricante, se seleccionan 4 modelos: Cuadrático, el Polinómico de 3er grado, el Hoerl y el Presión de Vapor.
2. De ellos sólo es factible trabajar con el cuadrático, pues el resto de los modelos presentan:
  - Ajustes no adecuados, en sentido general.

- Ajuste no adecuado en un grupo importante de motores, en algunos casos no están comprendidos dentro de los 19 que recomienda el Curve Expert, en orden de importancia.
- 3. Al realizar la comparación con las observaciones del fabricante, las expresiones convencionales, utilizadas para la determinación teórica del consumo específico de combustible no garantizan una exactitud adecuada, con errores relativos en casi todos los motores que sobrepasan el 10 o el 20%.
- 4. Dadas las características de los nuevos motores Common Rail, con presiones de inyección que no dependen de la frecuencia de rotación, las mayores inexactitudes se presentan a las bajas frecuencias de rotación y sólo, en alguno que otro valor aislado, presentan mejor exactitud que el modelo cuadrático.
- 5. La expresión cuadrática, cuyos coeficientes han sido determinados cuando se desconoce la frecuencia de rotación para mínimo consumo específico de combustible, dado el error que introduce la consideración realizada, brinda errores muy superiores, al que considera conocida la frecuencia de rotación a mínimo consumo específico de combustible, por lo que indica la necesidad de trabajar en perfeccionar las consideraciones realizadas.
- 6. El modelo cuadrático propuesto brinda mejores resultados que el modelo convencional, y los errores relativos que se alcanzan en el mismo (del 0-6% en la generalidad de los casos), hacen factible su uso para fines de investigación y docente.

### **CONCLUSIONES GENERALES**

Al concluir el presente trabajo de diploma se arriba a las siguientes conclusiones:

1. Se cumplen satisfactoriamente los objetivos trazados en el presente trabajo de diploma.
2. La metodología empleada para dar solución al problema científico planteado es adecuada, y brinda resultados parciales, que mejoran considerablemente los que arrojan los modelos convencionales, si bien son susceptibles de mejorarse en el futuro, en otros trabajos. Se considera un aporte del presente trabajo.
3. De los 4 modelos que mayor ajuste presentan con respecto a las observaciones del fabricante, sólo fue posible trabajar con el modelo cuadrático, debido al ajuste que presentaban los tres restantes para la totalidad de los motores o para un grupo apreciable de ellos.
4. Los coeficientes determinados por vía teórica para el modelo cuadrático, están en función de parámetros que suministra el fabricante en la documentación técnica del motor o del vehículo, lo cual facilita los cálculos y al no depender de parámetros generales que hay que asumir, posibilita el incremento de la exactitud de los cálculos.
5. No se logra, como se esperaba un modelo que ajuste exactamente para todos los puntos y todas las características, dada la complejidad de las mismas, pero los resultados alcanzados representan un avance considerable en cuanto a exactitud, que son susceptibles de mejorarse.
6. Los errores relativos entre 0-6% en la determinación del consumo específico de combustible por el modelo cuadrático, lo hacen adecuado ya, para fines de investigación científica, dentro de los cuales se encuentra la modelación de ciclos de viaje.
7. Se brindan tres posibilidades diferentes de determinación del consumo específico de combustible a potencia máxima, lo cual abarca el espectro de situaciones a que puede enfrentarse el profesional en esta esfera, si bien la exactitud de los resultados es en algunas de ellas, susceptible de mejorarse, pero se considera un aporte el trabajo futuro que abren las mencionadas propuestas en esta esfera.
8. El resultado alcanzado, si bien parcial y susceptible de mejorarse, es a nuestro criterio una novedad desde el punto de vista científico, al no existir en la literatura expresiones que describan las características exteriores de velocidad de consumo específico de combustible en los nuevos motores diesel, en particular los Common Rail.

### **RECOMENDACIONES**

Al concluir el trabajo realizamos las siguientes recomendaciones:

1. Continuar con el desarrollo del trabajo, buscando soluciones que permitan incrementar la exactitud de los resultados, por encima de lo alcanzado, en particular, explorar la posibilidad de los modelos polinómicos de 3er grado, realizando las transformaciones pertinentes.
2. Trabajar en el perfeccionamiento, de los modelos que posibilitan la determinación del consumo específico de combustible a potencia máxima.
3. Aplicar los resultados obtenidos, tanto en el desarrollo del trabajo científico, como en el desarrollo de la actividad docente.
4. Hay que continuar profundizando en el estudio de los sistemas, que en los actuales motores diesel, controlan su funcionamiento, para explicar el comportamiento y llegar a una clasificación que posibilite, definir los campos de aplicación de los modelos propuestos.

**BIBLIOGRAFÍA**

- (2003). "Automóviles." Retrieved 15 de diciembre, 2007, from <http://www.innerauto.com/main.htm>.
- (2004). "Inyección electrónica de motores." Retrieved 20 de octubre, 2007, from <http://www.cps.unizar.es/~tren/automoviles/textos/inyec.htm>.
- (2004). "News Motors." Retrieved 15 de febrero, 2008, from <http://www.egarrett.com>.
- (2005). "El turbo." Retrieved 15 de abril, 2008, from <http://www.quancon.com/~gdrane/turbosys.html>.
- (2005). "Motores." Retrieved 20 de diciembre, 2007, from <http://www.egarrett.com>.
- (2005). "Sistemas de alimentación de motores." Retrieved 14 de junio, 2007, from <http://www.innerauto.com/main.html>.
- (2005). "Turbo diesel." Retrieved 15 de abril, 2008, from <http://www.howstuffworks.com/turbo.htm>.
- (2006). "Datos técnicos de motores." Retrieved 10 de enero, 2008, from [www.motor.com.co](http://www.motor.com.co).
- (2006). "Gestión electrónica diesel." Retrieved 20 de mayo, 2008, from [http://mecanicavirtual.iespana.es/common\\_rail5.htm](http://mecanicavirtual.iespana.es/common_rail5.htm).
- (2006). "Introducción al Common Rail." Retrieved 20 de mayo, 2008, from [http://www.arpem.com/tecnica/common/common\\_p.html](http://www.arpem.com/tecnica/common/common_p.html).
- (2006). "MCI modernos." Retrieved 20 de octubre, 2007, from [http://www.marca.com/marca\\_motor/lomasnuevo/octubre02/alfajtd/ficha.html](http://www.marca.com/marca_motor/lomasnuevo/octubre02/alfajtd/ficha.html).
- (2007). "Datos de Motores Diesel." Retrieved 20 de enero, 2008, from [www.bosch.com/content/language2/html/index.htm](http://www.bosch.com/content/language2/html/index.htm).
- 92
- (2007). "Datos técnicos." Retrieved 20 de junio, 2008, from [www.acsautocenter.com](http://www.acsautocenter.com).
- (2007). "Introducción al Common Rail." Retrieved 11 de febrero, 2008, from [http://www.arpem.com/tecnica/common/common\\_p.html](http://www.arpem.com/tecnica/common/common_p.html).
- (2007). "Mechanical Fuel Injection." Retrieved 22 de marzo, 2008, from

## Bibliografía.

---

[http://www.auto-solve.com/mech\\_inj.htm](http://www.auto-solve.com/mech_inj.htm).

(2007). "Motores Diesel: Cummins, DEUTZ, ISUZU, Perkins, IVECO."

Retrieved 20 de abril, 2008, from <http://www.diesel-engine.cn>.

(2007). "Nueva generación de motores MAN D 20 Common Rail." Retrieved 10 de enero, 2008, from [www.transporte3.com/index.php](http://www.transporte3.com/index.php), .

(2007). "Sistema Common Rail." Retrieved 11 de enero, 2008, from [http://es.volkswagen.com/vwcms\\_publish/vwcms/master\\_public/virtualmaster/es/mundo\\_vw/innovacion/Technik\\_Lexikon/common-railsystem.index.html](http://es.volkswagen.com/vwcms_publish/vwcms/master_public/virtualmaster/es/mundo_vw/innovacion/Technik_Lexikon/common-railsystem.index.html).

(2007). "Sistema de inyección Common Rail." Retrieved 20 de octubre, 2007, from [www.mecanicavirtual.org/indice\\_cursos.html](http://www.mecanicavirtual.org/indice_cursos.html).

(2008). "Common Rail." Retrieved 20 de abril, 2008, from [es.wikipedia.org/wiki/Common-rail](http://es.wikipedia.org/wiki/Common-rail).

Litvinov, A. S. (1989). El automóvil: Teoría de cualidades de explotación. Moscú, Editorial Construcción de Maquinarias.

Makzapatian, G. V. (1983). Fundamentos de Teoría, Construcción y Cálculo de Automóviles y Tractores, UCLV.

Aranzola Rodríguez, M. (2008). Estudio de las Características Exteriores de Velocidad de Motores con sistemas de inyección electrónica. Departamento de Ingeniería Mecánica. Cienfuegos, UCF.

## ANEXOS

Tabla 1.

MARCA MODELO	$\omega_{\text{ex}}/\omega_{\text{N}}$	Error Tradicional	Error Cuadrática Con eN	Error Cuadrática Con BN
CUMMINS L 300-20	0.3636	17.7%	3.3%	3.1%
CUMMINS L 300-20	1.0000		3.5%	2.2%
CUMMINS L 300-20	0.4152	16.8%	3.3%	3.1%
CUMMINS L 300-20	0.4554	17.0%	2.4%	2.1%
CUMMINS L 300-20	0.4984	16.4%	2.0%	1.7%
CUMMINS L 300-20	0.5471	16.2%	1.2%	0.7%
CUMMINS L 300-20	0.6360	14.3%	0.6%	0.0%
CUMMINS L 300-20	0.6904	11.6%	1.5%	0.7%
CUMMINS L 300-20	0.7277	9.4%	2.4%	1.6%
CUMMINS L 300-20	0.7707	7.4%	3.0%	2.1%
CUMMINS L 300-20	0.8194	5.2%	3.6%	2.6%
CUMMINS L 300-20	0.8681	3.3%	4.0%	2.9%
CUMMINS L 300-20	0.9083	2.1%	4.0%	2.8%
CUMMINS L 300-20	0.9541	0.9%	3.9%	2.6%
CUMMINS L 325-20	0.3654	17.4%	3.1%	2.9%
CUMMINS L 325-20	0.4260	15.4%	3.9%	3.6%
CUMMINS L 325-20	0.4550	16.3%	2.6%	2.3%
CUMMINS L 325-20	0.4955	16.4%	1.8%	1.4%
CUMMINS L 325-20	0.5446	16.4%	0.7%	0.3%
CUMMINS L 325-20	0.5907	15.1%	0.7%	0.2%
CUMMINS L 325-20	0.6368	13.9%	0.6%	0.0%
CUMMINS L 325-20	0.7259	10.3%	1.3%	0.5%
CUMMINS L 325-20	0.7863	7.5%	2.0%	1.2%
CUMMINS L 325-20	0.8179	6.2%	2.3%	1.4%
CUMMINS L 325-20	0.8810	3.7%	2.8%	1.6%
CUMMINS L 325-20	0.9068	2.8%	2.9%	1.9%
CUMMINS L 325-20	0.9584	1.2%	3.0%	1.9%
CUMMINS L 325-20	0.9985	0.1%	3.2%	2.0%
CUMMINS L 340-20	0.3636	23.3%	1.6%	4.4%
CUMMINS L 340-20	0.4545	24.8%	1.3%	0.5%
CUMMINS L 340-20	0.5455	22.0%	1.1%	0.3%
CUMMINS L 340-20	0.6364	17.9%	0.2%	0.1%
CUMMINS L 340-20	0.7301	11.0%	3.0%	2.5%
CUMMINS L 340-20	0.8182	5.7%	5.0%	4.4%
CUMMINS L 340-20	0.9091	2.6%	5.1%	4.5%
CUMMINS L 340-20	1.0000		4.9%	4.7%
CUMMINS L 340-20	0.4119	25.1%	0.6%	1.6%
CUMMINS L 340-20	0.5057	22.3%	0.3%	0.6%
CUMMINS L 340-20	0.5994	19.3%	0.3%	0.0%
CUMMINS L 340-20	0.6903	13.5%	2.0%	1.7%
CUMMINS L 340-20	0.7813	7.2%	4.8%	4.2%
CUMMINS L 340-20	0.8722	3.3%	5.6%	5.0%
CUMMINS L 380-20	0.3636	17.5%	4.7%	6.9%
CUMMINS L 380-20	0.4545	20.2%	1.4%	2.2%
CUMMINS L 380-20	0.5455	19.8%	0.2%	0.3%
CUMMINS L 380-20	0.6364	15.8%	1.6%	0.1%
CUMMINS L 380-20	0.7305	11.2%	3.3%	0.5%
CUMMINS L 380-20	0.8214	6.4%	5.1%	1.6%
CUMMINS L 380-20	0.9091	1.6%	7.1%	3.3%
CUMMINS L 380-20	1.0000		6.3%	2.3%
CUMMINS L 380-20	0.4123	19.6%	2.5%	4.0%
CUMMINS L 380-20	0.5032	19.6%	1.1%	1.3%
CUMMINS L 380-20	0.6007	17.1%	1.3%	0.0%
CUMMINS L 380-20	0.6883	13.1%	2.7%	0.3%
CUMMINS L 380-20	0.7825	8.5%	4.2%	1.1%
CUMMINS L 380-20	0.8734	3.9%	6.0%	2.3%

MARCA MODELO	$w_x/w_N$	Error Tradicional	Error Cuadrática Con eN	Error Cuadrática Con BN
CUMMINS B5.9-150G	0.4000	21.6%	8.5%	1.0%
CUMMINS B5.9-150G	1.0000	0.1%	30.5%	4.0%
CUMMINS B5.9-150G	0.4398	19.1%	9.0%	1.0%
CUMMINS B5.9-150G	0.4795	16.8%	9.7%	1.1%
CUMMINS B5.9-150G	0.5193	14.9%	10.9%	1.5%
CUMMINS B5.9-150G	0.5771	9.3%	9.8%	0.7%
CUMMINS B5.9-150G	0.6042	5.9%	8.4%	2.5%
CUMMINS B5.9-150G	0.6801	2.5%	10.7%	2.4%
CUMMINS B5.9-150G	0.7253	1.0%	12.4%	2.1%
CUMMINS B5.9-150G	0.7705	0.0%	14.8%	1.4%
CUMMINS B5.9-150G	0.8157	0.3%	17.7%	0.3%
CUMMINS B5.9-150G	0.8663	0.3%	21.4%	1.1%
CUMMINS B5.9-150G	0.9133	0.1%	25.1%	2.6%
CUMMINS B5.9-150G	0.9530	0.3%	27.3%	3.0%
CUMMINS B5.9-195G	0.3571	29.9%	9.1%	1.1%
CUMMINS B5.9-195G	0.4290	24.1%	10.2%	0.7%
CUMMINS B5.9-195G	0.4795	21.1%	12.0%	1.2%
CUMMINS B5.9-195G	0.5203	17.6%	12.6%	0.5%
CUMMINS B5.9-195G	0.5747	12.1%	12.4%	1.3%
CUMMINS B5.9-195G	0.6446	9.0%	15.9%	0.6%
CUMMINS B5.9-195G	0.7126	6.5%	19.8%	0.2%
CUMMINS B5.9-195G	0.7864	5.1%	25.3%	1.8%
CUMMINS B5.9-195G	0.8602	4.8%	31.7%	3.9%
CUMMINS B5.9-195G	0.9204	4.5%	36.5%	5.2%
CUMMINS B5.9-195G	0.9553	2.9%	37.1%	4.2%
CUMMINS B5.9-195G	0.9825	1.0%	36.6%	2.7%
CUMMINS B5.9-195G	0.9709	1.8%	36.9%	3.4%
CUMMINS B5.9-195G	1.0000	0.0%	36.4%	2.0%
CUMMINS B5.9-230G	0.3571	22.2%	8.9%	1.4%
CUMMINS B5.9-230G	0.4284	16.8%	10.0%	0.8%
CUMMINS B5.9-230G	0.4998	12.6%	12.4%	1.0%
CUMMINS B5.9-230G	0.5708	8.2%	14.7%	0.6%
CUMMINS B5.9-230G	0.6420	5.6%	18.9%	1.9%
CUMMINS B5.9-230G	0.7151	3.1%	23.2%	2.7%
CUMMINS B5.9-230G	0.7864	1.8%	28.5%	4.2%
CUMMINS B5.9-230G	0.8460	0.2%	31.5%	4.2%
CUMMINS B5.9-230G	0.9288	0.5%	38.3%	6.0%
CUMMINS B5.9-230G	1.0000	0.0%	44.6%	7.9%
CUMMINS B5.9-230G	0.6843	4.1%	21.3%	2.3%
CUMMINS B5.9-230G	0.8210	0.6%	30.2%	4.2%
CUMMINS B5.9-230G	0.8922	0.6%	35.1%	5.1%
CUMMINS B5.9-230G	0.9654	0.3%	41.4%	6.9%
CUMMINS EQB 125-20	0.3571	15.5%	0.5%	0.3%
CUMMINS EQB 125-20	0.3916	14.9%	1.9%	0.4%
CUMMINS EQB 125-20	0.4289	13.4%	4.0%	0.3%
CUMMINS EQB 125-20	0.5008	10.9%	8.7%	1.0%
CUMMINS EQB 125-20	0.5724	9.9%	15.2%	0.2%
CUMMINS EQB 125-20	0.6441	8.1%	21.1%	0.0%
CUMMINS EQB 125-20	0.6843	6.2%	23.3%	0.7%
CUMMINS EQB 125-20	0.7130	4.4%	24.3%	1.6%
CUMMINS EQB 125-20	0.7848	1.9%	28.7%	2.0%
CUMMINS EQB 125-20	0.8221	0.9%	31.2%	2.0%
CUMMINS EQB 125-20	0.8594	0.2%	39.9%	1.6%
CUMMINS EQB 125-20	0.9283	0.1%	39.8%	0.1%
CUMMINS EQB 125-20	0.9598	0.1%	42.3%	0.7%
CUMMINS EQB 125-20	0.9971	0.1%	45.3%	1.6%

MARCA MODELO	$\omega_x/\omega_H$	Error Tradicional	Error Cuadrática Con $eN$	Error Cuadrática Con $\beta N$
CUMMINS EQB 140-20	0.3729	15.3%	1.5%	10.4%
CUMMINS EQB 140-20	0.4115	14.5%	0.9%	8.7%
CUMMINS EQB 140-20	0.4471	13.8%	3.3%	7.3%
CUMMINS EQB 140-20	0.4857	13.0%	0.5%	6.3%
CUMMINS EQB 140-20	0.5213	13.4%	9.7%	5.6%
CUMMINS EQB 140-20	0.5658	12.0%	12.6%	3.7%
CUMMINS EQB 140-20	0.5954	11.2%	14.6%	2.6%
CUMMINS EQB 140-20	0.6665	9.2%	19.6%	0.5%
CUMMINS EQB 140-20	0.7406	8.4%	26.0%	0.0%
CUMMINS EQB 140-20	0.7821	7.2%	28.6%	0.7%
CUMMINS EQB 140-20	0.8176	6.0%	30.4%	1.4%
CUMMINS EQB 140-20	0.8886	3.0%	32.8%	3.0%
CUMMINS EQB 140-20	0.9625	0.9%	35.9%	3.1%
CUMMINS EQB 140-20	0.9950	0.2%	38.6%	3.4%
CUMMINS EQB 160-20	0.4014	19.3%	2.0%	0.2%
CUMMINS EQB 160-20	0.4404	17.8%	2.2%	0.5%
CUMMINS EQB 160-20	0.4828	16.7%	2.9%	0.3%
CUMMINS EQB 160-20	0.5607	14.1%	3.9%	0.5%
CUMMINS EQB 160-20	0.5996	12.7%	4.4%	0.6%
CUMMINS EQB 160-20	0.6421	12.1%	5.8%	0.0%
CUMMINS EQB 160-20	0.7235	9.1%	6.9%	0.5%
CUMMINS EQB 160-20	0.8014	6.9%	8.3%	0.6%
CUMMINS EQB 160-20	0.8474	5.7%	9.2%	0.6%
CUMMINS EQB 160-20	0.8828	5.0%	10.1%	0.4%
CUMMINS EQB 160-20	0.9288	4.2%	11.2%	0.3%
CUMMINS EQB 160-20	0.9642	3.7%	12.0%	0.1%
CUMMINS EQB 160-20	1.0067	3.2%	13.2%	0.2%
CUMMINS EQB 160-20	1.0421	2.1%	13.2%	0.4%
CUMMINS EQB 170-20	0.3232	26.8%	0.3%	0.9%
CUMMINS EQB 170-20	0.4007	21.6%	0.5%	1.6%
CUMMINS EQB 170-20	0.4459	19.9%	1.9%	1.9%
CUMMINS EQB 170-20	0.4814	20.4%	4.7%	0.7%
CUMMINS EQB 170-20	0.5589	17.6%	7.7%	0.9%
CUMMINS EQB 170-20	0.5944	16.9%	9.6%	0.6%
CUMMINS EQB 170-20	0.6396	16.1%	12.2%	0.0%
CUMMINS EQB 170-20	0.6881	12.6%	12.5%	1.7%
CUMMINS EQB 170-20	0.7204	11.0%	13.2%	2.2%
CUMMINS EQB 170-20	0.7978	6.8%	14.4%	4.0%
CUMMINS EQB 170-20	0.8495	4.5%	15.5%	4.7%
CUMMINS EQB 170-20	0.8818	3.4%	16.3%	5.0%
CUMMINS EQB 170-20	0.9593	1.5%	18.7%	5.1%
CUMMINS EQB 170-20	1.0045	0.2%	19.6%	5.4%
CUMMINS EQB 180-20	0.4000	16.8%	5.0%	8.5%
CUMMINS EQB 180-20	0.7200	12.2%	12.1%	2.2%
CUMMINS EQB 180-20	0.4453	18.3%	1.2%	6.0%
CUMMINS EQB 180-20	0.4793	19.2%	1.7%	4.2%
CUMMINS EQB 180-20	0.5216	19.9%	5.1%	2.3%
CUMMINS EQB 180-20	0.5586	19.8%	7.6%	1.1%
CUMMINS EQB 180-20	0.6067	19.1%	10.5%	0.0%
CUMMINS EQB 180-20	0.6407	16.8%	10.9%	0.7%
CUMMINS EQB 180-20	0.7625	10.0%	13.0%	2.7%
CUMMINS EQB 180-20	0.7993	8.3%	13.8%	3.2%
CUMMINS EQB 180-20	0.8474	6.3%	14.9%	3.7%
CUMMINS EQB 180-20	0.8814	4.5%	15.1%	4.4%
CUMMINS EQB 180-20	0.9607	1.6%	16.5%	5.4%
CUMMINS EQB 180-20	1.0117	0.5%	17.9%	5.4%

MARCA MODELO	$\omega/\omega_N$	Error Tradicional	Error Cuadrática Con eN	Error Cuadrática Con BN
CUMMINS EQB 210-20	0.4000	7.7%	6.0%	7.4%
CUMMINS EQB 210-20	0.4800	11.0%	1.6%	2.8%
CUMMINS EQB 210-20	0.5600	10.1%	6.0%	1.6%
CUMMINS EQB 210-20	0.6400	9.5%	11.1%	0.0%
CUMMINS EQB 210-20	0.7200	6.8%	14.0%	0.3%
CUMMINS EQB 210-20	0.8000	2.7%	15.1%	1.9%
CUMMINS EQB 210-20	0.8800	2.0%	19.6%	0.5%
CUMMINS EQB 210-20	0.9600	1.8%	24.2%	1.3%
CUMMINS EQB 210-20	1.0086	0.4%	25.2%	1.1%
CUMMINS EQB 210-20	0.4371	9.1%	2.7%	5.4%
CUMMINS EQB 210-20	0.5229	11.0%	4.4%	1.8%
CUMMINS EQB 210-20	0.5971	10.0%	8.5%	0.7%
CUMMINS EQB 210-20	0.6857	8.4%	13.2%	0.2%
CUMMINS EQB 210-20	0.7629	4.5%	14.6%	1.2%
CUMMINS EQB 235-20	0.4020	25.0%	0.4%	5.6%
CUMMINS EQB 235-20	0.4487	25.3%	3.7%	3.4%
CUMMINS EQB 235-20	0.4846	24.0%	5.1%	2.9%
CUMMINS EQB 235-20	0.5240	22.8%	7.0%	2.1%
CUMMINS EQB 235-20	0.5635	23.3%	10.4%	0.0%
CUMMINS EQB 235-20	0.6425	20.0%	13.6%	0.5%
CUMMINS EQB 235-20	0.6927	17.3%	15.0%	0.1%
CUMMINS EQB 235-20	0.7214	15.5%	15.5%	0.4%
CUMMINS EQB 235-20	0.7680	13.9%	17.5%	0.2%
CUMMINS EQB 235-20	0.8003	13.9%	20.0%	0.8%
CUMMINS EQB 235-20	0.8433	12.0%	21.0%	0.3%
CUMMINS EQB 235-20	0.8791	10.3%	21.8%	0.3%
CUMMINS EQB 235-20	0.9615	6.3%	22.5%	2.4%
CUMMINS EQB 235-20	1.0080	0.4%	18.3%	7.2%
CUMMINS C 220-20	0.4545	19.7%	3.5%	1.4%
CUMMINS C 220-20	0.5455	14.0%	1.9%	1.0%
CUMMINS C 220-20	0.6364	12.2%	4.0%	0.0%
CUMMINS C 220-20	0.7273	9.3%	5.1%	0.1%
CUMMINS C 220-20	0.8182	6.3%	6.0%	0.4%
CUMMINS C 220-20	0.9091	4.3%	7.8%	0.0%
CUMMINS C 220-20	1.0032	0.1%	6.8%	2.0%
CUMMINS C 220-20	0.5032	16.4%	2.4%	0.1%
CUMMINS C 220-20	0.5844	13.2%	2.7%	0.7%
CUMMINS C 220-20	0.6818	10.0%	3.8%	0.7%
CUMMINS C 220-20	0.7695	8.0%	5.7%	0.1%
CUMMINS C 220-20	0.8669	5.1%	6.9%	0.2%
CUMMINS C 220-20	0.9578	2.4%	7.6%	0.7%
CUMMINS C 220-20	0.9838	0.9%	7.0%	1.6%
CUMMINS C 230-20	0.3636	21.6%	2.8%	6.3%
CUMMINS C 230-20	0.4085	21.3%	2.1%	5.1%
CUMMINS C 230-20	0.4533	21.5%	0.9%	3.4%
CUMMINS C 230-20	0.4950	21.1%	0.2%	2.3%
CUMMINS C 230-20	0.5431	20.7%	0.8%	0.9%
CUMMINS C 230-20	0.5911	19.6%	1.4%	0.0%
CUMMINS C 230-20	0.6360	16.6%	0.2%	0.9%
CUMMINS C 230-20	0.6776	13.0%	1.5%	2.5%
CUMMINS C 230-20	0.7257	11.0%	1.6%	2.5%
CUMMINS C 230-20	0.7801	7.3%	3.0%	3.9%
CUMMINS C 230-20	0.8186	4.4%	4.4%	5.4%
CUMMINS C 230-20	0.8666	3.1%	4.0%	5.2%
CUMMINS C 230-20	0.9083	1.2%	4.5%	5.8%
CUMMINS C 230-20	1.0012	0.1%	2.8%	4.6%

MARCA MODELO	$w_x/w_N$	Error Tradicional	Error Cuadrática Con eN	Error Cuadrática Con BN
CUMMINS C 245-20	0.3636	20.2%	0.5%	4.6%
CUMMINS C 245-20	0.7273	11.3%	7.2%	0.6%
CUMMINS C 245-20	0.4082	15.7%	2.7%	6.7%
CUMMINS C 245-20	0.4521	14.0%	2.5%	6.5%
CUMMINS C 245-20	0.5012	17.0%	2.0%	2.4%
CUMMINS C 245-20	0.5438	18.3%	4.9%	0.3%
CUMMINS C 245-20	0.5995	15.6%	5.1%	0.0%
CUMMINS C 245-20	0.6355	13.3%	4.7%	0.7%
CUMMINS C 245-20	0.6945	11.8%	6.1%	0.1%
CUMMINS C 245-20	0.7764	7.8%	6.0%	1.4%
CUMMINS C 245-20	0.8157	5.3%	5.5%	2.4%
CUMMINS C 245-20	0.8681	2.9%	5.4%	3.4%
CUMMINS C 245-20	0.9075	1.6%	5.8%	3.6%
CUMMINS C 245-20	0.9992	0.0%	7.6%	3.6%
CUMMINS C 260-20	0.4509	20.8%	4.6%	2.0%
CUMMINS C 260-20	0.6582	5.5%	8.5%	0.4%
CUMMINS C 260-20	0.4962	18.2%	4.1%	1.0%
CUMMINS C 260-20	0.5446	16.4%	4.6%	0.8%
CUMMINS C 260-20	0.5931	14.0%	4.6%	0.2%
CUMMINS C 260-20	0.6352	12.5%	5.0%	0.0%
CUMMINS C 260-20	0.6901	10.6%	5.8%	0.1%
CUMMINS C 260-20	0.7257	10.0%	6.9%	0.4%
CUMMINS C 260-20	0.7774	8.3%	7.7%	0.2%
CUMMINS C 260-20	0.8162	7.1%	8.3%	0.1%
CUMMINS C 260-20	0.9087	3.7%	8.6%	1.0%
CUMMINS C 260-20	0.9390	2.6%	8.9%	1.3%
CUMMINS C 260-20	0.9681	1.3%	8.6%	2.0%
CUMMINS C 260-20	1.0004	0.0%	8.4%	2.7%
CUMMINS C 280-20	0.4545	14.4%	0.7%	1.9%
CUMMINS C 280-20	0.7273	8.8%	3.8%	0.4%
CUMMINS C 280-20	1.0000		5.0%	0.8%
CUMMINS C 280-20	0.4992	11.8%	1.7%	3.2%
CUMMINS C 280-20	0.5463	10.1%	1.7%	3.5%
CUMMINS C 280-20	0.5835	11.5%	0.8%	1.3%
CUMMINS C 280-20	0.6380	11.2%	2.6%	0.0%
CUMMINS C 280-20	0.6901	9.3%	2.8%	0.3%
CUMMINS C 280-20	0.7843	7.2%	4.5%	0.5%
CUMMINS C 280-20	0.8190	6.1%	4.7%	0.4%
CUMMINS C 280-20	0.8860	3.7%	4.8%	0.0%
CUMMINS C 280-20	0.9107	3.0%	5.0%	0.1%
CUMMINS C 280-20	0.9405	1.7%	4.8%	0.5%
CUMMINS C 280-20	0.9703	0.9%	5.0%	0.6%
CUMMINS C 300-20	0.4513	21.6%	2.4%	0.5%
CUMMINS C 300-20	0.5455	19.2%	4.4%	0.1%
CUMMINS C 300-20	0.6364	16.0%	5.7%	0.0%
CUMMINS C 300-20	0.7273	11.8%	6.3%	1.1%
CUMMINS C 300-20	0.8182	9.0%	7.9%	1.3%
CUMMINS C 300-20	0.9091	5.7%	8.7%	2.3%
CUMMINS C 300-20	1.0000		6.2%	6.0%
CUMMINS C 300-20	0.4968	19.9%	2.8%	0.7%
CUMMINS C 300-20	0.6007	16.6%	4.6%	0.5%
CUMMINS C 300-20	0.6851	13.2%	5.5%	1.0%
CUMMINS C 300-20	0.7760	10.2%	7.0%	1.3%
CUMMINS C 300-20	0.8604	7.7%	8.5%	1.5%
CUMMINS C 300-20	0.9383	4.3%	8.4%	3.0%
CUMMINS C 300-20	0.9740	2.2%	7.6%	4.4%

MARCA MODELO	$\omega_x/\omega_N$	Error Tradicional	Error Cuadrática Con eN	Error Cuadrática Con BN
CUMMINS C 325-20	0.3636	19.8%	1.3%	0.1%
CUMMINS C 325-20	0.4139	17.7%	0.9%	0.7%
CUMMINS C 325-20	0.4541	15.7%	0.5%	1.4%
CUMMINS C 325-20	0.4977	13.9%	0.4%	1.8%
CUMMINS C 325-20	0.5448	13.3%	1.5%	1.1%
CUMMINS C 325-20	0.5915	12.2%	2.3%	0.8%
CUMMINS C 325-20	0.6351	11.6%	3.5%	0.0%
CUMMINS C 325-20	0.6787	8.4%	2.3%	1.7%
CUMMINS C 325-20	0.7258	5.6%	1.6%	2.9%
CUMMINS C 325-20	0.7759	4.4%	2.4%	2.6%
CUMMINS C 325-20	0.8161	1.8%	1.5%	4.0%
CUMMINS C 325-20	0.8630	1.6%	3.1%	3.0%
CUMMINS C 325-20	0.9032	0.7%	3.7%	2.8%
CUMMINS C 325-20	0.9971	0.1%	6.2%	1.6%
ISUZU 2CA1-AZP01	0.3347	13.3%	0.2%	12.9%
ISUZU 2CA1-AZP01	0.3507	16.6%	3.2%	9.5%
ISUZU 2CA1-AZP01	0.3694	20.4%	6.6%	5.5%
ISUZU 2CA1-AZP01	0.3989	24.2%	10.1%	0.8%
ISUZU 2CA1-AZP01	0.4448	17.6%	4.5%	3.6%
ISUZU 2CA1-AZP01	0.5090	17.8%	5.2%	0.0%
ISUZU 2CA1-AZP01	0.5521	14.1%	2.3%	1.0%
ISUZU 2CA1-AZP01	0.6005	11.9%	0.7%	0.7%
ISUZU 2CA1-AZP01	0.6489	9.5%	1.0%	0.8%
ISUZU 2CA1-AZP01	0.7000	7.2%	2.5%	1.1%
ISUZU 2CA1-AZP01	0.7618	4.8%	4.0%	1.5%
ISUZU 2CA1-AZP01	0.8237	3.6%	4.4%	1.2%
ISUZU 2CA1-AZP01	0.8749	1.6%	5.5%	2.3%
ISUZU 2CA1-AZP01	1.0013	0.1%	5.5%	3.2%
ISUZU 3AC1-AZP01	0.3335	5.3%	1.1%	13.5%
ISUZU 3AC1-AZP01	0.3510	8.3%	1.7%	10.2%
ISUZU 3AC1-AZP01	0.3684	12.7%	5.8%	5.6%
ISUZU 3AC1-AZP01	0.3908	17.3%	10.1%	0.6%
ISUZU 3AC1-AZP01	0.4134	17.0%	9.8%	0.4%
ISUZU 3AC1-AZP01	0.4435	13.9%	6.8%	0.7%
ISUZU 3AC1-AZP01	0.4987	11.3%	4.4%	0.2%
ISUZU 3AC1-AZP01	0.5389	9.4%	2.6%	0.0%
ISUZU 3AC1-AZP01	0.5790	7.4%	0.8%	0.0%
ISUZU 3AC1-AZP01	0.6267	5.2%	1.2%	0.1%
ISUZU 3AC1-AZP01	0.6769	3.7%	2.4%	0.4%
ISUZU 3AC1-AZP01	0.7421	2.3%	3.5%	1.1%
ISUZU 3AC1-AZP01	0.7848	1.8%	3.8%	1.7%
ISUZU 3AC1-AZP01	1.0008	0.0%	4.0%	2.4%
ISUZU 3CB1-CZP01	0.4379	18.3%	4.9%	0.2%
ISUZU 3CB1-CZP01	0.4680	17.4%	3.9%	0.2%
ISUZU 3CB1-CZP01	0.5031	16.1%	2.5%	0.4%
ISUZU 3CB1-CZP01	0.5633	13.1%	0.4%	0.0%
ISUZU 3CB1-CZP01	0.6260	10.9%	2.7%	0.0%
ISUZU 3CB1-CZP01	0.6912	7.9%	5.5%	0.8%
ISUZU 3CB1-CZP01	0.7539	4.8%	8.3%	2.2%
ISUZU 3CB1-CZP01	0.8115	3.8%	9.3%	2.1%
ISUZU 3CB1-CZP01	0.8667	2.4%	10.6%	2.8%
ISUZU 3CB1-CZP01	0.9093	2.8%	10.1%	1.9%
ISUZU 3CB1-CZP01	0.9470	2.7%	10.2%	1.8%
ISUZU 3CB1-CZP01	0.9971	0.1%	12.6%	4.4%
ISUZU 3CB1-CZP01	0.5332	14.7%	1.1%	0.3%
ISUZU 3CB1-CZP01	0.5984	11.9%	1.7%	0.0%

MARCA MODELO	$\omega_x/\omega_N$	Error Tradicional	Error Cuadrática Con eN	Error Cuadrática Con BN
ISUZU 3CE1-8DZP1	0.3333	24.8%	8.2%	1.6%
ISUZU 3CE1-8DZP1	0.4008	20.8%	7.9%	1.1%
ISUZU 3CE1-8DZP1	0.4678	17.7%	10.7%	0.1%
ISUZU 3CE1-8DZP1	0.5338	13.4%	12.3%	0.2%
ISUZU 3CE1-8DZP1	0.6008	10.1%	15.1%	0.2%
ISUZU 3CE1-8DZP1	0.6681	8.1%	19.2%	1.4%
ISUZU 3CE1-8DZP1	0.7339	7.0%	24.1%	3.0%
ISUZU 3CE1-8DZP1	0.8011	5.8%	28.8%	4.0%
ISUZU 3CE1-8DZP1	0.8669	5.8%	34.6%	5.6%
ISUZU 3CE1-8DZP1	0.9342	5.8%	40.1%	7.1%
ISUZU 3CE1-8DZP1	1.0000	1.1%	38.5%	3.0%
ISUZU 3CE1-8DZP1	0.9692	3.4%	39.5%	5.1%
ISUZU 3CE1-8DZP1	0.5000	15.6%	11.5%	0.0%
ISUZU 3CE1-8DZP1	0.6317	9.0%	16.8%	0.6%
ISUZU 4LE1-NYBW01	0.3858	16.2%	7.3%	1.0%
ISUZU 4LE1-NYBW01	0.4233	15.0%	6.9%	0.2%
ISUZU 4LE1-NYBW01	0.4610	13.5%	6.2%	0.3%
ISUZU 4LE1-NYBW01	0.5010	10.9%	4.6%	0.2%
ISUZU 4LE1-NYBW01	0.5387	9.4%	4.0%	0.1%
ISUZU 4LE1-NYBW01	0.5765	7.6%	3.1%	0.0%
ISUZU 4LE1-NYBW01	0.6165	5.5%	2.0%	0.4%
ISUZU 4LE1-NYBW01	0.6542	3.9%	1.3%	0.7%
ISUZU 4LE1-NYBW01	0.6943	2.5%	0.9%	0.7%
ISUZU 4LE1-NYBW01	0.7320	2.0%	1.4%	0.1%
ISUZU 4LE1-NYBW01	0.7697	0.7%	1.1%	0.4%
ISUZU 4LE1-NYBW01	0.8074	0.8%	2.1%	0.5%
ISUZU 4LE1-NYBW01	0.8475	0.3%	2.5%	0.7%
ISUZU 4LE1-NYBW01	1.0007	0.0%	5.8%	1.6%
ISUZU 4LE1-TYBW01	0.4005	1.2%	3.7%	6.8%
ISUZU 4LE1-TYBW01	0.4421	2.1%	3.0%	5.0%
ISUZU 4LE1-TYBW01	0.4812	2.4%	2.9%	3.7%
ISUZU 4LE1-TYBW01	0.5227	3.0%	2.6%	2.2%
ISUZU 4LE1-TYBW01	0.5643	2.8%	3.1%	1.5%
ISUZU 4LE1-TYBW01	0.6059	2.9%	3.2%	0.5%
ISUZU 4LE1-TYBW01	0.6450	2.2%	3.9%	0.4%
ISUZU 4LE1-TYBW01	0.6963	1.7%	4.6%	0.0%
ISUZU 4LE1-TYBW01	0.7379	1.2%	5.2%	0.1%
ISUZU 4LE1-TYBW01	0.7892	0.1%	6.6%	0.5%
ISUZU 4LE1-TYBW01	0.8357	0.9%	7.4%	0.8%
ISUZU 4LE1-TYBW01	0.8846	1.2%	7.6%	0.7%
ISUZU 4LE1-TYBW01	0.9384	1.3%	7.8%	0.7%
ISUZU 4LE1-TYBW01	1.0020	0.1%	6.4%	0.7%
ISUZU 4JJ1-TYBW01 & 02	0.3201	7.9%	10.9%	2023667.4%
ISUZU 4JJ1-TYBW01 & 02	0.3593	4.9%	6.1%	1801355.7%
ISUZU 4JJ1-TYBW01 & 02	0.3985	2.3%	1.5%	1501452.4%
ISUZU 4JJ1-TYBW01 & 02	0.4794	1.3%	6.0%	1210597.6%
ISUZU 4JJ1-TYBW01 & 02	0.5627	4.8%	13.6%	858076.5%
ISUZU 4JJ1-TYBW01 & 02	0.5995	6.4%	17.0%	717701.5%
ISUZU 4JJ1-TYBW01 & 02	0.6412	7.9%	20.5%	574340.8%
ISUZU 4JJ1-TYBW01 & 02	0.7196	9.0%	25.4%	351187.9%
ISUZU 4JJ1-TYBW01 & 02	0.8005	6.6%	27.4%	182707.6%
ISUZU 4JJ1-TYBW01 & 02	0.8495	5.6%	28.9%	104255.3%
ISUZU 4JJ1-TYBW01 & 02	0.9083	3.8%	30.1%	38628.7%
ISUZU 4JJ1-TYBW01 & 02	0.9475	2.4%	30.7%	12515.8%
ISUZU 4JJ1-TYBW01 & 02	0.9770	1.3%	31.0%	2320.1%
ISUZU 4JJ1-TYBW01 & 02	0.9990	0.0%	30.9%	0.1%

MARCA MODELO	$w_x/w_N$	Error Tradicional	Error Cuadrática Con eN	Error Cuadrática Con $\beta N$
ISUZU 4JJ1-XYBW01 & 02	0.3990	8.4%	7.6%	961.0%
ISUZU 4JJ1-XYBW01 & 02	0.4417	8.5%	21.4%	842.4%
ISUZU 4JJ1-XYBW01 & 02	0.4780	7.9%	33.3%	749.3%
ISUZU 4JJ1-XYBW01 & 02	0.5207	7.4%	48.1%	640.5%
ISUZU 4JJ1-XYBW01 & 02	0.5591	7.7%	62.3%	540.3%
ISUZU 4JJ1-XYBW01 & 02	0.5997	7.8%	77.5%	442.0%
ISUZU 4JJ1-XYBW01 & 02	0.6402	7.6%	92.8%	352.4%
ISUZU 4JJ1-XYBW01 & 02	0.6787	7.1%	107.5%	276.2%
ISUZU 4JJ1-XYBW01 & 02	0.7171	6.2%	122.3%	208.4%
ISUZU 4JJ1-XYBW01 & 02	0.7598	5.0%	139.0%	143.0%
ISUZU 4JJ1-XYBW01 & 02	0.8025	3.5%	155.8%	89.2%
ISUZU 4JJ1-XYBW01 & 02	0.8857	0.7%	187.7%	18.1%
ISUZU 4JJ1-XYBW01 & 02	0.9604	5.0%	218.1%	0.0%
ISUZU 4JJ1-XYBW01 & 02	1.0010	0.0%	224.1%	0.2%
ISUZU 4HK1-XYBW01/02/03	0.3829	6.2%	9.3%	5.4%
ISUZU 4HK1-XYBW01/02/03	0.4124	4.7%	9.5%	4.1%
ISUZU 4HK1-XYBW01/02/03	0.4394	3.4%	9.9%	2.9%
ISUZU 4HK1-XYBW01/02/03	0.4786	1.6%	10.7%	1.3%
ISUZU 4HK1-XYBW01/02/03	0.5277	0.9%	13.3%	0.7%
ISUZU 4HK1-XYBW01/02/03	0.5768	1.1%	16.7%	0.6%
ISUZU 4HK1-XYBW01/02/03	0.6210	1.0%	19.5%	0.4%
ISUZU 4HK1-XYBW01/02/03	0.6676	0.9%	22.5%	0.0%
ISUZU 4HK1-XYBW01/02/03	0.7143	1.4%	25.9%	0.0%
ISUZU 4HK1-XYBW01/02/03	0.7683	1.9%	29.6%	0.3%
ISUZU 4HK1-XYBW01/02/03	0.8149	1.8%	32.2%	1.2%
ISUZU 4HK1-XYBW01/02/03	0.9033	2.2%	37.0%	2.7%
ISUZU 4HK1-XYBW01/02/03	0.9548	1.0%	38.6%	5.2%
ISUZU 4HK1-XYBW01/02/03	1.0039	0.2%	39.7%	7.8%
ISUZU 6HK1-XYBW01/02/03	0.5007	0.7%	20.2%	13.2%
ISUZU 6HK1-XYBW01/02/03	0.5482	1.9%	27.0%	11.0%
ISUZU 6HK1-XYBW01/02/03	0.6009	2.6%	35.5%	8.3%
ISUZU 6HK1-XYBW01/02/03	0.6511	2.0%	44.4%	5.0%
ISUZU 6HK1-XYBW01/02/03	0.6986	0.5%	53.2%	1.6%
ISUZU 6HK1-XYBW01/02/03	0.7487	0.4%	61.4%	0.2%
ISUZU 6HK1-XYBW01/02/03	0.7988	0.9%	69.2%	0.0%
ISUZU 6HK1-XYBW01/02/03	0.8516	1.0%	77.1%	0.2%
ISUZU 6HK1-XYBW01/02/03	0.9017	1.1%	84.0%	1.2%
ISUZU 6HK1-XYBW01/02/03	0.9518	1.7%	90.3%	3.4%
ISUZU 6HK1-XYBW01/02/03	1.0020	0.1%	96.0%	3.9%
ISUZU 6HK1-XYBW01/02/03	0.6247	2.2%	39.8%	6.6%
ISUZU 6HK1-XYBW01/02/03	0.8331	0.7%	74.4%	0.2%
ISUZU 6HK1-XYBW01/02/03	0.8806	1.0%	81.1%	0.7%
ISUZU 6UZ1-XYBW01	0.5121	3.6%	20.7%	1.1%
ISUZU 6UZ1-XYBW01	0.5638	2.6%	32.9%	0.4%
ISUZU 6UZ1-XYBW01	0.6155	1.2%	45.4%	0.0%
ISUZU 6UZ1-XYBW01	0.6672	1.4%	58.2%	0.9%
ISUZU 6UZ1-XYBW01	0.7189	3.9%	70.2%	1.9%
ISUZU 6UZ1-XYBW01	0.7679	6.1%	80.8%	2.6%
ISUZU 6UZ1-XYBW01	0.8196	4.9%	90.6%	0.2%
ISUZU 6UZ1-XYBW01	0.8740	3.5%	100.6%	2.6%
ISUZU 6UZ1-XYBW01	0.9229	2.0%	109.2%	5.2%
ISUZU 6UZ1-XYBW01	0.9746	0.8%	117.5%	7.6%
ISUZU 6UZ1-XYBW01	0.9991	0.0%	121.2%	8.6%
ISUZU 6UZ1-XYBW01	1.0236	1.1%	124.8%	10.4%
ISUZU 6UZ1-XYBW01	0.8522	4.2%	96.7%	1.4%
ISUZU 6UZ1-XYBW01	0.5938	2.0%	40.1%	0.0%

MARCA MODELO	$w_x/w_N$	Error Tradicional	Error Cuadrática Con eN	Error Cuadrática Con BN
ISUZU 6WG1-XYBW01	0.4447	10.4%	3.5%	1.8%
ISUZU 6WG1-XYBW01	0.5004	8.5%	42.2%	1.0%
ISUZU 6WG1-XYBW01	0.5538	7.0%	79.9%	0.0%
ISUZU 6WG1-XYBW01	0.6118	3.0%	120.4%	1.3%
ISUZU 6WG1-XYBW01	0.6675	2.8%	156.0%	4.7%
ISUZU 6WG1-XYBW01	0.7211	9.2%	185.2%	9.1%
ISUZU 6WG1-XYBW01	0.7791	11.6%	216.8%	9.9%
ISUZU 6WG1-XYBW01	0.8369	7.4%	256.1%	4.0%
ISUZU 6WG1-XYBW01	0.8926	3.0%	295.4%	2.1%
ISUZU 6WG1-XYBW01	0.9483	1.0%	329.2%	5.3%
ISUZU 6WG1-XYBW01	1.0018	0.1%	357.3%	7.3%
ISUZU 6WG1-XYBW01	0.6943	6.5%	170.9%	7.4%
ISUZU 6WG1-XYBW01	0.7457	10.9%	198.2%	10.1%
ISUZU 6WG1-XYBW01	0.8102	9.6%	237.4%	7.0%
ISUZU 4BD1	0.4380	21.1%	3.6%	0.6%
ISUZU 4BD1	0.4995	21.1%	3.1%	2.1%
ISUZU 4BD1	0.5625	18.0%	0.2%	2.3%
ISUZU 4BD1	0.6255	14.8%	2.8%	2.1%
ISUZU 4BD1	0.6870	11.4%	5.8%	1.5%
ISUZU 4BD1	0.7500	8.2%	8.4%	0.8%
ISUZU 4BD1	0.8130	6.1%	10.1%	0.8%
ISUZU 4BD1	0.8761	4.4%	11.2%	0.9%
ISUZU 4BD1	0.9375	3.4%	11.7%	1.2%
ISUZU 4BD1	1.0005	3.0%	11.6%	1.9%
ISUZU 4BD1	1.0620	3.2%	10.9%	2.8%
ISUZU 4BD1	0.7241	9.5%	7.4%	1.1%
ISUZU 4BD1	0.8486	5.1%	10.8%	0.8%
ISUZU 4BD1	0.9100	3.9%	11.5%	1.1%
ISUZU 4BD1T	0.4405	14.3%	5.1%	0.4%
ISUZU 4BD1T	0.4986	12.9%	8.8%	0.5%
ISUZU 4BD1T	0.5711	11.5%	14.0%	1.2%
ISUZU 4BD1T	0.6436	9.9%	19.2%	1.6%
ISUZU 4BD1T	0.7125	7.5%	23.2%	1.4%
ISUZU 4BD1T	0.7850	5.0%	27.0%	0.9%
ISUZU 4BD1T	0.8575	3.0%	30.8%	0.8%
ISUZU 4BD1T	0.9336	1.5%	35.1%	1.2%
ISUZU 4BD1T	0.9735	0.9%	37.2%	1.5%
ISUZU 4BD1T	1.0062	0.3%	38.6%	1.6%
ISUZU 4BD1T	0.5312	12.4%	11.2%	0.9%
ISUZU 4BD1T	0.6110	10.7%	16.9%	1.5%
ISUZU 4BD1T	0.8212	4.0%	29.0%	0.9%
ISUZU 4BD1T	0.9010	2.0%	33.2%	0.9%
ISUZU 6BD1T	0.4462	6.0%	3.1%	4.1%
ISUZU 6BD1T	0.5003	7.4%	0.4%	1.6%
ISUZU 6BD1T	0.5723	6.2%	0.7%	0.9%
ISUZU 6BD1T	0.6405	4.6%	1.3%	0.7%
ISUZU 6BD1T	0.7159	2.7%	2.1%	0.3%
ISUZU 6BD1T	0.7876	1.3%	3.3%	0.4%
ISUZU 6BD1T	0.8557	0.2%	4.5%	1.1%
ISUZU 6BD1T	0.9273	0.1%	6.7%	2.6%
ISUZU 6BD1T	0.9810	0.1%	8.7%	4.4%
ISUZU 6BD1T	1.0025	0.1%	9.4%	4.9%
ISUZU 6BD1T	0.4715	7.3%	1.3%	2.4%
ISUZU 6BD1T	0.5363	6.8%	0.1%	1.3%
ISUZU 6BD1T	0.7481	1.9%	2.4%	0.2%
ISUZU 6BD1T	0.8879	0.1%	5.5%	1.9%

MARCA MODELO	$\omega_x/\omega_H$	Error Tradicional	Error Cuadrática Con eN	Error Cuadrática Con $\beta N$
DEUTZ BF6M1013-26E3	0.4348	15.7%	2.7%	3.0%
DEUTZ BF6M1013-26E3	0.4778	15.0%	4.5%	1.8%
DEUTZ BF6M1013-26E3	0.5218	15.8%	7.6%	0.6%
DEUTZ BF6M1013-26E3	0.5648	14.7%	9.6%	1.7%
DEUTZ BF6M1013-26E3	0.6089	12.6%	10.4%	1.7%
DEUTZ BF6M1013-26E3	0.6518	10.0%	10.8%	1.1%
DEUTZ BF6M1013-26E3	0.6959	7.4%	11.1%	0.4%
DEUTZ BF6M1013-26E3	0.7389	5.1%	11.6%	0.2%
DEUTZ BF6M1013-26E3	0.7829	3.4%	12.5%	0.4%
DEUTZ BF6M1013-26E3	0.8259	1.8%	13.6%	0.5%
DEUTZ BF6M1013-26E3	0.8689	0.7%	15.0%	0.4%
DEUTZ BF6M1013-26E3	0.9130	0.1%	16.8%	0.1%
DEUTZ BF6M1013-26E3	0.9570	0.1%	19.0%	0.8%
DEUTZ BF6M1013-26E3	1.0000		21.4%	1.7%
DEUTZ BF6M1015	0.4368	15.2%	0.2%	5.4%
DEUTZ BF6M1015	0.5359	10.5%	2.9%	5.9%
DEUTZ BF6M1015	0.6313	6.3%	6.5%	5.9%
DEUTZ BF6M1015	0.7262	2.6%	10.2%	5.8%
DEUTZ BF6M1015	0.8213	0.0%	14.8%	4.9%
DEUTZ BF6M1015	0.9136	1.2%	20.2%	3.1%
DEUTZ BF6M1015	0.9568	1.8%	22.5%	2.4%
DEUTZ BF6M1015	0.4853	13.0%	1.3%	5.6%
DEUTZ BF6M1015	0.5805	8.5%	4.5%	5.9%
DEUTZ BF6M1015	0.6864	4.0%	8.5%	6.0%
DEUTZ BF6M1015	0.7783	1.0%	12.7%	5.4%
DEUTZ BF6M1015	0.8623	0.7%	17.1%	4.2%
DEUTZ BF6M1015	0.8890	1.0%	18.7%	3.7%
DEUTZ BF6M1015	0.9383	1.6%	21.5%	2.7%
DEUTZ BF6M1015c	0.4359	10.8%	2.1%	6.6%
DEUTZ BF6M1015c	0.4861	11.5%	2.0%	4.5%
DEUTZ BF6M1015c	0.5428	10.3%	5.4%	3.6%
DEUTZ BF6M1015c	0.5945	8.4%	7.6%	3.5%
DEUTZ BF6M1015c	0.6484	6.1%	9.7%	3.7%
DEUTZ BF6M1015c	0.7335	2.4%	12.9%	3.9%
DEUTZ BF6M1015c	0.8583	1.9%	17.7%	3.8%
DEUTZ BF6M1015c	0.9104	3.2%	19.8%	3.5%
DEUTZ BF6M1015c	0.4604	11.3%	0.1%	5.5%
DEUTZ BF6M1015c	0.5181	10.9%	4.0%	4.0%
DEUTZ BF6M1015c	0.6899	4.2%	11.2%	3.9%
DEUTZ BF6M1015c	0.7793	0.7%	14.7%	4.0%
DEUTZ BF6M1015c	0.8188	0.7%	16.1%	4.0%
DEUTZ BF6M1015c	0.8813	2.6%	18.6%	3.7%
FDC4118KBG FDC4118KBG	0.5018	8.2%	1.4%	6.9%
FDC4118KBG FDC4118KBG	0.5839	6.1%	1.2%	3.9%
FDC4118KBG FDC4118KBG	0.6661	5.0%	2.2%	2.4%
FDC4118KBG FDC4118KBG	0.7512	4.8%	4.2%	2.4%
FDC4118KBG FDC4118KBG	0.8364	4.6%	6.3%	2.9%
FDC4118KBG FDC4118KBG	0.9185	5.2%	9.1%	4.6%
FDC4118KBG FDC4118KBG	1.0006	6.6%	12.5%	7.8%
FDC4118KBG FDC4118KBG	1.0858	8.3%	16.2%	11.6%
FDC4118KBG FDC4118KBG	1.1679	10.4%	20.1%	16.2%
FDC4118KBG FDC4118KBG	0.5414	7.0%	1.1%	5.2%
FDC4118KBG FDC4118KBG	0.6296	5.3%	1.6%	2.8%
FDC4118KBG FDC4118KBG	0.9702	6.1%	11.3%	6.6%
FDC4118KBG FDC4118KBG	1.0493	7.6%	14.7%	10.0%
FDC4118KBG FDC4118KBG	1.1283	9.4%	18.4%	14.0%

MARCA MODELO	$w_{\text{d}}/w_{\text{N}}$	Error Tradicional	Error Cuadrática Con eN	Error Cuadrática Con $\beta$ N
FDC4118KZL FDC4118KZL	0.4469	9.6%	0.7%	3.7%
FDC4118KZL FDC4118KZL	0.4977	10.7%	5.9%	1.6%
FDC4118KZL FDC4118KZL	0.5718	9.9%	11.5%	0.5%
FDC4118KZL FDC4118KZL	0.6421	8.2%	16.1%	0.2%
FDC4118KZL FDC4118KZL	0.6967	6.3%	19.1%	0.4%
FDC4118KZL FDC4118KZL	0.7826	3.7%	23.9%	0.4%
FDC4118KZL FDC4118KZL	0.8529	2.0%	27.8%	0.2%
FDC4118KZL FDC4118KZL	0.8997	0.8%	29.9%	0.2%
FDC4118KZL FDC4118KZL	0.9504	0.4%	33.2%	0.7%
FDC4118KZL FDC4118KZL	0.9973	0.1%	35.7%	1.3%
FDC4118KZL FDC4118KZL	0.4703	10.5%	3.4%	2.4%
FDC4118KZL FDC4118KZL	0.5367	10.5%	9.0%	0.8%
FDC4118KZL FDC4118KZL	0.8177	2.9%	25.9%	0.3%
FDC4118KZL FDC4118KZL	0.6030	8.9%	13.3%	0.6%
FDC4118KEZLQ FDC4118KEZLQ	0.4450	9.8%	0.6%	3.3%
FDC4118KEZLQ FDC4118KEZLQ	0.4687	10.3%	1.2%	2.4%
FDC4118KEZLQ FDC4118KEZLQ	0.4977	10.4%	3.0%	1.6%
FDC4118KEZLQ FDC4118KEZLQ	0.5718	9.7%	7.0%	0.4%
FDC4118KEZLQ FDC4118KEZLQ	0.6430	8.1%	10.2%	0.0%
FDC4118KEZLQ FDC4118KEZLQ	0.7145	5.9%	12.7%	0.1%
FDC4118KEZLQ FDC4118KEZLQ	0.7860	3.7%	15.1%	0.2%
FDC4118KEZLQ FDC4118KEZLQ	0.8549	1.9%	17.6%	0.1%
FDC4118KEZLQ FDC4118KEZLQ	0.9053	1.1%	19.7%	0.5%
FDC4118KEZLQ FDC4118KEZLQ	0.9292	0.5%	20.4%	0.5%
FDC4118KEZLQ FDC4118KEZLQ	0.9955	0.2%	23.1%	1.4%
FDC4118KEZLQ FDC4118KEZLQ	0.5320	10.1%	4.8%	1.1%
FDC4118KEZLQ FDC4118KEZLQ	0.8257	2.7%	16.6%	0.1%
FDC4118KEZLQ FDC4118KEZLQ	0.9663	0.2%	22.0%	1.1%
FDC4118Q FDC4118Q	0.3827	22.6%	10.7%	7.5%
FDC4118Q FDC4118Q	0.4529	18.8%	14.3%	6.2%
FDC4118Q FDC4118Q	0.5156	15.9%	18.2%	5.4%
FDC4118Q FDC4118Q	0.5884	12.8%	23.1%	4.6%
FDC4118Q FDC4118Q	0.6536	10.8%	28.3%	4.5%
FDC4118Q FDC4118Q	0.7188	7.8%	32.1%	3.2%
FDC4118Q FDC4118Q	0.7890	5.3%	36.6%	2.4%
FDC4118Q FDC4118Q	0.8592	3.2%	40.9%	1.7%
FDC4118Q FDC4118Q	0.9244	2.3%	45.7%	1.9%
FDC4118Q FDC4118Q	0.9896	2.3%	51.2%	2.8%
FDC4118Q FDC4118Q	1.0523	2.6%	56.2%	3.7%
FDC4118Q FDC4118Q	0.7564	6.1%	34.1%	2.5%
FDC4118Q FDC4118Q	0.8241	3.9%	38.5%	1.8%
FDC4118Q FDC4118Q	0.9595	2.3%	48.8%	2.4%
FDC4118Q-KA FDC4118Q-KA	0.4106	17.2%	5.5%	1.3%
FDC4118Q-KA FDC4118Q-KA	0.4240	16.8%	6.0%	1.1%
FDC4118Q-KA FDC4118Q-KA	0.4844	14.6%	8.0%	0.2%
FDC4118Q-KA FDC4118Q-KA	0.5470	12.1%	10.2%	0.5%
FDC4118Q-KA FDC4118Q-KA	0.6052	8.7%	11.1%	0.0%
FDC4118Q-KA FDC4118Q-KA	0.6655	4.9%	11.7%	1.0%
FDC4118Q-KA FDC4118Q-KA	0.7259	2.0%	13.1%	1.4%
FDC4118Q-KA FDC4118Q-KA	0.7885	0.7%	14.6%	1.8%
FDC4118Q-KA FDC4118Q-KA	0.8512	2.4%	17.1%	1.5%
FDC4118Q-KA FDC4118Q-KA	0.9071	3.3%	19.7%	0.9%
FDC4118Q-KA FDC4118Q-KA	0.4553	15.7%	7.1%	0.5%
FDC4118Q-KA FDC4118Q-KA	0.6387	6.4%	11.2%	0.7%
FDC4118Q-KA FDC4118Q-KA	0.6991	3.1%	12.3%	1.3%
FDC4118Q-KA FDC4118Q-KA	0.7617	0.3%	13.9%	1.7%

MARCA MODELO	$\omega_x/\omega_N$	Error Tradicional	Error Cuadrática Con eN	Error Cuadrática Con BN
FDC6118BG FDC6118BG	0.4420	9.2%	2.8%	1.5%
FDC6118BG FDC6118BG	0.5255	6.4%	1.7%	0.6%
FDC6118BG FDC6118BG	0.6057	4.3%	1.4%	0.2%
FDC6118BG FDC6118BG	0.6858	2.6%	1.7%	0.1%
FDC6118BG FDC6118BG	0.7657	1.1%	2.1%	0.1%
FDC6118BG FDC6118BG	0.8454	0.1%	2.9%	0.1%
FDC6118BG FDC6118BG	0.9251	0.6%	4.3%	0.7%
FDC6118BG FDC6118BG	0.9984	0.1%	6.4%	2.0%
FDC6118BG FDC6118BG	0.4838	7.7%	2.0%	1.0%
FDC6118BG FDC6118BG	0.5576	5.4%	1.3%	0.3%
FDC6118BG FDC6118BG	0.8008	0.5%	2.3%	0.0%
FDC6118BG FDC6118BG	0.8805	0.5%	3.4%	0.3%
FDC6118BG FDC6118BG	0.6409	3.3%	1.3%	0.0%
FDC6118BG FDC6118BG	0.9633	0.4%	5.3%	1.3%
FDC6118BZLQ FDC6118BZLQ	0.4720	7.6%	4.2%	5.4%
FDC6118BZLQ FDC6118BZLQ	0.5059	8.6%	8.1%	3.2%
FDC6118BZLQ FDC6118BZLQ	0.5567	9.3%	13.6%	0.6%
FDC6118BZLQ FDC6118BZLQ	0.6160	8.0%	18.1%	0.1%
FDC6118BZLQ FDC6118BZLQ	0.7261	4.5%	24.9%	0.0%
FDC6118BZLQ FDC6118BZLQ	0.8024	3.0%	30.2%	0.1%
FDC6118BZLQ FDC6118BZLQ	0.8828	2.3%	36.4%	0.7%
FDC6118BZLQ FDC6118BZLQ	0.9633	2.2%	42.6%	1.2%
FDC6118BZLQ FDC6118BZLQ	1.0395	1.9%	47.3%	1.0%
FDC6118BZLQ FDC6118BZLQ	0.5228	9.3%	10.4%	2.0%
FDC6118BZLQ FDC6118BZLQ	0.8489	2.8%	34.1%	0.7%
FDC6118BZLQ FDC6118BZLQ	0.9082	2.3%	38.5%	0.9%
FDC6118BZLQ FDC6118BZLQ	0.9802	2.1%	43.6%	1.1%
FDC6118BZLQ FDC6118BZLQ	1.0184	1.9%	45.9%	1.0%