

Trabajo de Diploma

TÍTULO: Determinación teórica de las características exteriores de velocidad de torqué y potencia de los motores diesel modernos

AUTOR: Luis Grabiél Mauri Ramirez

TUTORES: Dr. José R. Fuentes Vega
Ing. Mario J. Aranzola Rodríguez
MSc. Rogelio Hernández Peña



Hago constar que el presente trabajo fue realizado en la Universidad de Cienfuegos como parte de la culminación de estudios en la especialidad de Ingeniería Mecánica; autorizando que el mismo sea utilizado por la institución para los fines que estime conveniente, tanto de forma parcial como total y que además no podrá ser representado en evento alguno ni publicado sin la aprobación de la universidad.

Firma del autor

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

Información Científico Técnica
Nombre y Apellidos, firma

Firma del Tutor

Computación
Nombre y Apellidos, firma

Sistema de Documentación de Proyecto
Nombre y Apellidos, firma

Agradecimientos.

A los profesores de la Universidad de Cienfuegos, por la ayuda que brindaron en la formación de mis conocimientos, a mis compañeros de trabajo por el apoyo y la cobertura que me dieron, a mis padres por el sustento que me proporcionaron, a mi esposa por comprenderme y ayudarme cuando lo necesité, a Maria de Lourdes Machín Villavicencio por la ayuda brindada a la modelación de las ecuaciones y al Dr. C José Ramón Fuentes por ser mi tutor.

Resumen.

Dada la importancia que posee la determinación teórica de las características exteriores de velocidad de los motores de combustión interna diesel, para el desarrollo de cálculos dinámicos, de consumo y modelación matemática de los ciclos de movimiento; y los cambios operados en sus parámetros de salida, con la introducción de las nuevas tecnologías, tanto en motores diesel convencionales como en los Common Rail, se hace necesario determinar las expresiones teóricas que posibiliten la determinación más exacta de las mismas, dada la antigüedad de las expresiones existentes y la inexistencia de referencias al respecto en la literatura disponible. 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 de la normalidad de los modelos propuestos. Se considera como un aporte la definición de la metodología de trabajo y como una novedad, desde el punto de vista científico, la definición de dos modelos que dan respuesta satisfactoria, si bien perfectible, al problema científico planteado: el modelo de Hoerl y el Racional Cuadrático.

Índices.

1.	Capítulo I: Fundamentación teórica	9
1.1.	Introducción	9
1.2.	Del diesel convencional al Common Rail.....	9
1.3.	Los motores Common Rail.	10
1.3.1.	Descripción del sistema. Funciones básicas y adicionales.	10
1.3.2.	Sistema EGR.....	11
1.3.3.	Sistema electrónico de control.	13
1.3.4.	Características del sistema de inyección: comparación con los sistemas convencionales (Bombas en línea y rotativas).....	15
1.3.5.	Estructura y funcionamiento de componentes.	19
1.3.6.	Bloques del sistema: Sensores, ECU y actuadores	30
1.3.7.	Gestión electrónica.....	36
1.3.8.	Las características exteriores de velocidad en motores convencionales.....	37
1.3.9.	Las características exteriores de velocidad en motores convencionales. Su importancia y utilidad.	37
1.3.10.	La determinación teórica de las características exteriores de velocidad en motores convencionales.....	38
1.4.	Las características exteriores de velocidad en los motores Common Rail.	40
1.4.1.	Diferencias fundamentales con respecto a las características exteriores de los motores convencionales. Dificultades para su determinación teórica.	40
1.4.2.	Trabajos realizados en la determinación teórica de las características exteriores de los Common Rail. Limitaciones.	41
1.5.	Conclusiones parciales del 1er capítulo.	42
2.	Capítulo II: Metodología de trabajo	43
2.1.	Introducción	43
2.2.	Posibilidad de desarrollo del trabajo.....	43
2.3.	Metodología de trabajo.	43
2.4.	Conclusiones parciales del capítulo II:	46
3.	Capítulo III: Modelación Matemática del Momento Efectivo	48
3.1.	Introducción	48
3.2.	Determinación del modelo más adecuado para la determinación teórica de las características exteriores de velocidad de Momento efectivo en los nuevos motores diesel	48
3.3.	Función Cuadrática para el Momento Efectivo.	49
3.3.1.	Determinación <i>analítica</i> de los coeficientes $C1$, $C2$ y $C3$	49
3.4.	Función Recíproca Cuadrática para el Momento Efectivo.	52
3.4.1.	. Determinación analítica de los coeficientes a , b y c	52
3.5.	Función Racional cuadrática para el Momento Efectivo.	54
3.5.1.	Determinación analítica de los coeficientes a , b y c	55
3.6.	Función "Modelo de Hoerl" para el Momento Efectivo.....	57
3.6.1.	Determinación analítica de los coeficientes $H1$, $H2$ y $H3$	57
3.7.	Función "Heat capacity" para el Momento Efectivo.	59
3.7.1.	Determinación analítica de los coeficientes $P1$, $P2$ y $P3$	60
3.8.	Función "Vapor Pressure Model" para el Momento Efectivo.	62
3.8.1.	Determinación analítica de los coeficientes $V1$, $V2$ y $V3$	62
3.9.	Análisis de los resultados.....	64

3.10.	Para $\left(\frac{\omega_x}{\omega_N} \leq 0.4\right)$	65
3.10.1.	Análisis de la normalidad para (ycuadrática / yobservado).....	65
3.10.2.	Análisis de la normalidad para (yrecíproca cuadrática / yobservado).....	66
3.10.3.	Análisis de la normalidad para yracional cuadrática / yobservado	67
3.10.4.	Análisis de la normalidad para ymodelo de Hoerl / yobservado.....	68
3.10.5.	Análisis de la normalidad para yHeat capacity / yobservado.....	68
3.10.6.	Análisis de la normalidad para yVapor Pressure Modelo / yobservado.....	69
3.11.	Comparación de Muestras.....	70
3.12.	Conclusiones parciales del capítulo III.	71
4.	Conclusiones generales	72
5.	Recomendaciones	73
6.	Bibliografía	74
7.	Anexos	77

Introducción

La fuente energética en los vehículos, como su nombre lo indica, proporcionan la potencia necesaria para el vencimiento de las resistencias al movimiento, que se generan con el movimiento del vehículo. , A pesar de los esfuerzos realizados por crear nuevas fuentes de energía y de diversificar los combustibles utilizados en las mismas, los motores de combustión interna continúan siendo la fuente energética fundamental de las máquinas automotrices en la actualidad, con una dependencia fundamental de los combustibles derivados del petróleo (casi al 98%), aún cuando se conocen las insuficiencias de estos motores y el agotamiento acelerado de las reservas de petróleo.

Entre las insuficiencias más notables de los motores de combustión interna convencionales, como fuente energética de las máquinas automotrices, se encuentran:

- Baja eficiencia, que se traduce en indicadores relativamente altos de consumo específico, mayores en los motores de gasolina, aún en los de inyección de gasolina en comparación con los de control electrónico de la inyección en diesel.
- Altos precios de los derivados del petróleo, mayores en la gasolina que en el diesel.
- Elevado impacto ambiental, tanto por los gases de escape como por el ruido, con dificultades elevadas para la reducción de los NO₂ en el diesel.
- Baja adecuación de sus características tractivas a las correspondientes a la fuente ideal, lo que obliga al uso de cajas de velocidad en los sistemas de transmisión, buscando la adecuación de las características reales a las ideales a nivel de ruedas.

Los motores eléctricos y las turbinas de gas, debido a insuficiencias técnicas, tecnológicas y económicas, no han podido superar sus limitaciones, a pesar de que poseen una satisfactoria adecuación a la característica ideal...

Si bien los vehículos eléctricos han tenido un restringido campo de aplicación, en vehículos de baja potencia, los vehículos híbridos, que funcionan alternativamente con motores eléctricos y motores de combustible fósil, que ayudan a la recarga de las baterías, han tenido en los últimos tiempos cierta proliferación.

Las celdas combustibles, si bien pueden ser una solución de futuro, han tenido aplicaciones más acertadas a nivel industrial, pero las aplicaciones en automóviles, aún presentan problemas técnicos por resolver y costos no comerciales.

En relación a los combustibles alternativos han tomado auge los biocombustibles de diferentes tipos, y dentro de ellos principalmente el alcohol y los aceites combustibles. El alcohol se ha utilizado en dos variantes fundamentales: motores que funcionan sólo con alcohol y motores que trabajan con mezclas alcohólicas, de alrededor del 20%.

En los últimos tiempos el uso de biocombustibles se ha extendido a países industrializados, a partir de la política desarrollada por EE.UU., con el objetivo de mitigar el efecto de los altos precios del petróleo y su dependencia como país de ese combustible. Esto ha contribuido a la escasez y subida de precios de los alimentos, a partir de los cuales prioritariamente se producen estos combustibles, con la lógica afectación de los segmentos más desposeídos de la sociedad, situación que fue oportunamente denunciada por nuestro Comandante en Jefe, en varias de sus reflexiones sobre el tema[1].

Si bien la literatura, en muchas ocasiones, exagera el papel de una u otra tecnología o de los combustibles alternativos, lo cierto es que predominan en los vehículos actuales los motores de combustión interna, que funcionan con combustibles derivados del petróleo, gasolina y diesel, en sus variantes convencionales, y en las variantes modernas, la inyección electrónica de gasolina y el control electrónico de la inyección (Common Rail).

Las modificaciones introducidas, tanto a los motores diesel como a los de gasolina, han generado mejoras en los parámetros de salida más importantes a saber: el troqué, la potencia y el consumo específico y en muchas ocasiones en la forma de la curva y la ubicación relativa de sus valores extremos.

Ha sido una tendencia en la construcción de los motores, la reducción de la frecuencia de rotación a troqué 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 troqué máximo, a diferencia de la tendencia anterior que era alcanzarla cerca del punto de potencia máxima. El uso de sobrealimentadores, cada vez más extendido en el diesel y de uso también en la inyección de gasolina, aunque con menores valores de presión de inyección, aumenta el troqué y la potencia y modifica la forma de las curvas y la elasticidad de los motores.

Asumiendo como un hecho, la importancia de la determinación teórica de la característica exterior de los motores, para fines de cálculos dinámicos, de consumo o para la modelación matemática de los ciclos de movimiento, es necesario acometer la tarea de definir las expresiones matemáticas que posibilitan determinar las mismas con la exactitud adecuada en los nuevos motores.

Para esto, es requisito indispensable contar con un número de características exteriores que posibiliten el análisis estadístico y la validación de los resultados obtenidos.

Debido al uso de los diesel, en los vehículos pesados de carga y pasajeros, donde pueden aplicarse con más facilidad los métodos racionales de utilización, muy difícil en vehículos de uso particular, donde existe un uso predominante de los motores de gasolina; además de la existencia de un número adecuado de características exteriores de velocidad de motores diesel, que posibilitan el desarrollo del trabajo que pretendemos acometer, es que se decide el inicio del estudio de esta problemática, en el presente trabajo de diploma, por el Common Rail y los motores actuales diesel:

“Es necesario definir los modelos, que con mayor exactitud posibiliten determinar teóricamente las características exteriores de troqué y potencia de los motores diesel actuales, tanto Common Rail como motores convencionales con incorporación de las NTIC en el control de sus procesos, utilizados en vehículos pesados”

Siendo el Objeto de estudio: “las características exteriores de troqué y potencia de los motores diesel actuales, utilizados en vehículos pesados”.

Como Hipótesis se plantea: “Es posible definir modelos que posibiliten determinar de forma teórica, con adecuada exactitud, las características exteriores de troqué y potencia de los motores diesel actuales utilizados en vehículos pesados”.

Se establece como Objetivo general de la investigación: “Definir nuevos modelos que posibiliten determinar teóricamente, con mayor exactitud que los convencionales, las características exteriores de troqué y potencia de los motores diesel actuales, utilizados en vehículos pesados”.

Siendo sus Objetivos específicos:

1. Recopilar una base de datos de características exteriores de motores diesel actuales, lo suficientemente amplia que posibilite el análisis estadístico y la validación del modelo propuesto.
2. Analizar la base de datos, para excluir aquellos motores que por las características de su proceso de inyección, brindan una característica exterior de velocidad que se aparte sensiblemente del resto de los motores analizados.
3. Utilizar los software Snap, para capturar la imagen de la característica exterior de velocidad, y el TECHDIG, que asimila el formato del Snap, para la determinación de las coordenadas de las características de troqué y potencia.
4. Analizar el comportamiento de otros modelos, diferentes de los convencionales que muestra el Curve Expert, para definir si es posible lograr un mayor nivel de ajuste a la característica del fabricante.
5. Determinar teóricamente, a través del procesamiento matemático, las expresiones que definen el anterior modelo.
6. Verificar a través de la base de datos, la exactitud que se logra con el nuevo modelo, comparando los resultados con las expresiones convencionales y las obtenidas en el trabajo de Aranzola, en la determinación teórica de las características exteriores.

1. Capítulo I: Fundamentación teórica

1.1. Introducción

En este capítulo se aborda la fundamentación del trabajo, basados en la bibliografía existente y los trabajos precedentes realizados. Se hace hincapié en las características del motor diesel Common Rail y las diferencias notables que existen entre él y los motores diesel convencionales, detallando algunas de sus variantes, sus características de funcionamiento, sus dispositivos y sensores. Se aborda la importancia de las características exteriores de velocidad de los motores de combustión interna, las dificultades existentes para su determinación teórica en los nuevos motores, dada la inexistencia de modelos que muestren un ajuste adecuado en los mismos, los pasos dados en este sentido, y las limitaciones que existen, cuyas vías de solución inspiran el presente trabajo.

1.2. Del diesel convencional al Common Rail.

Los motores diesel se clasifican, entre otros aspectos, por el tipo de cámara de combustión en: a).-de cámara no dividida; b).-de cámara dividida. Los motores de cámara no dividida son también denominados de inyección directa, por realizarse la inyección del combustible directamente en la cámara de combustión. Los motores de cámara dividida, poseen una cámara auxiliar, conectada con la cámara principal, donde se realiza la inyección del combustible y se inicia la combustión del mismo. Los motores diesel de cámara dividida se clasifican a su vez en: a).-de pre-cámara; b).-de cámara de turbulencia

No vamos a ocuparnos de los diesel de inyección indirecta, porque la historia del automóvil con motor diesel no se ha escrito en esta forma de inyección. De hecho, el diesel nació como tal, en inyección directa, y su implantación en automóviles ligeros, fue la que trajo la conocida inyección indirecta, para suavizar su funcionamiento y aumentar su frecuencia de rotación. Además, por su importancia en la temática que abordaremos en este trabajo, centraremos nuestra atención en la inyección directa.

Para inyectar el gasoil al cilindro, se necesitan presiones elevadas, que venzan la contrapresión de la cámara y sean capaces de pulverizar finamente el combustible. Esto se logra con una bomba de alta presión (BAP), de desplazamiento positivo.

Las BAP son generalmente de dos tipos: 1).-En línea; 2).-Rotativas

Las BAP en línea, constan de un par cilindro-pistón por cada cilindro. La bomba es accionada por el árbol de levas, variándose la dosificación, mediante el giro relativo de los pistones (plunyers), con superficies sesgadas, en relación con las lumbreras de admisión. El giro de los pistones, modifica el recorrido efectivo de la carrera de compresión del combustible, a través de una válvula de impulsión.

Las bombas rotativas son de dos tipos, y se conocen como C.A.V. y Bosch.

Las de Bosch son similares a una en línea, solo que existe un pistón único, accionado por una leva frontal de plato, de forma que gira y desplaza el pistón único. El combustible se envía a los diferentes cilindros a través de un distribuidor, al descubrir el pistón en su giro, los orificios de alimentación del combustible a presión a los inyectores.

Las bombas de tipo CAV están formadas por dos pistones opuestos, uno a otro. Los pistones se accionan por una leva frontal, de forma que al girar, los mueven a su encuentro, comprimiendo el combustible entre ellos, y de esta forma se envía a los cilindros por un distribuidor.

La introducción de las bombas rotativas, abarató mucho la fabricación de estos equipos, muy caros, por la tolerancia tan estrecha en su fabricación, dadas las presiones y volúmenes que manejan.

En las bombas, existe un sistema de regulación, que posibilita controlar la entrega cíclica de gasoil en el cilindro del motor.

El estudio de los sistemas de regulación, ocuparía de por sí un capítulo aparte, pero sólo lo abordaremos someramente más adelante. En las bombas en línea, los reguladores son generalmente

mecánicos; en las bombas rotativas pueden ser mecánicos, hidráulicos y en los motores más modernos, electrónicos.

La introducción de la electrónica en los motores diesel, contribuyó a perfeccionar el ya preciso sistema de regulación de las bombas, y a elevar, a niveles no imaginables, las presiones de inyección.

Después de la aparición de la gestión electrónica en las bombas rotativas, el último impulso del diesel vino de manos de la inyección directa, la cual se ha hecho acompañar en todas las realizaciones actuales de la gestión electrónica, con la famosa bomba radial VP-44 de Bosch, con la cual debutaron los famosos T.D.I. de V.A.G.

La aparición del Common Rail, en la firma FIAT, y el perfeccionamiento de los mismos por la firma Bosch, han cambiado el concepto que teníamos de los sistemas de inyección y ha independizado las presiones de inyección de la frecuencia de rotación del motor.

La posterior aparición de los inyector-bomba de la familia VAG, parece elevar las prestaciones a niveles impensables, sin embargo, estos se usaron desde hace muchos años por firmas como la Cummins o Steyr, siendo sus ventajas fundamentales el incremento de la presión, así como el control electrónico de la entrega cíclica de combustible.

Con este preámbulo, podemos adentrarnos en el estudio de las características técnicas más generales de los sistemas Common Rail, sin penetrar en la teoría de funcionamiento, que de hecho, no está claramente explícita en todas sus variantes, lo que hace difícil en ocasiones explicar las diferencias de comportamiento entre uno y otro modelo de motor, o en motores de una misma familia, como veremos posteriormente.

1.3. Los motores Common Rail.

Common Rail: Conducto común longitudinal, donde se acumulan cantidades de combustible a alta presión. Del mismo salen conductos individuales para cada inyector, garantizando así los caudales idóneos adecuados para cada uno de los inyectores. La entrega en los inyectores, está gobernada por un solenoide que hace funciones de válvula, y se entrega el combustible a través de seis finos agujeros. La gran ventaja de este sistema, es la de disponer de combustible a alta presión, constante, o sea, independientemente del régimen de giro del motor. Por supuesto, existe una BAP, accionada directamente por el motor, para lograr los niveles de presión adecuados en el 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.

Fig. 1.1 Sistema Common Rail de la firma Bosh.

La palabra "Common Rail", puede traducirse como "rampa de inyección", es decir, se hace alusión al elemento

característico del sistema de inyección en gasolina. La diferencia fundamental entre los dos sistemas, viene dada por las mayores presiones de trabajo en los motores diesel, del orden de los 1350 bar, en comparación con los menos de 5 bar, que desarrolla un sistema de inyección gasolina.

Funciones básica.

Entre sus funciones básicas están: controlar el momento preciso de la inyección, con la entrega cíclica y presión, adecuados al régimen de funcionamiento del motor.

Funciones adicionales.

Contribuyen a reducir las emisiones de los gases de escape y el consumo de combustible, y aumentan la seguridad y el confort del vehículo. Entre algunas de sus características propias están: la retroalimentación de gases de escape (sistema EGR), la regulación de la presión turbo, la regulación de la velocidad de marcha, el inmovilizador electrónico de arranque, etc. El sistema CANbus, hace posible el intercambio de datos con otros sistemas electrónicos del vehículo (por ejemplo: frenos ABS, control electrónico de cambio); poseen una interfaz de diagnóstico, que permite, al realizar la inspección del vehículo, la evaluación de los datos del sistema almacenado en memoria.

1.3.2. Sistema EGR

En los gases de escape de los motores diesel, nos encontramos fundamentalmente con los siguientes contaminantes:

- Los hidrocarburos (HC).
- El dióxido de carbono (CO₂).
- Las partículas mecánicas, por reacción química de oxidación.
- Los óxidos de nitrógeno (NO₂).

Los tres primeros contaminantes pueden reducirse con un catalizador de oxidación. El NO₂ no se afecta por la instalación del catalizador, por lo que hay que tratarlo antes de que llegue al escape. Por tal razón, se utiliza el sistema EGR (Exhaust Gas Recirculation).

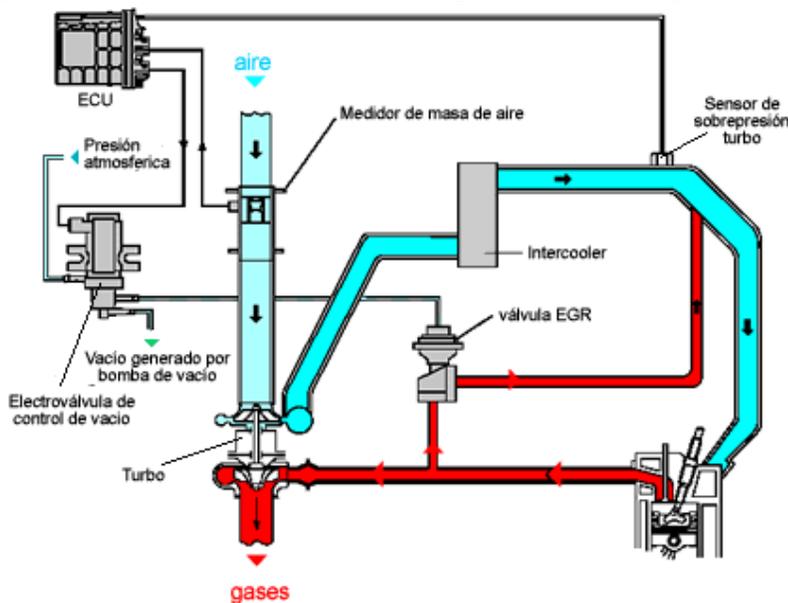


Fig. 1.2 Sistema EGR en motor de aspiración natural.

Este sistema reenvía una parte de los gases de escape al colector de admisión, de forma que descienda el contenido de oxígeno en el aire de admisión, lo cual se su vez provoca un descenso en la temperatura de combustión, ambos efectos reducen las emisiones de NO₂. La recirculación debe ser controlada, pues un exceso de gases de escape en el colector de admisión, aumentaría la emisión de carbonilla. Por ello, el

momento en que debe activarse el sistema EGR, y la cantidad de gases de escape que deben ser enviados al colector de admisión, es determinado por la ECU Electrónico (ECU), teniendo en cuenta la frecuencia de rotación, la entrega cíclica de combustible, el caudal de aire aspirado, la temperatura del motor y la presión atmosférica reinante. Normalmente el sistema EGR solamente está activado a cargas parciales y con temperatura normal del motor.

De acuerdo con los datos obtenidos, la ECU actúa sobre una electro válvula de inversión, que controla el vacío (convertidor EGR), abriendo o cerrando la comunicación con la válvula de vacío. De esta forma, la válvula de recirculación de gases (válvula EGR), abre o cierra, permitiendo o no la recirculación de gases del colector de escape al colector de admisión (Ver [Figura 1.3](#))

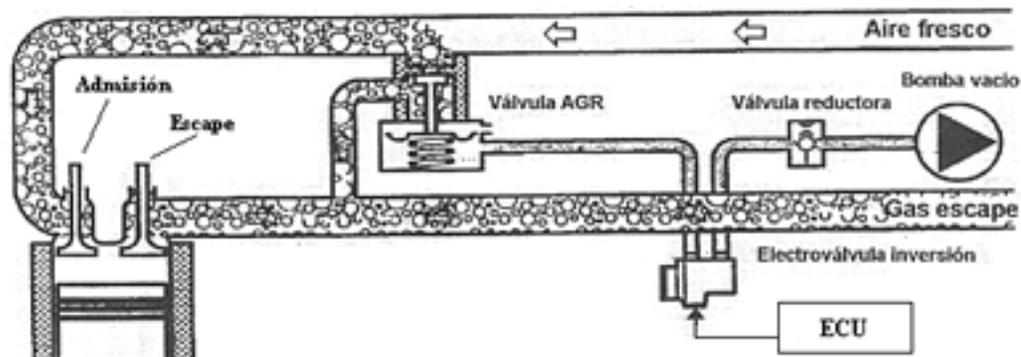
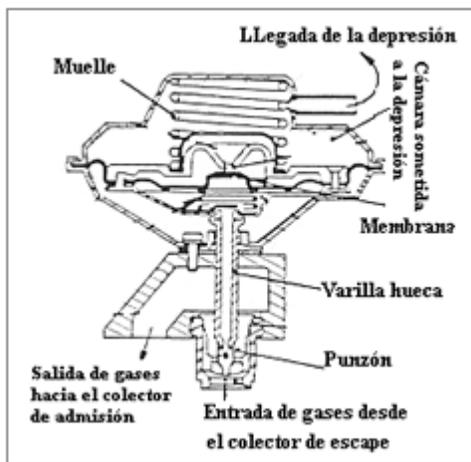


Fig. 1.3 Detalle del funcionamiento del sistema EGR.

Válvulas EGR

La válvula EGR es la encargada de hacer recircular los gases de escape del colector de escape al colector de admisión, y se clasifican según su funcionamiento en: "neumáticas" y "eléctricas".



Neumáticas: Las válvulas EGR neumáticas, son accionadas por vacío. Están constituidas por una membrana pretensada por un muelle, la cual está acoplada a una varilla hueca con extremo cónico (punzón), que hace el oficio de válvula. Cuando el vacío actúa sobre la membrana, y vence la fuerza del muelle, se mueve hacia arriba, despegando el extremo cónico de su asiento, y dando paso a los gases de escape, desde el colector de escape hacia el de admisión.

Fig. 1.4 Válvula EGR neumática

Para controlar la depresión que actúa sobre las válvulas EGR, necesitamos de otra válvula, en este caso eléctrica, la cual es controlada por la ECU.

Eléctricas: Las válvulas EGR eléctricas, se caracterizan por no tener que utilizar una bomba de vacío para su funcionamiento, por lo que trabajan de forma autónoma. Estas válvulas actúan de una forma muy similar al dispositivo "variador de avance de la inyección", que utilizan las "bombas electrónicas", que alimentan a los motores de inyección directa diesel (TDi). Constan de un solenoide, el cual actúa al recibir señales eléctricas de la ECU, cerrando o abriendo un paso, por el que recirculan los gases de escape. El mayor o menor volumen de gases a recircular, viene determinado por la ECU, que recibe señales de: la velocidad del vehículo, la carga y la temperatura del motor.

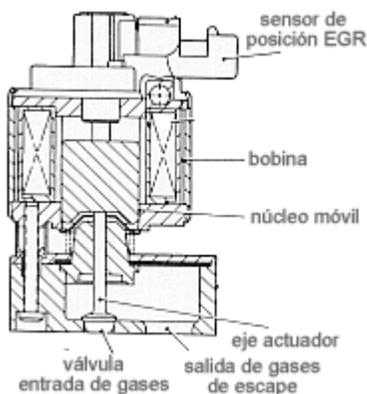
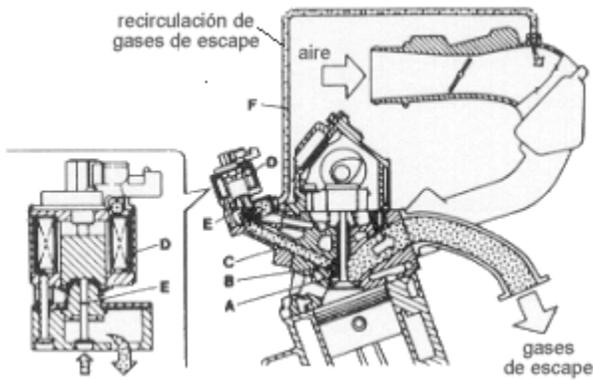


Fig. 1.5 Válvula EGR eléctrica.

La válvula EGR eléctrica, cuenta con un pequeño sensor en su interior, que informa a la ECU en todo momento, la posición que ocupa el elemento, que abre o cierra el paso de la recirculación de los gases de escape. Este tipo de electro válvula es muy sensible, pues puede abrirse con cualquier carga motor y con cualquier depresión en el colector. Interviene con temperatura líquido de enfriamiento del motor de 55°C, temperatura aire aspirado > 17 °C y régimen motor entre 1500 y 5600 rpm (según las características del motor).



Durante el funcionamiento del sistema EGR, los gases de escape son interceptados y canalizados a través del conducto C hacia la válvula D, que gobernada por la ECU, levanta la válvula E, permitiendo que los gases de escape, sean canalizados hacia la admisión, a través del conducto F.

Fig. 1.6 Válvula EGR eléctrica desarrollada por Delphi Automotive.

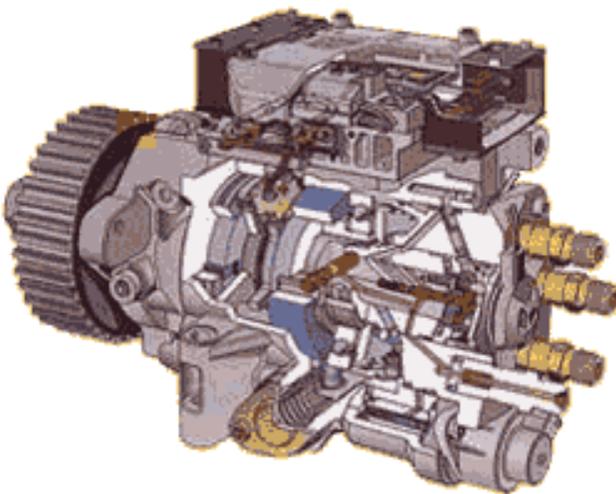
1.3.3. Sistema electrónico de control.

Adaptación de la bomba de inyección rotativa a la gestión electrónica.

Las bombas de inyección diesel, utilizadas en motores con Gestión Electrónica, se denominan "**bombas electrónicas**", que la firma Bosch les ha dado la denominación "VP". Si su construcción se basa en las bombas utilizadas en los motores diesel sin Gestión Electrónica, las vamos a denominar "**bombas mecánicas**", las cuales han sido modificadas, para adaptarlas a las exigencias que requiere la Gestión Electrónica. La construcción de ambas bombas, es muy parecida, en sus elementos comunes, sólo cambia la forma de dosificar el combustible, a inyectar en los cilindros, así como el control del avance a la inyección.

Las bombas electrónicas, se pueden dividir en dos tipos, según el sistema de bombeo de combustible: las bombas de émbolo axial y las bombas de émbolo radial. Nosotros vamos a estudiar la primera.

Fig. 1.7. Bomba electrónica de émbolo axial



Las bombas electrónicas, tienen las siguientes ventajas, con respecto a las bombas mecánicas:

- No es necesario girar la bomba, para encontrar el ajuste del ángulo de inyección. Por lo tanto, la bomba tiene una posición fija a la hora de montarla en el motor.
- No hay ningún sistema de articulaciones, entre el pedal del acelerador y la bomba de inyección.
- No necesita dispositivo de arranque en frío.
- No necesita corrector de sobrealimentación en los motores con este sistema.
- No es necesario ajustar el ralentí.

Dispositivo de regulación del caudal de combustible.

La bomba electrónica, regula la cantidad de combustible a inyectar en los cilindros, por medio de un motor de calado o "servomotor", situado en la parte alta de la bomba. Este motor, está controlado electrónicamente, por medio de la ECU, que le hace girar, moviendo, mediante su eje, una pieza excéntrica, que convierte el movimiento giratorio del motor, en un movimiento lineal, para desplazar la corredera de regulación.

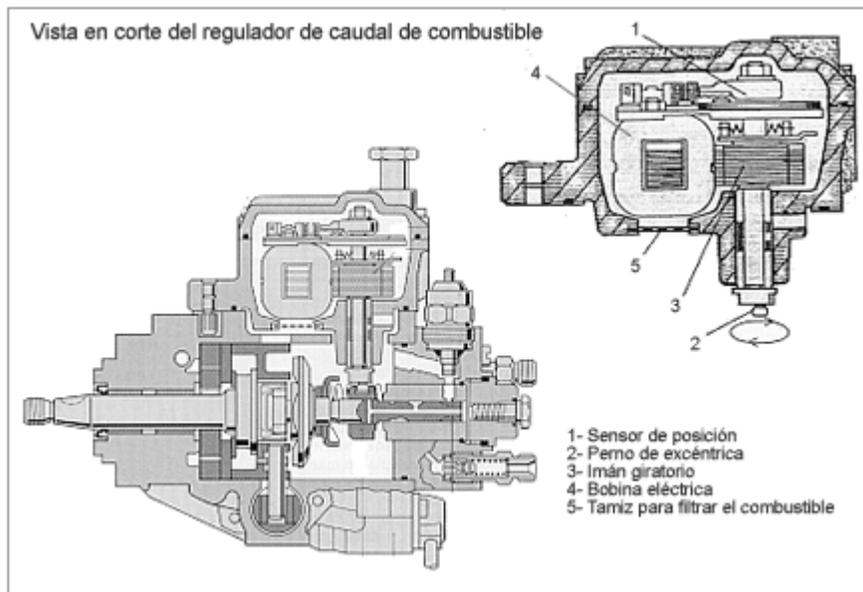


Fig. 1.8. Regulator del caudal de combustible.

Para saber, que posición ocupa la corredera de regulación, que es accionada por el servomotor, existe un sensor de posición (potenciómetro). Este sensor, informa en todo momento a la ECU, de la posición de la corredera, mediante una señal eléctrica. La ECU compara esta señal con un valor teórico, que tiene en memoria, y si no coincide, envía señales eléctricas al servomotor, para posicionar la corredera, hasta

que la señal del sensor, coincida con el valor teórico de la ECU.

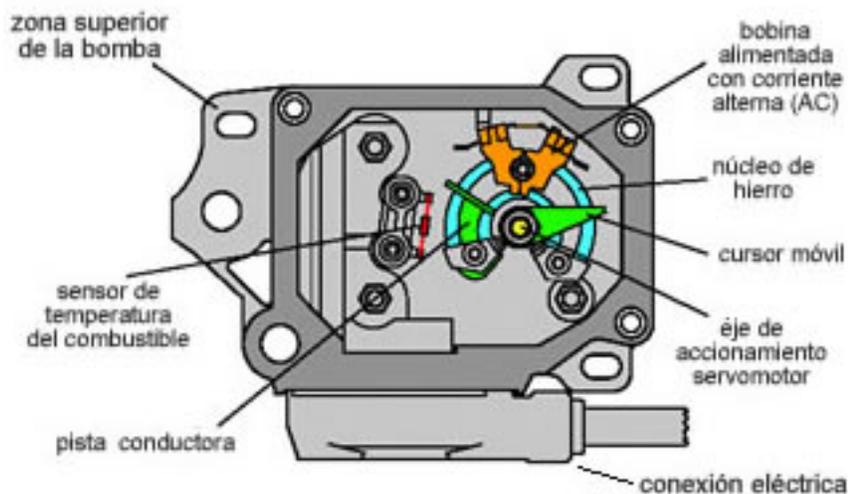


Fig. 1.9. Sensor de posición.

El **sensor de posición**, es un transductor inductivo sin contactos, conocido como HDK, o anillo semi-diferencial. Está constituido por una bobina circundada, por un núcleo de hierro móvil, el cual se encuentra unido al eje del servomotor. Al lado del sensor de posición, se encuentra el sensor de temperatura de combustible, dentro de la bomba de inyección.

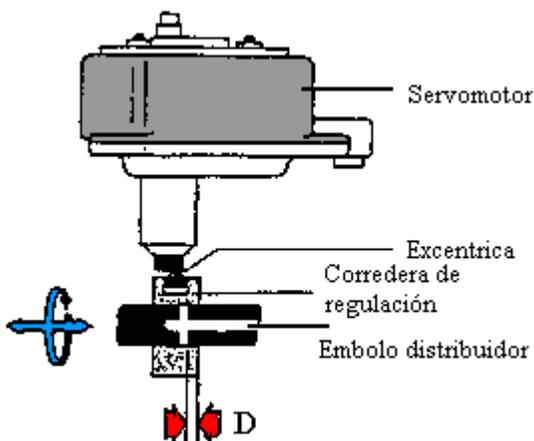


Fig. 1.10. Vista general del sistema de control.

Cuanto mayor sea la distancia D , mayor será la cantidad de combustible a inyectar en los cilindros. En la **figura 1.10**, la corredera de regulación ocupa la posición de máximo volumen de combustible a inyectar, ya que la distancia D es máxima. La máxima cantidad de combustible, que inyecta este tipo de bombas en cada embolada, es de 4 cm^3 . El caudal de inyección, puede modificarse constantemente, entre cero y el valor máximo (por ejemplo: para el arranque en frío). En estado sin corriente, los muelles de reposición existentes en el servomecanismo giratorio, ajustan a "cero" el caudal de alimentación de combustible, por razones de

seguridad. El servomotor tiene un giro limitado de 60° , con movimientos angulares extremadamente precisos, de grado en grado, lo que determina la posición en cada momento de la corredera de regulación.

Dispositivo variador de avance de la inyección

El ajuste de la inyección, se hace por medio del variador de avance, que es muy similar a los utilizados en las bombas mecánicas. Está compuesto por un émbolo, que se mueve en el interior de un cilindro, empujado por un lado por un muelle, y por el otro lado, por la presión del gas-oil, que se encuentra en el interior de la bomba. La presión en el interior de la bomba, depende de la frecuencia de rotación del motor: cuanto mayor es ésta, mayor es la presión.

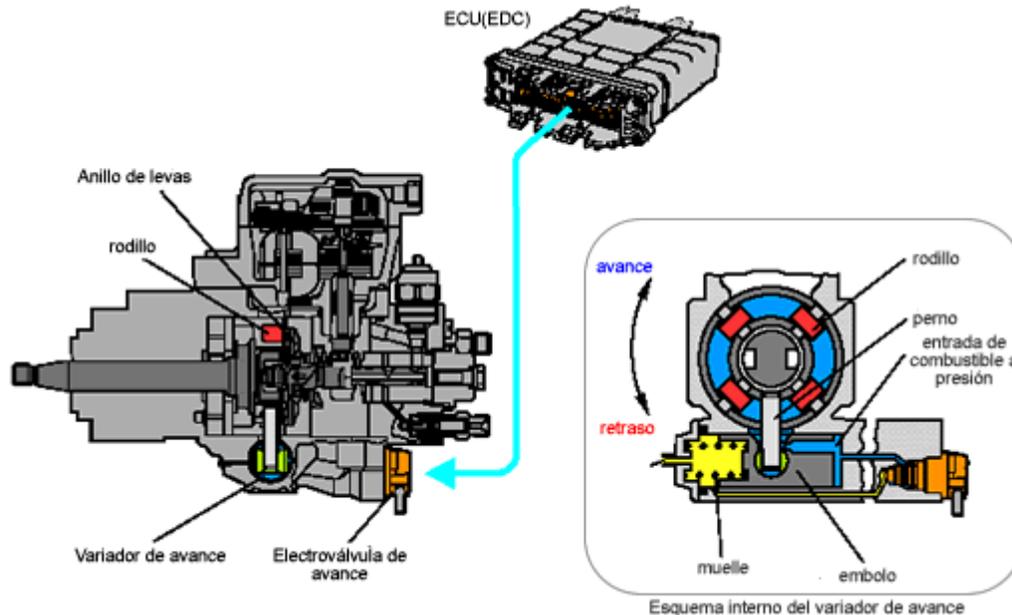


Fig. 1.11. Elementos que intervienen en el avance de la inyección.

El movimiento axial del émbolo, se transmite al anillo porta rodillos, lo cual hace, que la situación del disco de levas, respecto al anillo porta rodillos, se modifique, de forma que, los rodillos del anillo levanten con cierta antelación el disco de levas,

consiguiendo un adelanto en el comienzo de la inyección. Este adelanto o avance, puede ser hasta de 12 grados del ángulo de giro de la leva, lo que supone, en un motor de cuatro tiempos, 24 grados de ángulo de giro del cigüeñal.

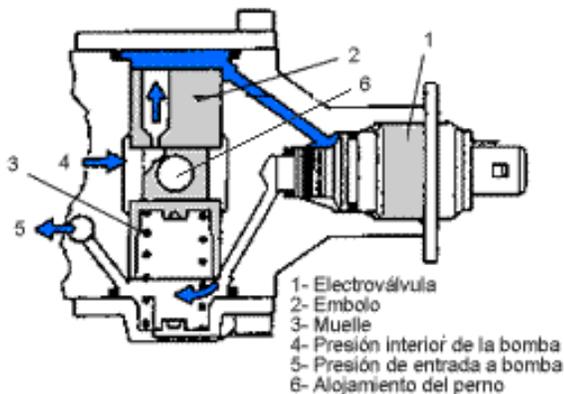


Fig. 1.12. Vista en corte del variador de avance.

La electro válvula, es el elemento que diferencia, el variador de avance, de una bomba electrónica de una bomba mecánica. Esta válvula, está controlada electrónicamente, por medio de la ECU, y se encarga de controlar la presión que hace el combustible, sobre el émbolo del variador. Cuando la válvula está en reposo, es decir, no recibe señales de la ECU, permanecerá cerrada y se produce un adelanto en el comienzo de la

inyección. Cuando la válvula, recibe órdenes de la ECU de abrirse, la presión sobre el émbolo disminuye, y por lo tanto, se produce un retraso en el comienzo de la inyección.

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

Comportamiento del sistema: En los sistemas de inyección convencionales (bombas rotativas o en línea), la generación de presión, la dosificación del combustible, así como la distribución, van unidos en el mismo dispositivo. Esto tiene como inconvenientes:

- La presión de inyección, aumenta junto con la frecuencia de rotación y el caudal de inyección.

- Durante la inyección, aumenta la presión de inyección, y luego disminuye, al final de la inyección, hasta el valor de la presión de cierre de inyector.

Esto trae 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.
- El desarrollo de la inyección, es aproximadamente triangular.

Es decir, a bajas frecuencias de rotación, el motor no desarrolla todo su potencial, por tener una baja presión de inyección, y altas frecuencias de rotación, la presión máxima de inyección, es mayor que la necesaria.

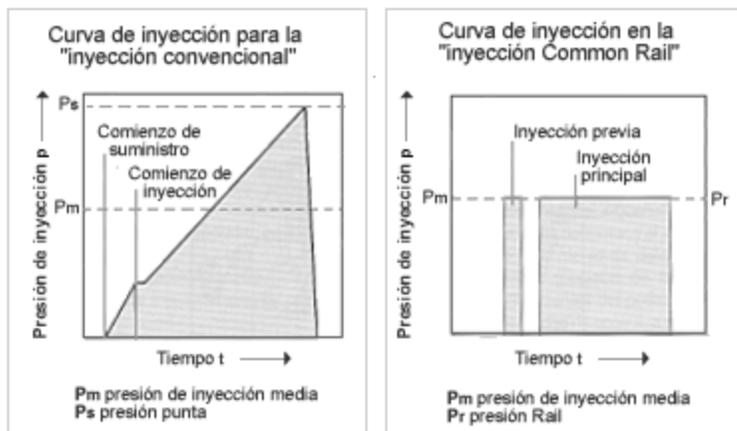


Fig. 1.13 Comparación de la inyección convencional con la Common Rail.

Esto no sucede con el sistema Common Rail, ya que en estos sistemas, la generación de presión, es independiente de la dosificación y de la inyección de combustible. Esto tiene la ventaja, de poder tener una presión de inyección constante, que no dependa de la frecuencia de rotación del motor. También, el grado de

libertad, en el momento de avance o retraso de la inyección, es mayor, lo que hace que los motores Common Rail, sean más elásticos, pues desarrollan todo su potencial, en toda la gama de frecuencias de rotación. El sistema Common Rail, divide la inyección en una inyección previa, una inyección principal, y en algunos casos, en una inyección posterior.

Inyección previa

La inyección previa, puede estar adelantada respecto al PMS, hasta 90° de giro del cigüeñal. No obstante, para adelantos mayores de 40°, el combustible puede incidir sobre la superficie del pistón y la pared del cilindro, conduciendo a una dilución inadmisibles del aceite lubricante. En la inyección previa, se inyecta una pequeña porción de combustible, que origina un acondicionamiento previo de la cámara de combustión, pudiendo mejorar el rendimiento de la combustión, y consiguiendo los siguientes efectos:

- La presión de compresión aumenta ligeramente, mediante la reacción previa o combustión parcial, con lo cual se reduce el retardo a la auto inflamación de la inyección principal.
- Se reduce la rigidez del motor y los valores máximos de presión, reduciendo los ruidos del motor, el consumo de combustible y, en muchos casos, las emisiones contaminantes.

La mayor rigidez y presiones máximas del ciclo, cuando no existe inyección previa, contribuyen esencialmente al ruido de combustión del motor diesel.

La inyección previa, contribuye indirectamente, a la generación del par motor o troqué, mediante la reducción del retardo de encendido. En dependencia del comienzo de la inyección principal y del intervalo 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 para el trabajo realizado por el motor. Asimismo, es responsable esencialmente de la generación del par motor. En el 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 de NO₂. La inyección posterior, sigue a la inyección principal, al final de la carrera de trabajo o durante la carrera de escape, 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 calor residual en los gases de escape. Esta mezcla de gases de escape y combustible, es conducida hacia el conducto de escape. Sin embargo, mediante la retroalimentación de los gases de escape, se envía una parte del combustible a la combustión, la cual actúa como una inyección previa muy avanzada. El combustible en los gases de escape, sirve como medio reductor para el NO₂ en sus catalizadores. La inyección posterior muy retrasada, conduce a una dilución del aceite del motor, y por tanto, el fabricante del motor debe comprobar si esta dilución es admisible.

Bombas de inyección rotativas.

Este tipo de bombas, se viene usando desde hace bastante tiempo, en los motores diesel, su constitución básica no ha cambiado, las únicas variaciones, han venido dadas, por la aplicación de la gestión electrónica en los motores diesel.

En la figura, se pueden ver las "partes comunes" de una bomba de inyección rotativa, del tipo VE, usada tanto con gestión electrónica (bomba electrónica), como sin gestión electrónica (bomba mecánica).

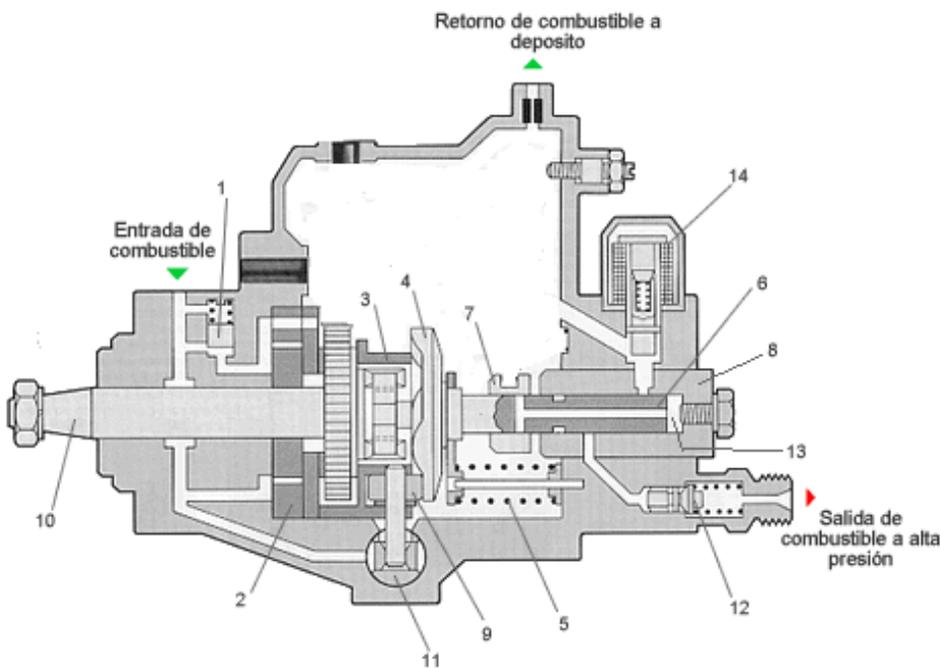


Fig. 1.14 Bomba de inyección rotativa

1- Válvula reductora de presión; 2- Bomba de alimentación; 3- Plato porta-rodillos; 4- Plato de levas; 5- Muelle de retroceso; 6- Pistón distribuidor; 7- Corredera de regulación; 8- Cabeza hidráulica; 9- Rodillo; 10- Eje de arrastre de la bomba; 11- Variador de avance de inyección; 12- Válvula de reaspiración; 13- Cámara de combustible a presión; 14- Electro-válvula de STOP.

El pistón distribuidor (6) es solidario a un plato de levas (4), que dispone de tantas levas como cilindros tiene el motor.

El plato de levas es movido en rotación por el eje de arrastre (10), y se mantiene en apoyo sobre el plato porta-rodillos (3), mediante unos muelles de retroceso (5). La mayor o menor presión de inyección, viene determinada por la forma de la leva. Además de influir sobre la presión de inyección, también lo hace sobre la duración de la misma.

Las bombas de inyección rotativas, aparte de inyectar combustible en los cilindros, también tienen la función de aspirar gas-oil del depósito de combustible. Para ello, disponen en su interior, de una bomba de alimentación (6), que aspira combustible del depósito (3), a través de un filtro (2). Cuando la frecuencia de rotación aumenta: la presión en el interior de la bomba asciende hasta un punto, en el que actúa la válvula reductora de presión (4), que abre y conduce una parte del combustible a la entrada de la bomba de alimentación (6). Con ello se consigue mantener una presión constante en el interior de la

bomba. En la **figura 1.15**, se ve el circuito de combustible exterior a la bomba de inyección, así como el circuito interno de alimentación de la bomba.

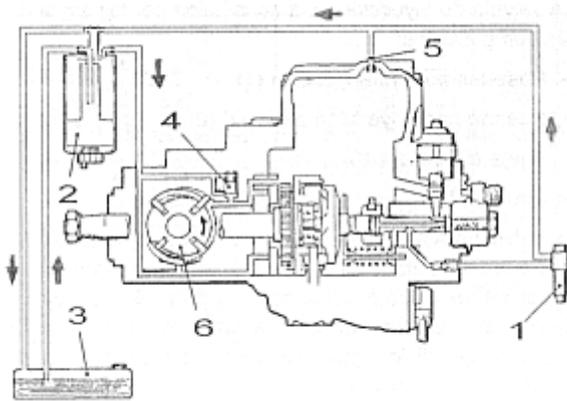


Fig. 1.15 Circuito exterior de una bomba de combustible

1-Inyector; 2- Filtro de combustible; 3- Depósito de combustible; 4- Válvula reductora de presión; 5- Conexión de retorno; 6- Bomba de alimentación

En la parte más alta de la bomba de inyección, hay una conexión de retorno (5), con una estrangulación acoplada al conducto de retorno para combustible. Su función es la de, en caso necesario, evacuar el aire del combustible y enviarlo de regreso al depósito.

Bomba mecánica

Bomba de inyección rotativa con corrector de sobrealimentación, para motores turboalimentados sin gestión electrónica. En la parte alta de la bomba se ve el corrector de sobrealimentación para turbo números 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7. Los números 8, 9, 10 forman parte del regulador mecánico de velocidad, que actúa por la acción de la fuerza centrífuga, en combinación con las palancas de mando (11 y 12) de la bomba, sobre la corredera de regulación (18), para controlar el caudal a inyectar en los cilindros, a cualquier régimen de carga del motor, y en función de la velocidad de giro. El resto de los componentes son los comunes a este tipo de bombas.

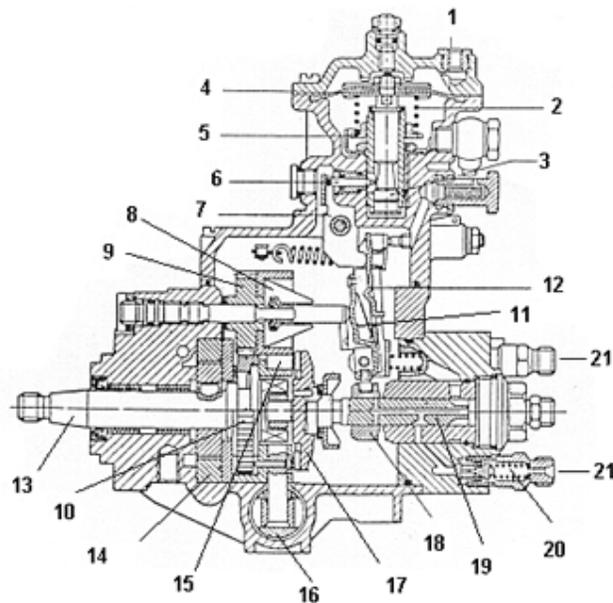


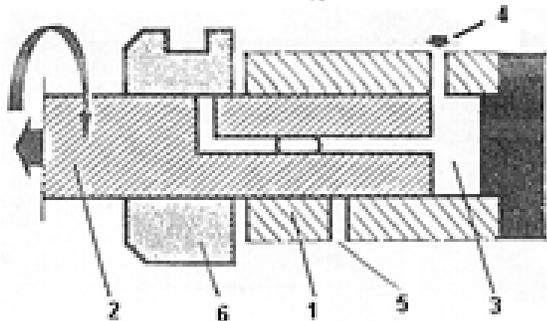
Fig. 1.16 Bomba mecánica.

1- Presión turbo; 2- Muelle de compresión; 3- Eje de reglaje; 4- Membrana; 5- Tuerca de reglaje; 6- Dedo palpador; 7- Palanca de tope móvil; 8- Contrapesos conjunto regulador; 9- Rueda dentada; 10- Rueda dentada; 11- Palanca de arranque; 12- Palanca de tensión; 13- Eje de arrastre; 14- Bomba de alimentación; 15- Plato porta-rodillos; 16- Regulador de avance a la inyección; 17- Plato de levas; 18- Corredera de regulación; 19- Pistón distribuidor; 20- Válvula de reaspiración; 21- Salida hacia los inyectores

Como generan presión las bombas de inyección rotativas.

La alta presión se genera por medio de un dispositivo de bombeo que además dosifica y distribuye el combustible a los cilindros.

Fig. 1.17. Dispositivo de bombeo de alta presión.



1- Cilindro
2- Pistón
3- Cámara de expulsión
4- Entrada de combustible
5- Salida de gas-oil, a alta presión hacia el inyector.
6- Corredera de regulación

En la **figura 1.17**, se ve el dispositivo de bombeo de alta presión. El pistón retrocede hacia el PMI, llenándose la cámara de expulsión de combustible.

El dispositivo de bombeo de alta presión está formado por:

Cilindro o cabezal hidráulico (1): Por su interior se desplace el pistón. Tiene una serie de orificios: uno es de entrada de combustible (4), y los otros (5), para la salida a presión del combustible hacia los inyectores. Habrá tantos orificios de salida como cilindros tenga el motor.

Un pistón móvil (2): Tiene dos movimientos: uno rotativo y otro axial alternativo. El movimiento rotativo se lo proporciona el árbol de la bomba, que es arrastrado a su vez por la correa de distribución del motor, este sirve al pistón para la distribución del combustible a los cilindros, a través de los inyectores. El axial alternativo, es debido a una serie de levas, que se aplican sobre el pistón. Tantas levas como cilindros tenga el motor. Una vez que pasa la leva, el pistón retrocede debido a la fuerza de los muelles. El pistón tiene unas canalizaciones interiores, que le sirven para distribuir el combustible y junto con la corredera de regulación, también para dosificarlo.

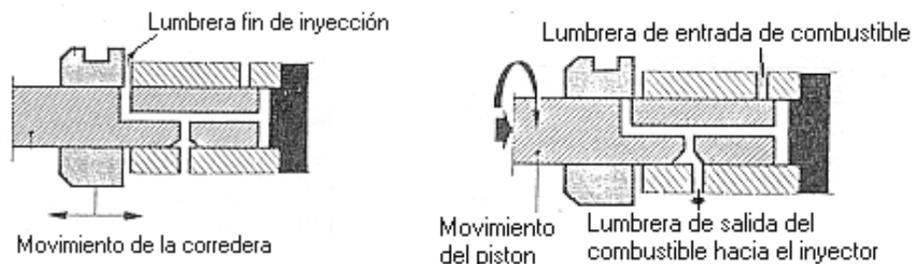
La corredera de regulación (6): Sirve para dosificar el combustible a inyectar en los cilindros. Su movimiento se controla por el pedal de suministro de combustible. Dependiendo de la posición que ocupa la corredera de regulación, se libera antes o después la canalización interna del pistón.

Funcionamiento del dispositivo: Cuando el pistón se desplace hacia el PMI, se llena la cámara de expulsión de gasoil, procedente de la bomba de inyección. Cuando el pistón inicia el movimiento axial hacia el PMS, lo primero que hace es cerrar la lumbrera de alimentación, y empieza a comprimir el combustible que está en la cámara de expulsión, aumentando la presión hasta que el pistón, en su movimiento rotativo, encuentre una lumbrera de salida. Dirigiendo el combustible a alta presión hacia uno de los inyectores, antes tendrá que haber vencido la fuerza del muelle que empuja la válvula de impulsión. El pistón sigue enviando combustible al inyector, aumenta la presión en el inyector, hasta que vence la resistencia del muelle. Se produce la inyección, la cual dura hasta que el pistón en su carrera hacia el PMS, descubre el orificio de fin de inyección, por la corredera de regulación.

Cuando llega el fin de inyección, hay una caída brusca de presión en la cámara de expulsión, lo que provoca el cierre de la válvula de impulsión, accionada por un muelle. Esto provoca la aspiración de un determinado volumen de combustible, dentro de la canalización que alimenta al inyector, lo que da lugar a una expansión rápida del mismo, provocando el cierre brusco del inyector, para que no gotee.

El pistón se desplace hacia el PMS, comprimiendo el gasoil de la cámara de expulsión y lo envía a uno de los inyectores. En la **figura 1.18**, se muestra el final de la inyección, debido a que la corredera de regulación libera la canalización interna del pistón a través de la lumbrera de fin de inyección. La corredera de regulación cuanto más a la derecha esté posicionada, mayor será el caudal de inyección.

Fig. 1.18 Funcionamiento del dispositivo de inyección.



1.3.5. Estructura y funcionamiento de componentes.

La instalación de un sistema Common Rail se estructura en dos partes fundamentales: la parte 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.

- Conductos de combustible de baja presión.

La parte de alta presión consta de:

- BAP 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.
- Tuberías de retorno de combustible.

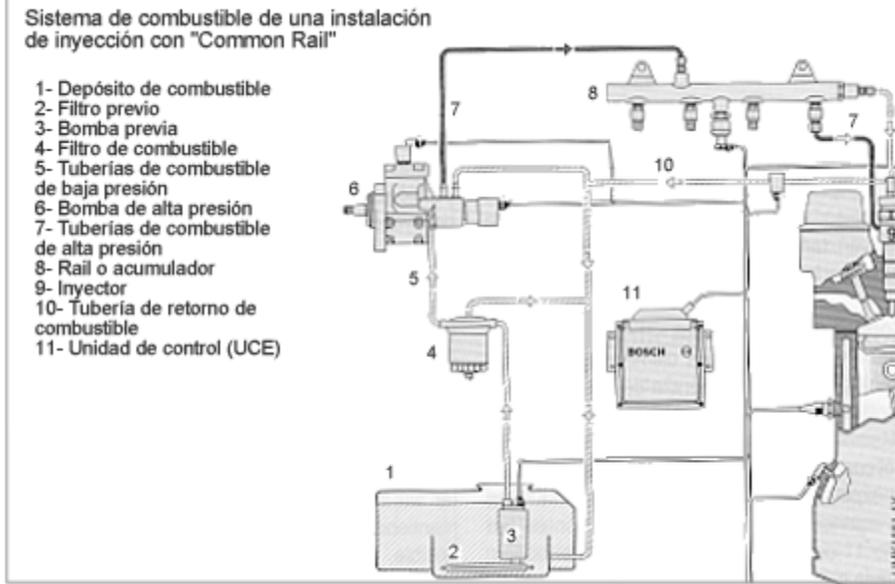


Fig. 1.19 Sistemas de combustible de una instalación de inyección Common Rail

Parte de baja presión

La parte de baja presión, pone a disposición el combustible suficiente para la parte de alta presión.

Bomba previa.

La misión de la bomba previa es abastecer suficiente combustible a la BAP:

- En cualquier estado de servicio.
- Con la presión necesaria.
- A lo largo de toda su vida útil.

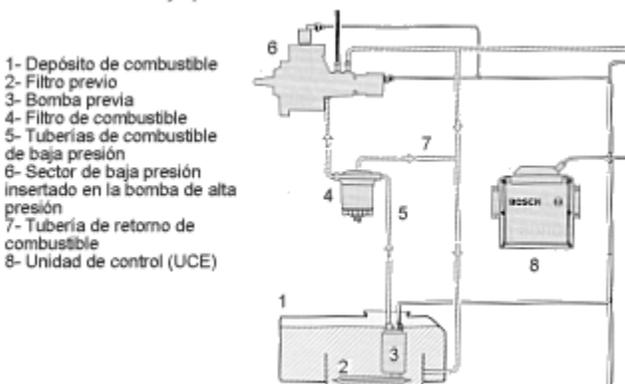


Fig. 1.20 Bomba previa (baja presión).

Actualmente existen dos ejecuciones posibles: Puede utilizarse una electro bomba de combustible (bomba celular de rodillos) o, alternativamente, una bomba de combustible de engranajes accionada mecánicamente.

Electro bomba de combustible

Se aplica únicamente en turismos y vehículos industriales ligeros. Junto a la función de suministrar combustible para la BAP, 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, e 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 BAP. 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 conectada la llave de encendido y parado el motor.

Existen electro bombas de combustible montadas en los conductos, entre el depósito y el filtro, o en el depósito, las cuales se encuentran montadas en un soporte especial, que normalmente contiene un tamiz de combustible, por el lado de la aspiración.

La electro bomba de combustible consta de tres elementos fundamentales:

- Elemento de bomba (A).
- Electromotor (B)
- Tapa de conexión (C).

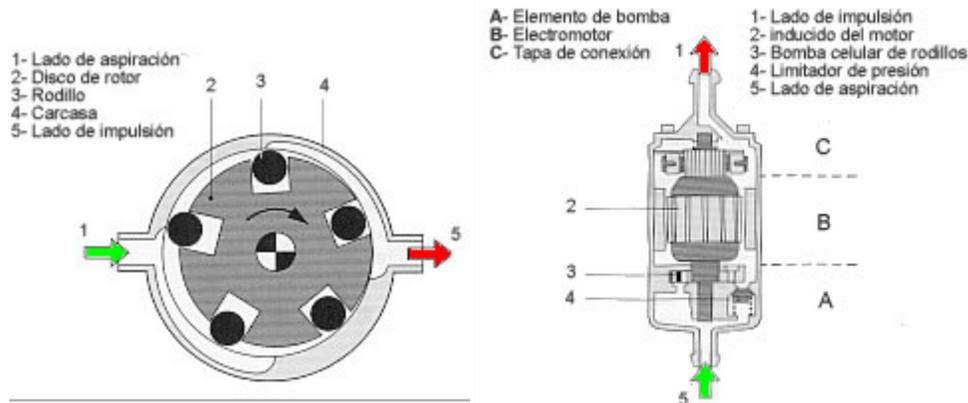


Fig. 1.21 Electro bomba de combustible de rodillos

El **elemento bomba** se construye de diversos tipos, ya que el principio funcional aplicado en cada caso, depende del campo de aplicación de la electro bomba de combustible. Para el sistema Common Rail, se utiliza una bomba celular de rodillos, que consta de una cámara dispuesta excéntrica, 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, se empujan los rodillos contra la pista de deslizamiento situada exteriormente, y contra los flancos propulsores de las ranuras. Los rodillos actúan aquí, como juntas de rotación, formándose una cámara entre cada dos rodillos del disco ranurado y la pista de deslizamiento de los rodillos. 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 en 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 la 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 hermetizadores, 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. Adicionalmente pueden estar integrados elementos antiparasitarios, en la tapa de conexión.

Bomba de combustible de engranajes

Esta bomba se utiliza para la alimentación de la BAP del sistema Common Rail en turismos, vehículos industriales y vehículos todo terreno. Esta bomba va integrada en la BAP, y presenta un accionamiento común con ella, o bien está unida directamente al motor y tiene un accionamiento propio. Las formas de accionamiento convencionales son: 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, realiza el hermetizado entre el lado de aspiración y el lado de impulsión, e impide que el combustible pueda fluir hacia atrás.

- 1- Lado de aspiración
- 2- Rueda dentada de accionamiento
- 3- Lado de impulsión

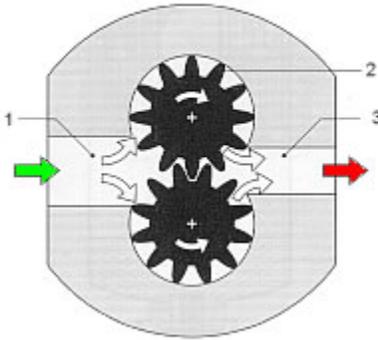


Fig. 1.22. Bomba de engranajes de combustible.

El 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 no tiene 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, ya sea directamente en la bomba de engranajes, o en la tubería de baja presión

Filtro de combustible.

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. El combustible puede contener agua emulsionada o no, como es el caso del agua de condensación, que se produce debido a cambios de temperaturas. Si el agua entra dentro del sistema de inyección, pueden producirse daños de corrosión.

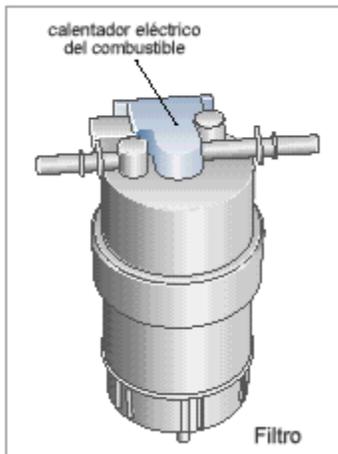
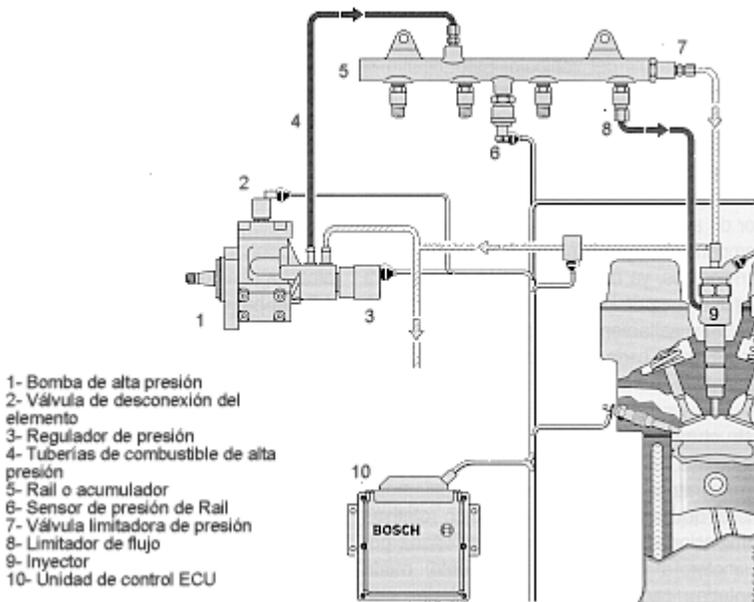


Fig. 1.23 Filtro de combustible

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.

Fig. 1.24 Esquema del circuito de alta presión del Common Rail



Descripción de los elementos BAP

Funciones

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 disponer suficiente combustible comprimido, en todos los márgenes de servicio, y durante toda la vida útil del vehículo. Esto incluye mantener 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 (Rail). Por este motivo, en comparación con los 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.

Estructura

La BAP, está montada preferentemente en el mismo lugar, que las bombas de inyección rotativas

convencionales. La bomba es accionada por el motor, a través de un acoplamiento, rueda dentada, cadena o correa dentada, con 3000 rpm como máximo. La bomba se lubrica con combustible. 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, y desfasados entre sí 120° . El Common Rail plantea exigencias menores al accionamiento de la bomba, que los sistemas de inyección convencionales. La potencia necesaria para el accionamiento de la bomba, aumenta proporcionalmente a la presión en el Rail y a la velocidad de rotación de la bomba (caudal de suministro). En un motor de cilindrada de 2 litros, al régimen de frecuencia de rotación nominal y con una presión de 1350 bar en el Rail, la BAP consume una potencia de 3.8 Kw. (con un grado de rendimiento mecánico de aprox. 90%). La relación de transmisión de estas bombas con respecto al cigüeñal, suele ser de 1:2 o 2:3.

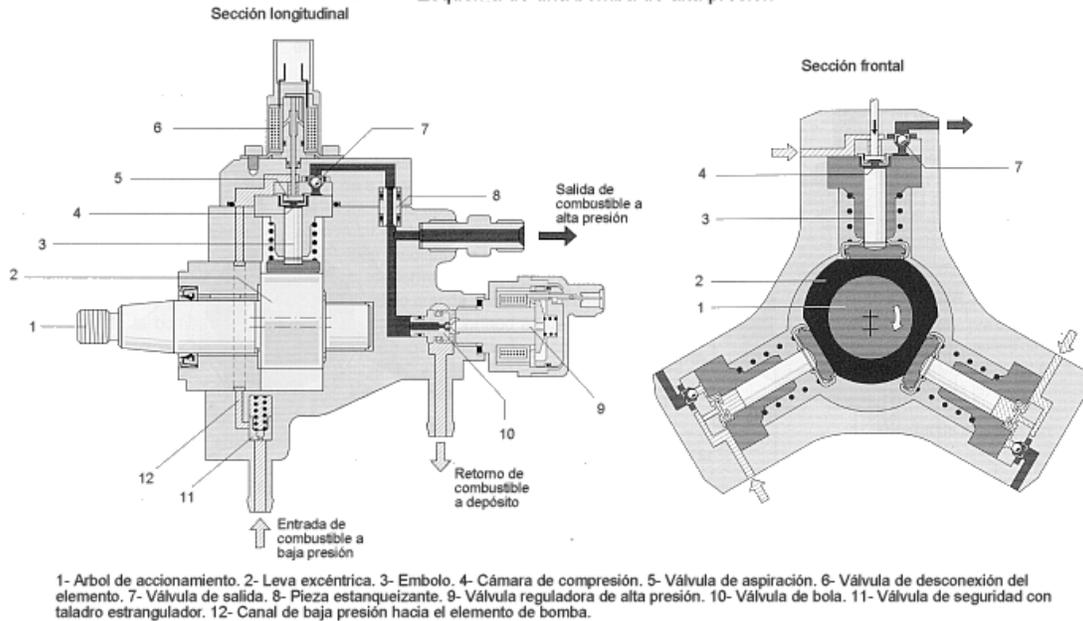


Fig. 1.25 Esquema de una BAP

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 orificio de estrangulación de la válvula de seguridad (11), hacia el circuito de lubricación y refrigeración de la BAP. 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 punto muerto inferior, 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 suministro de la bomba previa. Debido a 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 (carrera de suministro). 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.

Potencia de suministro

Como la BAP está dimensionada para grandes caudales de suministro, en el ralenti y carga parcial, existe un exceso de combustible comprimido. Este combustible transportado en exceso, es conducido otra vez al depósito de combustible, a través de la válvula reguladora de presión. Ya que el combustible comprimido, se descomprime cuando llega de nuevo al depósito, se pierde la energía aportada para la compresión. Además de calentarse el combustible, disminuye con ello el grado de rendimiento total. Un remedio parcial es posible, adaptando la potencia de suministro a la demanda de combustible, mediante la desconexión de un elemento bomba (émbolo).

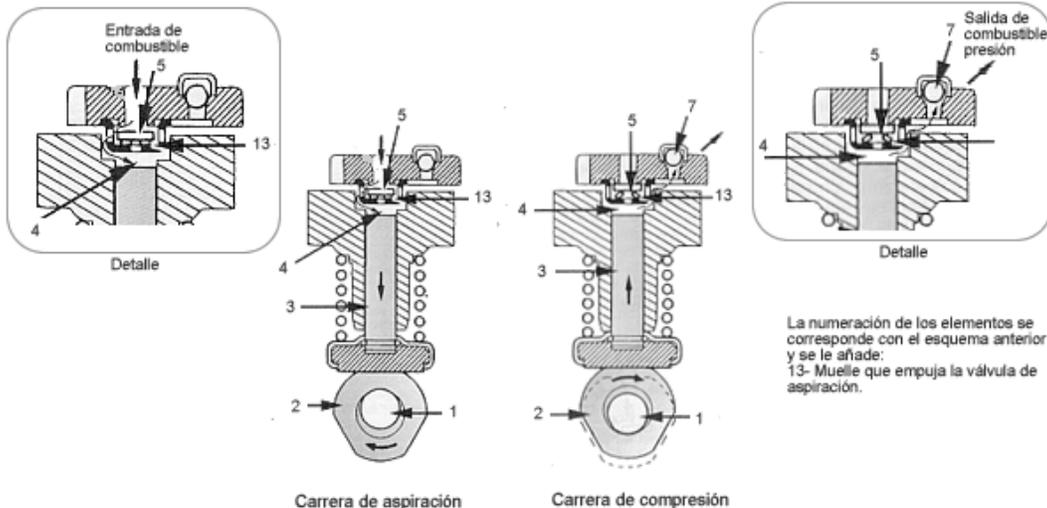


Fig. 1.26 Elementos de la BAP

Desconexión de elemento:

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

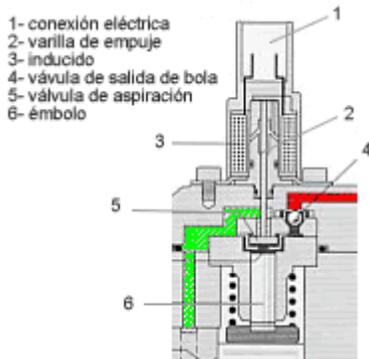


Fig. 1.27 Esquema de la válvula de desconexión del elemento.

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 BAP ya no transporta continuamente el combustible, sino que lo hace con una pausa en el suministro.

Válvula reguladora de la presión

Función

Esta válvula tiene la misión de ajustar y mantener la presión en el rail, dependiendo de la 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 una tubería colectora.
- 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 alta presión.

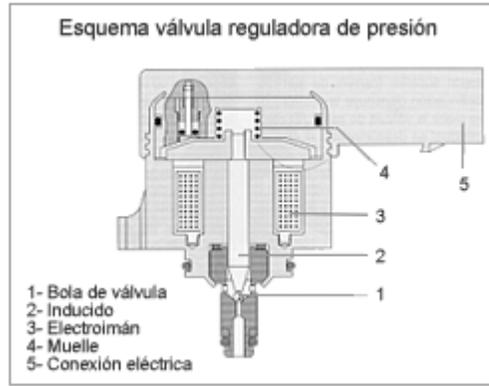
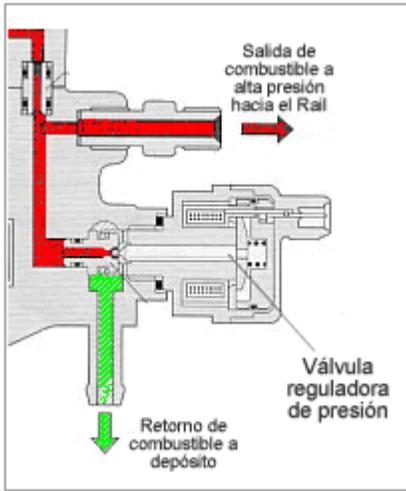


Fig. 1.28 Válvula reguladora de presión.

Estructura

La válvula reguladora de presión tiene una brida de sujeción para su fijación a la BAP 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, 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 presión tiene dos circuitos:

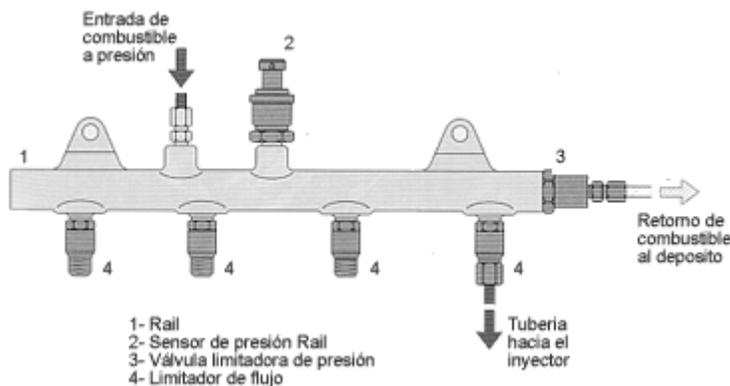
- Un circuito regulador eléctrico más lento, para ajustar un valor de presión medio variable en el rail.
- Un circuito regulador mecánico-hidráulico más rápido, que compensa las oscilaciones de presión de alta frecuencia.

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. El muelle está dimensionado de tal modo, que se establece una presión de aproximada de 100 bar.

Válvula reguladora de presión activada:

Si debe aumentarse la presión en el circuito de alta presión, debe crearse 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 realiza mediante intervalos (modulación de amplitud de impulsos). La frecuencia de impulsos de 1kHz, es suficientemente alta, para evitar movimientos perturbadoras 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. Al hacerlo, deben amortiguarse las oscilaciones de presión producidas por el suministro de la bomba y la inyección.

Fig. 1.29 Rail o acumulador de presión.

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.

Estructura

El rail con limitador de flujo (opcional), pero generalmente tiene montado un sensor de presión, válvula reguladora de presión y válvula limitadora de presión, cuya configuración varía, debido a las diferentes condiciones de montaje del motor.

Función

El volumen existente en el rail está lleno constantemente, con combustible a presión. La capacidad de compresión de combustible, conseguida con la elevada presión, se aprovecha para obtener un efecto de acumulador. Al extraer combustible del rail para una inyección, se mantiene casi constante la presión en el acumulador. Igualmente se amortiguan, es decir, se compensan las oscilaciones de presión, procedentes de la alimentación alternativa de la BAP.

Sensor de presión de Rail.

Este sensor debe medir la presión actual en el rail con suficiente exactitud y ser sensible a sus menores cambios, para suministrar la señal de tensión a la ECU.



Estructura

El sensor de presión del rail consta de los siguientes elementos:

- Un elemento sensor integrado, unido al empalme de presión.
- Una placa de circuito impreso con circuito de evaluación eléctrico.
- Un cuerpo de sensor con conector de enchufe eléctrico.

Fig. 1.30 Esquema del sensor de presión del Rail.

El combustible fluye a través de un orificio en el rail, hacia el sensor de presión, cuya membrana de sensor cierra herméticamente el final del orificio. A través de un orificio en el orificio 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 ECU la señal amplificada.

Función

El sensor de presión del 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. Esta tensión es del orden de 0-70 mV (conforme a la presión existente), y es amplificada por el circuito evaluador hasta un margen de 0,5-4,5 V.

La medición exacta de la presión en el rail, es imprescindible para el funcionamiento del sistema. Por este motivo son muy pequeñas las tolerancias admisibles para el sensor de presión, en la medición de presión ($\pm 2\%$ del valor final). En caso de fallar el sensor de presión, se activa la válvula reguladora de presión, con una función de emergencia "a ciegas", mediante valores preestablecidos.

Válvula limitadora de presión.

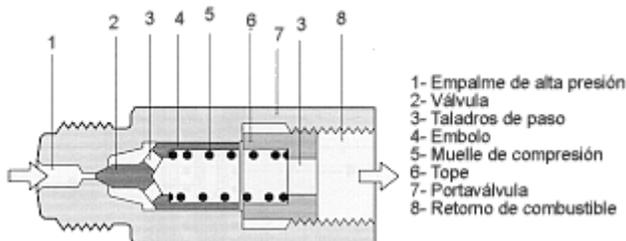


Fig. 1.31 Válvula limitadora de presión.

La misión de esta válvula, corresponde a la de una válvula de sobrepresión. Limita la presión en el rail, dejando libre una abertura de salida en caso de un aumento elevado. La válvula admite en el rail, una presión máxima de 1500 bar, brevemente.

Estructura y función.

Esta válvula trabaja mecánicamente, y consta de los siguientes elementos:

- Un cuerpo con rosca exterior para enroscarla en el rail.
- Un empalme a la tubería de retorno hacia el depósito.
- Un émbolo móvil.
- Un muelle.

El cuerpo presenta, hacia el lado de conexión del rail, un orificio que se cierra por parte del extremo cónico del émbolo, en el asiento de hermetización, 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. Cuando se sobrepasa la presión máxima del sistema, el émbolo se levanta venciendo la fuerza del muelle, dando salida al combustible que se encuentra bajo presión, el cual se conduce por canales, por un orificio céntrico del émbolo, y retorna al depósito de combustible, a través de una tubería colectora.

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.

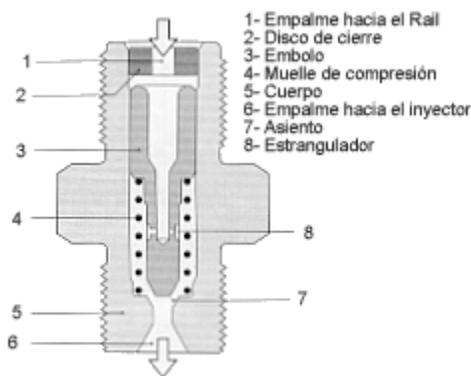


Fig. 1.32 Esquema del limitador de flujo

Estructura

El limitador de flujo consta de un cuerpo con una rosca exterior para montarlo al rail y otra para enroscarlo a los conductos de alimentación de los inyectores. El cuerpo lleva en sus extremos un orificio, que establece comunicación hidráulica hacia el rail, o hacia las tuberías de alimentación de los inyectores. En el interior del limitador de flujo, se encuentra un émbolo, pretensado por un muelle, en dirección al rail, el cual cierra herméticamente contra la pared del cuerpo. El orificio longitudinal en el émbolo, es la comunicación hidráulica entre la entrada y la salida, y su diámetro está reducido por su extremo, actuando como un estrangulador, con un flujo de paso exactamente definido.

longitudinal en el émbolo, es la comunicación hidráulica entre la entrada y la salida, y su diámetro está reducido por su extremo, actuando como un estrangulador, con un flujo de paso exactamente definido.

Función

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, por lo cual, el émbolo se mueve en dirección al inyector. El limitador de flujo compensa la extracción de volumen de combustible 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. El muelle y el orificio estrangulador están dimensionados de tal forma, que en caso de un caudal máximo (incluida una reserva de seguridad), pueda volver el émbolo otra vez hasta el tope por el lado del rail. 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 de combustible 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 orificio 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 que utilizan bomba rotativa, que tienen accionamiento mecánico. Con esto se consigue más precisión a la hora de inyectar el combustible, se varían más fácilmente los momentos de inicio y fin de la inyección y se simplifica el sistema de inyección.

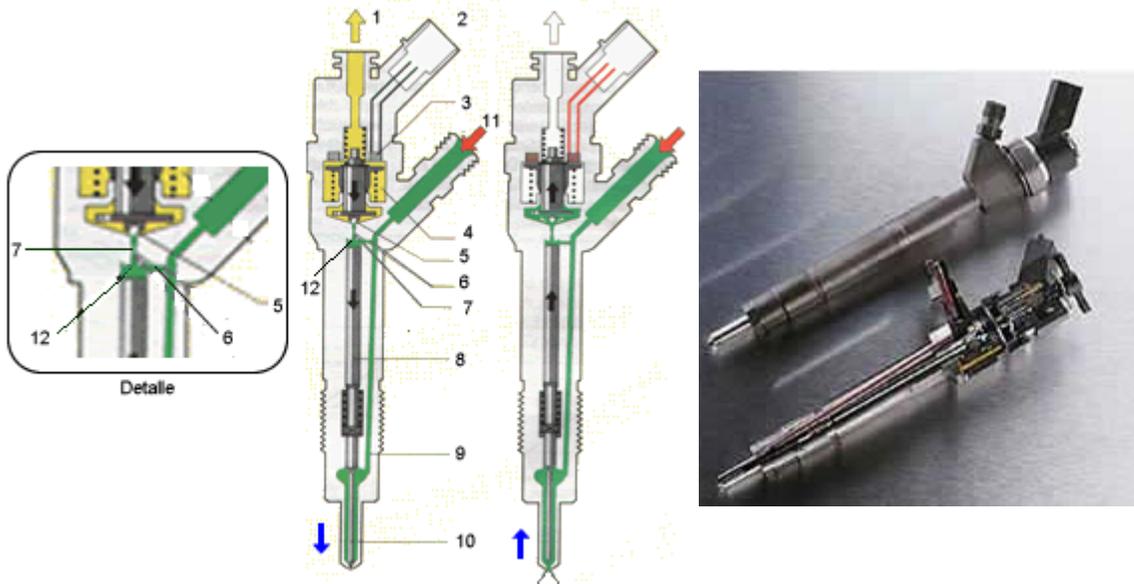


Fig. 1.33 Esquema de un inyector:

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 servo sistema hidráulico.
- La electro válvula.

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 cámara de control "12", está unida con el retorno de combustible "1", a través del estrangulador de salida "7" y la electro válvula "3".

Cuando la electro válvula "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 electro válvula está activada, 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 electro válvula. 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 electro válvula 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 se 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 electro válvula 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", con una tubería colectiva, a la que están acoplados todos los inyectores y también la válvula reguladora de presión.

Funcionamiento

La función del inyector, puede dividirse en cuatro estados de servicio, con el motor en marcha y la BAP funcionando.

Inyector cerrado (con alta presión presente).

- El inyector abre (comienzo de inyección)
- Inyector totalmente abierto.
- El inyector cierra (final de inyección).
- Si el motor no esta en marcha la presión de un muelle mantiene el inyector cerrado.

Inyector cerrado (estado de reposo):

La electro válvula no esta 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 en la tobera empujada (la aguja) por el muelle del inyector.

El inyector abre (comienzo de inyección):

El inyector se encuentra en posición de reposo. La electro válvula es activada, con la denominada corriente de excitación, que sirve para la apertura rápida de la electro válvula. La fuerza del electroimán activado, ahora es superior a la fuerza del muelle de válvula, y el inducido abre el estrangulador de salida. En un tiempo mínimo, se reduce la corriente de excitación aumentada a una corriente de retención del electroimán más baja. Con la apertura del estrangulador de salida, puede 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 las tuberías de retorno. El estrangulador de entrada impide una compensación completa de la presión, y disminuye la presión en la cámara de control de la 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. La distribución de fuerzas en el inyector, es similar a la existente durante la fase de apertura.

El inyector cierra (final de inyección).

Cuando deja de activarse la electro válvula, el inducido es presionado hacia abajo por la fuerza del muelle de válvula, y la bola cierra el estrangulador de salida. El inducido presenta una ejecución de dos piezas. Aunque el plato del inducido es conducido hacia abajo por un arrastrador, puede sin embargo, moverse elásticamente hacia abajo con el muelle de reposición, sin ejercer así fuerza hacia abajo sobre el inducido y la bola. 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.

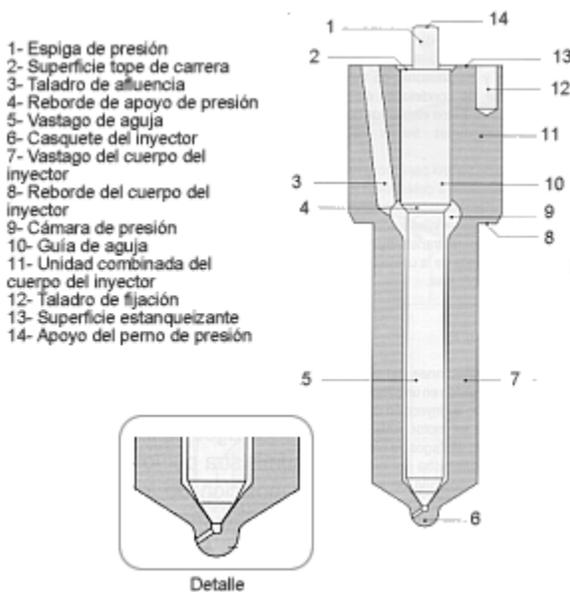


Fig. 1.34 Inyector de orificio ciego.

Inyectores de orificios

Funciones

Las toberas de inyección se montan en los inyectores Common Rail. De esta forma los inyectores Common Rail asumen la función de los porta inyectores.

Aplicación

Para motores de inyección directa, que utilizan el sistema Common Rail, se emplean inyectores de orificios del tipo P, con un diámetro de aguja de 4 mm. Hay dos tipos de inyectores:

- Inyectores de orificio ciego
- Inyectores de orificio en asiento

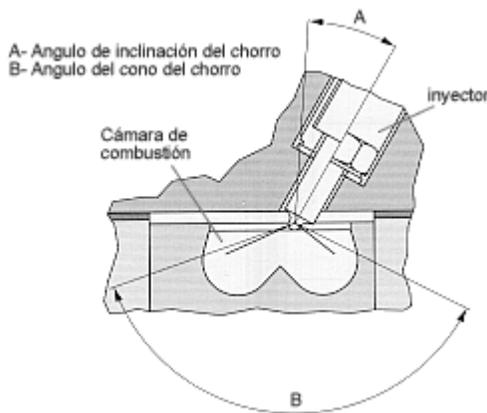


Fig. 1.35 Cono de chorro de inyección.

Estructura

Los orificios de inyección, se encuentran situados en el inyector, de tal forma, que al inyectar el combustible, el chorro forme un cono en la cámara de combustión. El número y diámetro de los orificios de inyección, dependen de:

- El caudal de inyección
- La forma de la cámara de combustión
- La turbulencia del aire aspirado en la cámara de combustión.

Para emisiones reducidas de hidrocarburos, es importante mantener lo mas reducido posible, el volumen ocupado por el combustible (volumen residual) por debajo de la arista de asiento de la aguja del inyector. Esto se consigue de la mejor manera, con inyectores de orificio en asiento.

1.3.6. 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 ECU para procesar las informaciones conforme a determinados procesos de cálculo matemáticos (algoritmos de cálculo), para formación de señales eléctricas de salida.
3. Actuadores para transformar las señales eléctricas de la salida de la ECU, en magnitudes mecánicas.

Sensores

Sensor de revoluciones del cigüeñal

La posición del pistón de un cilindro, es decisiva para el momento de inyección correcto. Todos los pistones de un motor están unidos al cigüeñal mediante bielas. Un sensor en el cigüeñal, suministra por lo tanto, información sobre la posición de los pistones de todos los cilindros. La frecuencia de rotación se calcula en la ECU, a partir de la señal del sensor inductivo de revoluciones del cigüeñal.

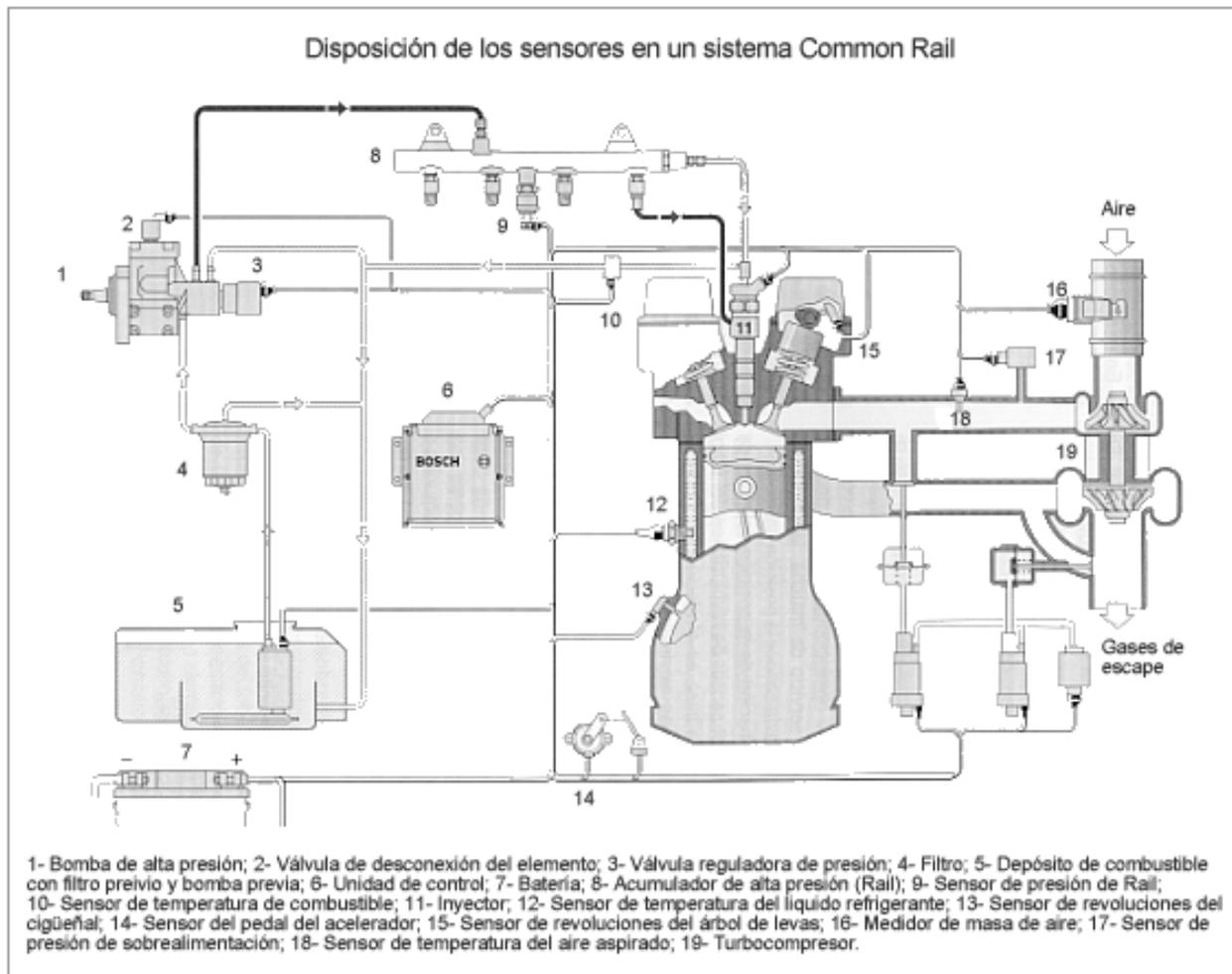


Fig. 1.36 Disposición de sensores en un sistema Common Rail

Generación de señales.

En el cigüeñal existe aplicada una rueda transmisora ferromagnética con 60 menos 2 dientes, habiéndose suprimido dos dientes. Este hueco entre dientes, especialmente grande, está en correspondencia con una posición definida del cigüeñal para el cilindro "1".

El sensor de revoluciones del cigüeñal explora la sucesión de dientes en la rueda transmisora. 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 fuertemente al aumentar el número de revoluciones. Existe una amplitud suficiente, a partir de un número de revoluciones mínimo, de 50 vueltas por minuto.

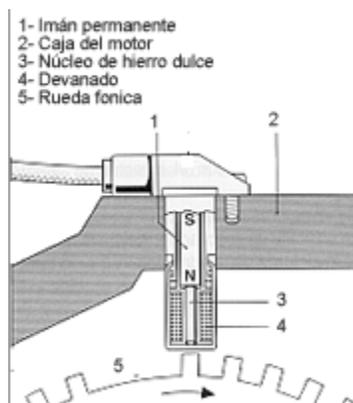


Fig. 1.37 Sensor de frecuencia de rotación del cigüeñal.

Cálculo del número de revoluciones.

Los cilindros de un motor, están desfasados entre si. Después de 2 vueltas de cigüeñal (720 grados), el primer cilindro inicia otra vez un nuevo ciclo de trabajo. Para saber la separación de encendido, en un motor de 4 cilindros y 4 tiempos, se divide 720 grados entre el número de cilindros; en este caso 4

cilindros y tenemos una separación de encendido de 180 grados, es decir, esto aplicado al sensor de revoluciones significa que, debe detectar 30 dientes entre cada encendido.

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 con encendido sucesivo, 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 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 ECU, que el cilindro 1, se encuentra en este momento en la carrera de compresión.

Sensores de temperatura

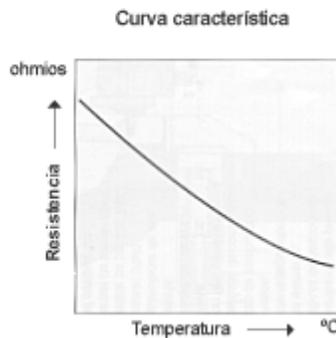
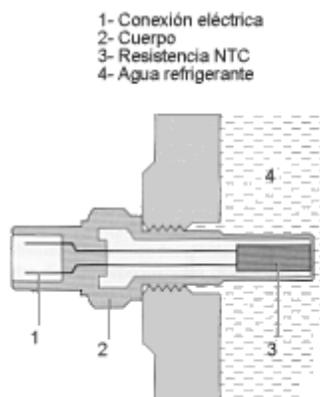


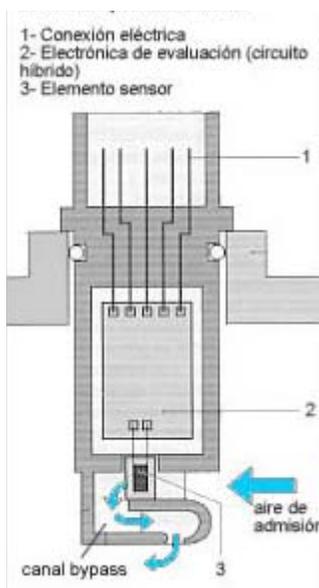
Fig. 1.38 Sensor de temperatura del líquido refrigerante.

Los sensores de temperatura se aplican en varios lugares:

- en el aceite del motor, para medir su temperatura (opcional).
- en el retorno del combustible, para medir la temperatura del combustible (opcional).

- En el circuito del líquido refrigerante, para poder determinar la temperatura del motor, a partir de la temperatura del líquido refrigerante.
- en el canal de admisión, para medir la temperatura del aire aspirado.

Los sensores tienen una resistencia dependiente de la temperatura (NTC: Coeficiente Negativo de Temperatura). La resistencia presenta un coeficiente negativo de temperatura, y forma parte de un circuito divisor de tensión, que es alimentado con 5 V.



La tensión que disminuye a través de la resistencia, se inscribe en un convertidor analógico-digital y representa una medida de la temperatura. En el microprocesador de la ECU, existe almacenada en memoria una curva característica, que indica la temperatura correspondiente a cada valor de tensión.

Medidor de masa de aire de película caliente.

Para poder cumplir los requisitos de emisión de gases de escape exigidos legalmente, es necesario, especialmente en el servicio dinámico del motor de combustión, mantener con exactitud la relación aire-combustible.

Fig. 1.40 Esquema del medidor de masa de aire de película caliente.

Para ello se requieren sensores, que registren con gran precisión, el flujo de aire aspirado realmente. La exactitud de medición del sensor de carga, 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 calefactado, 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, incluida la dirección de flujo. 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. El sensor insertable, puede estar montado en el filtro de aire, o en un conducto de medición, dentro de la conductora de aire.

Según el caudal de aire máximo necesario del motor de combustión, existen diversos tamaños de conducto de medición. 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. La característica de la curva, está realizada de tal forma que, al efectuar el diagnóstico en el taller, puede reconocerse por ejemplo, una interrupción de cable, con ayuda del 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 de inyección rotativa, o de inyección en línea, en el sistema EDC, el deseo del conductor, ya no se transmite a la bomba de inyección, mediante un cable de tracción o un varillaje, sino que se registra con un sensor del pedal de suministro de combustible, y se transmite a la ECU (se denomina también como "Pedal acelerador electrónico"). 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 neumáticamente al conducto de admisión, y mide la presión absoluta del conducto de admisión, de 0,3-0,5 bar. 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 substrato 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 sea la magnitud de la presión de sobrealimentación, así se deforma la membrana. Sobre la membrana hay dispuestas resistencias "pieza-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 ECU. Con ayuda de una curva característica programada se realiza al cálculo de la presión de sobrealimentación, a partir de la tensión medida.

ECU

La ECU 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 respuesta en los cálculos.

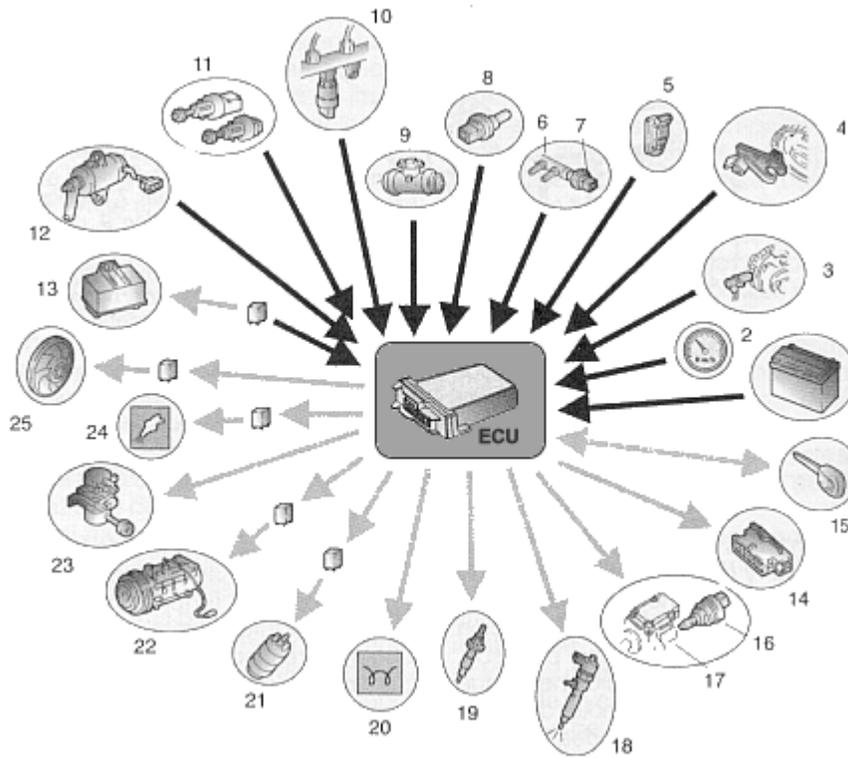


Fig. 1.41 Esquema de entrada y salida de señales a la ECU:

1- Batería; 2- Velocímetro; 3- Sensor de frecuencia de rotación 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 gasoleo; 8- Sensor de la temperatura del líquido 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 del acelerador; 13- Cajetín electrónico de precalentamiento; 14- Toma de diagnóstico; 15- Equipo de cierre antirrobo; 16- Regulador de presión en la bomba; 17- BAP; 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.

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 (ejemplo: la retroalimentación de gases de escape, actuador de presión de sobrealimentación, relé para la electro bomba de combustible) y otras funciones auxiliares (ejemplo: relé del ventilador, relé de calefacción adicional, relé de incandescencia, acondicionador de aire). 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. Las funciones de diagnóstico de las etapas finales para los inyectores, reconocen también desarrollos deficientes de señal. 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 ECU 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.

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 nuevo, de forma reproducible, y debe además, reducir la potencia de pérdida en la ECU y en el inyector.

Actuadores

Para conseguir un buen comienzo de inyección y un caudal de inyección exacto, en el sistema Common Rail, se aplican 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 electro válvula 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 electro válvula ya no es activada, y se cierra por tanto.

1- Unidad de control de tiempo de incandescencia; 2- Unidad de control;
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 o depresión; 10- Turbocompresor;
11- Válvula EGR; 12- Válvula "Wastegate".

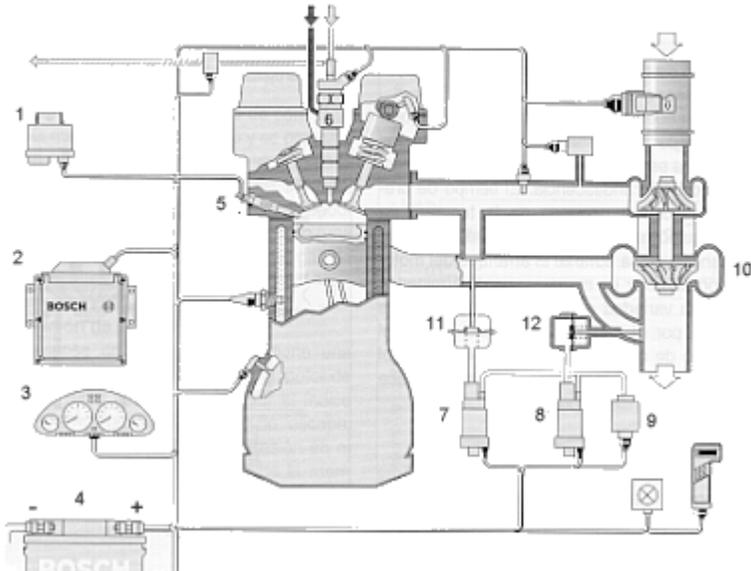


Fig. 1.42 Actuadores y otros componentes del sistema Common Rail.

Válvula reguladora de presión

La ECU 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 hermetizado contra el lado de baja presión, y 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 una tubería colectiva. La presión en el rail disminuye.

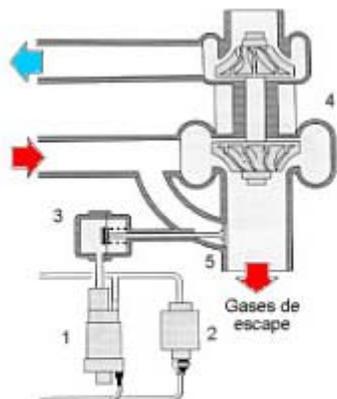
Mediante la activación a intervalos de la

"corriente de activación" (modulación de amplitud de impulsos), puede ajustarse variablemente la presión.

ECU 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 necesario 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



1- Actuador de presión de sobrealimentación
2- Bomba de vacío o depresión
3- Válvula "Wastegate"
4- Turbocompresor
5- Bypass

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 sobrepresión. Para ello, la ECU del motor, genera una señal eléctrica, que es transformada por un convertidor electro neumático en una sobrepresión o depresión.

Actuador de presión de sobrealimentación

Los motores de turismos con turbocompresión por gases de escape, tienen que alcanzar un elevado par motor incluso a número de revoluciones bajos.

Fig. 1.43 Actuador de presión de sobrealimentación

Por este motivo, el cuerpo de la turbina está dimensionado para un flujo pequeño de masas de gases de escape. Para que la presión de sobrealimentación no aumente excesivamente, en caso de flujos de

masas mayores de gases de escape, en este margen de funcionamiento, debe conducirse una parte de los gases de escape, sin pasar por la turbina del turbo al colector de los gases de escape, por medio de una válvula by-pass (Wastegate). El actuador de la presión de sobrealimentación, modifica para ello la apertura mayor o menor de la válvula Wastegate, dependiendo de la frecuencia de rotación del motor, del caudal de inyección, etc. En lugar de la válvula Wastegate, puede aplicarse también una geometría variable de la turbina (VTG). Esta modifica el ángulo de incidencia de la turbina de gases de escape, e influye así la presión de sobrealimentación.

Actuador de rotación

El control de rotación, sirve para influir en la turbulencia del aire aspirado. La rotación del aire, se genera casi siempre mediante canales de entrada de forma espiral. La rotación del aire, determina el mezclado del combustible y el aire en la cámara de combustión, y tiene por tanto, gran influencia sobre la calidad 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 mismos a la admisión del motor. Hasta cierto grado, la cantidad de gases residuales puede repercutir positivamente sobre la transformación de energía, reduciendo con ello 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 ECU, se mide la masa real de aire fresco y se compara con un valor teórico de

masa de aire, en cada punto de servicio. Con ayuda de la señal generada por la regulación, abre el actuador de retroalimentación de gases de escape, de forma que pasa gases de escape a través de la válvula EGR del colector de escape, a la admisión del motor.

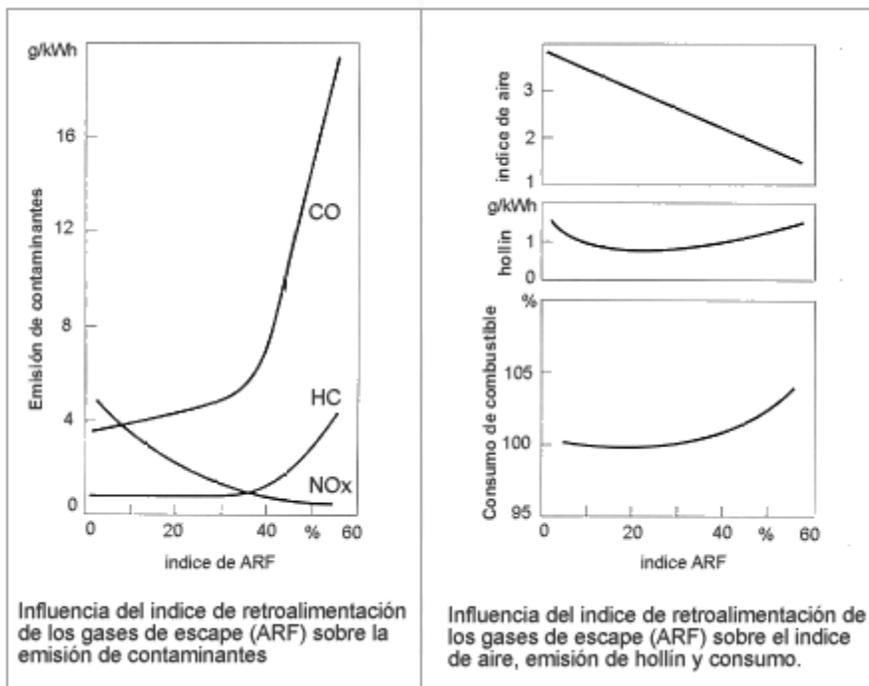


Fig. 1.44 Influencia del índice de retroalimentación de los gases de escape.

Regulación de la mariposa

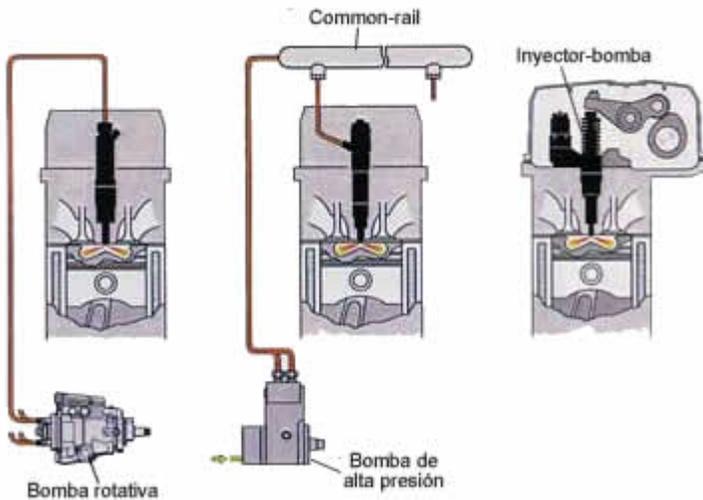
La mariposa en el motor diesel, tiene una función totalmente distinta que en el motor de gasolina. Sirve para aumentar el índice de

retroalimentación de gases de escape, mediante la reducción de la sobrepresión en el conducto de admisión. La regulación de la mariposa solamente actúa a bajas frecuencias de rotación.

1.3.7. Gestión electrónica.

Sistema Common Rail de Bosch

A continuación, se estudian los distintos sistemas de alimentación de combustible, de los modernos motores diesel (TDi, Common Rail), así como la gestión electrónica que los controla.



La Gestión Electrónica Diesel, se utiliza hoy en día tanto en motores de inyección indirecta, como en los famosos motores de inyección directa.

Fig. 1.45 Sistemas de alimentación de combustible

Dentro de los motores de inyección directa, hay que distinguir tres sistemas diferentes a la hora de inyectar el combustible dentro de los cilindros.

- Mediante bomba de inyección rotativa.
- Common Rail.
- Inyector-bomba.

1.3.8. Las características exteriores de velocidad en motores convencionales.

La característica exterior de velocidad del motor, se obtiene para carga total, es decir, para máximo suministro de combustible. En la Fig. 1.46 está representada la característica exterior de velocidad de un Motor de Combustión Interna, y se señalan los siguientes puntos característicos: frecuencia de rotación mínima y máxima ($W_{\text{mín.}}$, $W_{\text{máx.}}$), momento torsor máximo ($M_{\text{e máx.}}$), potencia máxima ($N_{\text{e máx.}}$) y consumo específico mínimo ($g_{\text{emín}}$). Las frecuencias de rotación que se corresponden con los parámetros $N_{\text{e máx.}}$, $M_{\text{e máx.}}$ y $g_{\text{emín}}$, se han señalado por W_N , W_M y W_{ge} , respectivamente.

La $W_{\text{mín.}}$ es la mínima frecuencia de rotación del cigüeñal, para la cual el motor trabaja establemente bajo carga total. Con el aumento de la frecuencia de rotación, el troqué y la potencia se incrementan y alcanzan sus valores máximos para frecuencias de rotación W_M y W_N , respectivamente. Para $W_x > W_N$ la potencia disminuye y se incrementan las cargas dinámicas que actúan sobre las piezas del mecanismo biela-manivela, por eso, se trata de que la $W_{\text{máx.}}$ no sobrepase la W_N en más de un 10-20 %.

$$W_{\text{máx}} = (1.1 - 1.2) \cdot W_N$$

(1.1)

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

Su importancia radica, a pesar de que el motor de un vehículo trabaja la mayor parte del tiempo en característica parcial, en que muestra las mayores potencialidades del motor para cada frecuencia de rotación, y en función de esta puede valorarse la posibilidad real de desarrollo del movimiento en unas condiciones dadas, en una marcha determinada, o en función del régimen de carga y la frecuencia de rotación, los principales indicadores de salida del motor, y la efectividad del trabajo del vehículo.

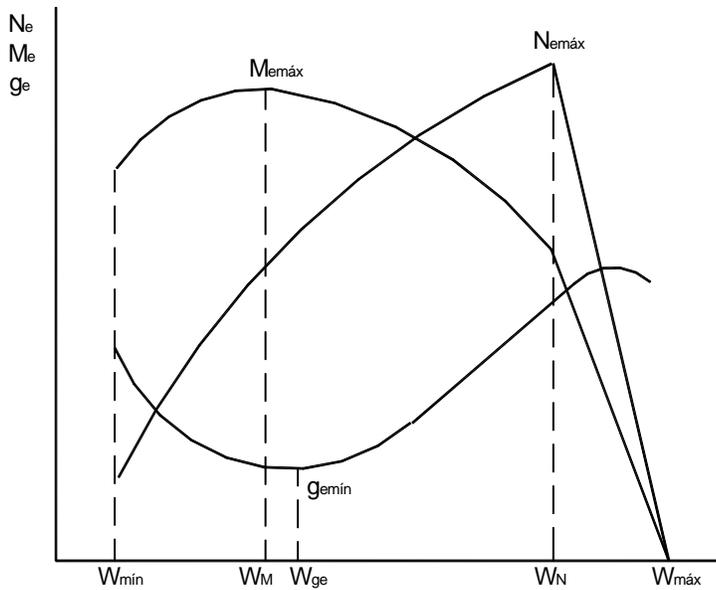


Figura 1.46 Característica exterior de velocidad de un MCI.

Son además, elemento imprescindible para la modelación de los ciclos de movimiento de las máquinas automotrices, y por tanto, para determinar teóricamente sus principales indicadores de valoración, sean estos técnico-económicos, dinámicos o de consumo, y para todo un sinnúmero de aplicaciones de ingeniería, como pueden ser la selección vehicular, para fines de compra, o de composición del parque dentro de una empresa de transportación, o para valorar la mejor variante de remodelación del vehículo.

1.3.10. La determinación teórica de las características exteriores de velocidad en motores convencionales.

La característica exterior se puede determinar de forma experimental, en un banco de ensayo de motores, o por fórmulas empíricas, siendo más utilizadas las siguientes:

$$N_{ex} = N_{emax} \cdot \left[C_1 \cdot \left(\frac{W_x}{W_N} \right) + C_2 \cdot \left(\frac{W_x}{W_N} \right)^2 - C_3 \cdot \left(\frac{W_x}{W_N} \right)^3 \right] = kW \quad (1.2)$$

Donde: 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 (Tabla 1.1, ecuaciones 1.6-1.9)

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

$$M_{ex} = \frac{N_{ex} \cdot 10^3}{W_x} = M_{eN} \cdot \left[C_1 + C_2 \cdot \left(\frac{W_x}{W_N} \right) - C_3 \cdot \left(\frac{W_x}{W_N} \right)^2 \right] = N \cdot m \quad (1.3)$$

$$M_{eN} = \frac{N_{emax} \cdot k}{W_N} \quad (1.4)$$

Donde: M_{eN} - troqué para potencia máxima en característica exterior.

M_{ex} - es el troqué para una frecuencia de rotación W_x del motor

Para determinar el consumo específico de combustible:

$$g_{ex} = g_{eN} \cdot \left[C_4 - C_5 \cdot \left(\frac{W_x}{W_N} \right) + C_6 \cdot \left(\frac{W_x}{W_N} \right)^2 \right] = \frac{g}{kW \cdot h} \quad (1.5)$$

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

g_{eN} - consumo específico para $N_{em\acute{a}x}$.

C_4, C_5, C_6 - son coeficientes empíricos que dependen del tipo de motor (Tabla 1.1)

Tabla 1.1 Valores promedios de los coeficientes empíricos utilizados para Potencia, troqué y Consumo específico de Combustible.

Motor	C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	C_6
Carburación	1,00	1,00	1,00	1,20	1,00	0,80
Diesel de 2t.	0,87	1,13	1,00	1,55	1,55	1,00
Diesel de 4t:						
Inyección Directa	0,53	1,56	1,09	1,55	1,55	1,00
Precámara.	0,70	1,30	1,00	0,35	1,35	1,00
Cámara de Turbulencia	0,60	1,40	1,00	1,20	1,20	1,00

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, Litvinov [XX] propone las siguientes ecuaciones:

$$C_1 = 1 - \frac{A_{Me} \cdot e_n \cdot (2 - e_n)}{100 (e_n - 1)^2}; C_2 = 2 \cdot \frac{A_{Me}}{100} \cdot \frac{e_n}{(e_n - 1)^2}; C_3 = \frac{A_{Me}}{100} \cdot \left(\frac{e_n}{e_n - 1} \right)^2 \quad (1.6)$$

Para motores que no poseen limitadores o reguladores propone las siguientes:

$$C_1 = 2 - \frac{25}{A_{Me}}; C_2 = \frac{50}{A_{Me}} - 1; C_3 = \frac{25}{A_{Me}} \quad (1.7)$$

Rigoberto Aragón [XXX], en su Tesis de Doctorado, propone la siguiente ecuación:

• para los motores de gasolina:

$$C_1 = \frac{E \cdot e_n - 3e_n + 2}{(e_n - 1)^2}; C_2 = \frac{3e_n^2 - 2e_n \cdot E - 1}{(e_n - 1)^2}; C_3 = \frac{2e_n^2 - E \cdot e_n - e_n}{(e_n - 1)^2} \quad (1.8)$$

Y conociendo que:

$$A_{Me} = \frac{(M_{emax} - M_{eN}) \cdot 100}{M_{eN}} = \left(\frac{M_{emax}}{M_{eN}} - 1 \right) \cdot 100 = (e_M - 1) \cdot 100 \quad (1.9)$$

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

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

e_n, e_M - coeficientes de elasticidad de frecuencia de rotación y troqué, respectivamente

No se incluye la ecuación propuesta para Aragón en diesel, porque en un trabajo anterior [Mayito] se demuestra, brinda iguales resultados que la de Litvinov, pues se trata de una forma diferente de representar lo mismo, no sucediendo así con gasolina.

Las ecuaciones anteriores se utilizan desde hace mucho tiempo, por ser las que han permitido determinar teóricamente con mayor exactitud las características exteriores de velocidad, utilizando tanto los valores de los coeficientes procedentes de las tablas, como de las expresiones propuestas por Litvinov y Aragón. Dado que unas u otras, resultan ser más efectivas en uno u otro tipo de motores, generalmente se utilizan las tres variantes, optando por aquella que brinde los resultados teóricos de troqué máximo y frecuencia de rotación a troqué máximo, más próximos a los dados por el fabricante en la ficha técnica del motor.

Estas expresiones fueron concebidas para motores convencionales de la década de los 70 y 80, pero con la introducción de las NTIC en el control de los procesos en los motores, tanto en los motores convencionales, como en los nuevos tipos de motores de inyección de gasolina, y los de control

electrónico de la inyección en diesel, los parámetros de salida de los motores han sufrido un notable cambio, producto de la mayor eficiencia de los procesos que se desarrollan en los mismos. Por tal razón, estas ecuaciones que jugaron un rol importante, ya no ofrecen exactitud adecuada para modelar teóricamente las características exteriores de velocidad.

1.4. Las características exteriores de velocidad en los motores Common Rail.

1.4.1. Diferencias fundamentales con respecto a las características exteriores de los motores convencionales. Dificultades para su determinación teórica.

Las características exteriores de velocidad de los motores Common Rail, muestran diferencias significativas con respecto a las de los motores convencionales, en específico, en lo que se refiere a sus curvas de troqué y potencia efectiva, pues las de consumo específico no muestran una diferencia notable, al menos en apariencia, aunque lógicamente, poseen diferencias en cuanto a los niveles de consumo de combustible que se alcanzan, menores en los motores actuales.

Las diferencias en las características de los Common Rail, no sólo se aprecian con respecto a motores convencionales, sino que entre diferentes tipos de Common Rail se presentan diferencias apreciables, y aún dentro de un mismo tipo de motor, cuando cambia su regulación de entrega de combustible, para suministrar diferentes valores de potencia, dentro de un rango determinado, para adecuarlo a diferentes usos, se presentan diferencias de consideración. Veamos el siguiente ejemplo de 3 motores de la familia EQB, de Cummins.

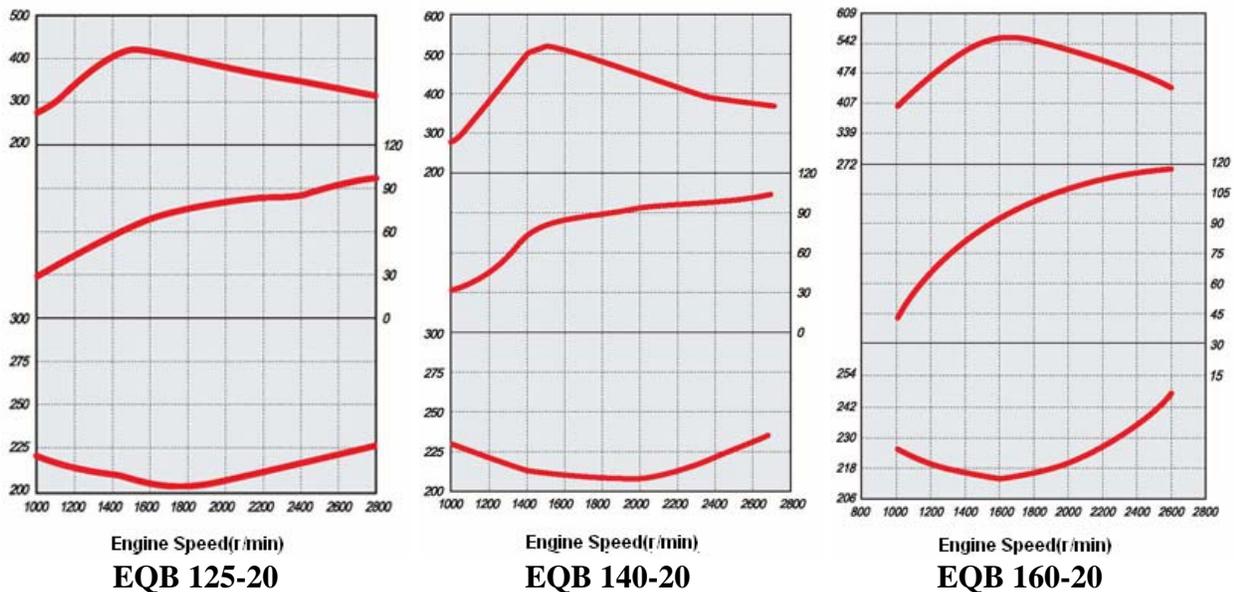
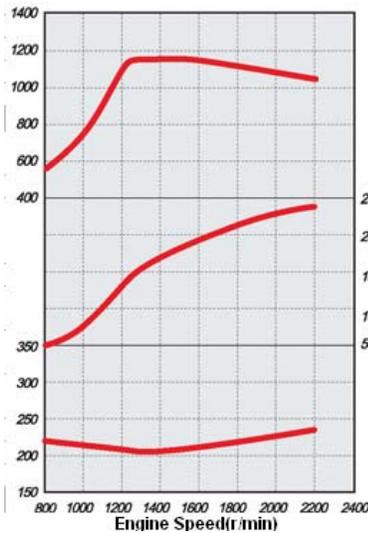
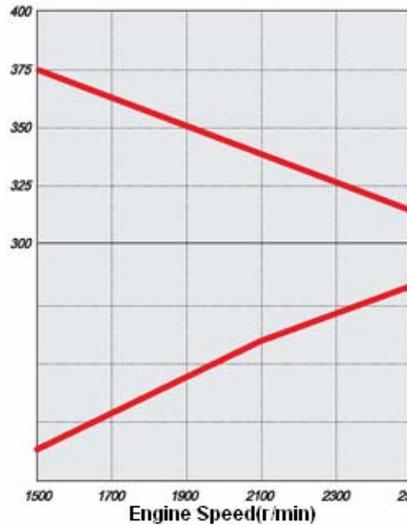


Fig. 1.47 Motores de la familia EQB, o sea, el mismo motor con diferente regulación de suministro de combustible

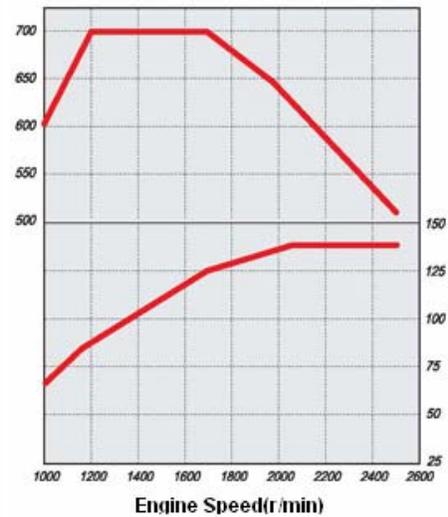
Veamos ahora, en la [fig. 1.48 y 149](#), las diferencias que se establecen entre motores diferentes, aún dentro de la misma firma Cummins. Hay otros de otras firmas que también muestran diferencias significativas, pero no se muestran porque aparecen con las curvas de potencia, troqué y consumo específico separadas y ocupan mucho espacio.



C325-20 Cummins

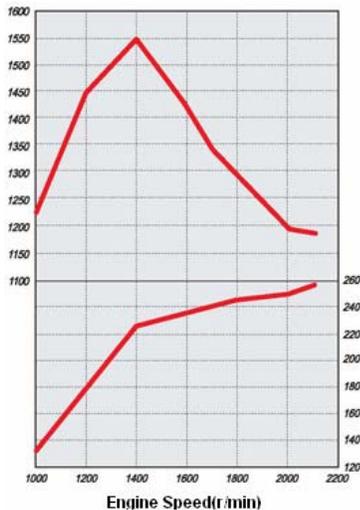


BGe 150-30 Cummins

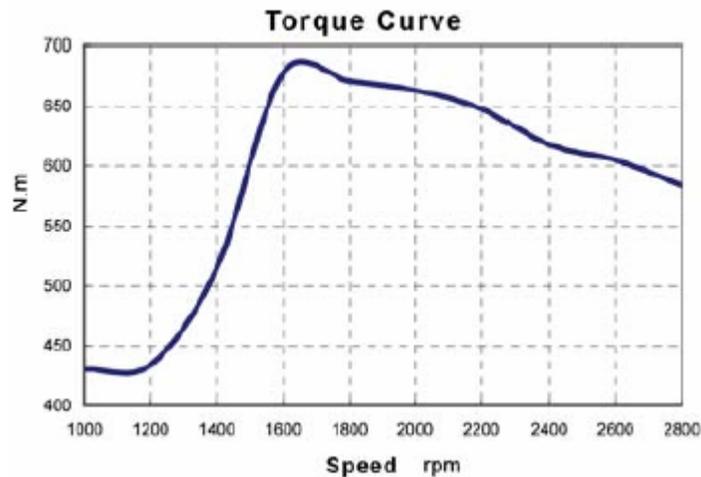


ISBe 185-30 Cummins

1.48 Características exteriores de velocidad diferentes de motores diferentes



ISLe 350-30 Cummins



B 5.9-230G

1.49 Características exteriores de velocidad diferentes de motores diferentes

1.4.2. Trabajos realizados en la determinación teórica de las características exteriores de los Common Rail. Limitaciones.

El presente trabajo, es el segundo que se acomete en esta vertiente, pues Aranzola realizó un trabajo, del cual es continuación el presente trabajo, en el curso anterior. Por otro lado, paralelamente a éste, se desarrolla otro diploma, cuyo objetivo fundamental son las dependencias para la determinación teórica del consumo específico de combustible.

El primer trabajo que acometió Aranzola (2008), brindó resultados parciales, que luego se fueron perfeccionando una vez concluido oficialmente el diploma, y que con modelos racionales, muestran un mayor ajuste a las curvas del fabricante, que las dependencias convencionales, en el caso del diesel Common Rail. Ello le concede, sin lugar a dudas, un mérito al trabajo realizado. No obstante, tanto a bajas como altas frecuencias de rotación se establecen diferencias significativas con respecto a las curvas del fabricante. Ello se debe, entre otras cuestiones a que en el Common Rail no existe dependencia de la presión de inyección de la frecuencia de rotación, como sucede en los motores

convencionales y existen, como se ha mostrado a lo largo del capítulo, un grupo considerable de sensores, que en estrecho trabajo con la ECU, proporcionan un trabajo mucho más eficiente del motor, con menores consumos de combustible, lo que mejora sus indicadores de potencia y troqué y el comportamiento del motor bajo carga.

Esto es propio del carácter del proceso de investigación, de ir escalando peldaños que conduzcan cada vez más, a una solución más adecuada a los objetivos del trabajo. Por tal razón, se ha llegado a la conclusión de que deben utilizarse modelos no convencionales, para describir el funcionamiento de estos motores, y que proporcionen un mayor ajuste, aún en los regímenes de bajas y altas frecuencias de rotación, que den continuidad y perfeccionen el trabajo pretérito.

1.5. Conclusiones parciales del 1er capítulo.

Al concluir el capítulo se arriba a las siguientes conclusiones:

1. La modelación de los ciclos de viaje, y la necesidad de determinación teórica de los indicadores que permiten evaluar los vehículos con diferentes fines, aconsejan acometer el trabajo de definir los modelos, que brinden mayor ajuste con respecto a las características exteriores de velocidad de los motores actuales, que han sufrido notables modificaciones a partir de la introducción de las NTIC, en el control de sus diferentes procesos.
2. No aparece en la literatura referencia alguna, a nuevos modelos, que posibiliten determinar teóricamente con exactitud las características exteriores de velocidad de los motores mencionados.
3. Los trabajos desarrollados hasta el presente en la universidad, constituyen resultados parciales, que mejoran el ajuste considerablemente con respecto a los modelos convencionales, pero que aún no satisfacen los requerimientos del trabajo investigativo, en lo que respecta a la determinación teórica del troqué y la potencia efectiva.
4. Por la importancia que reviste la determinación teórica de la característica exterior de velocidad, para la modelación matemática de ciclos de viaje, la evaluación de vehículos con fines de selección para la compra o para la composición del parque vehicular dentro de una empresa de transporte y para la propia remodelación, se hace imprescindible continuar trabajando en esta dirección y buscar modelos más complejos, que sean capaces de brindar un ajuste más adecuado, a los fines que se persiguen.

2. Capítulo II: 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, 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, o sea, seleccionan el motor más adecuado y su regulación, la caja de velocidad y la reducción principal más apropiada, el tipo de neumático, entre otros; 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. Ahora bien, cuando los sitios muestran las características exteriores de velocidad, vienen siempre acompañadas de las curvas de potencia y troqué efectivo, no sucediendo así con el consumo específico, que aparece opcionalmente.

La posibilidad de realizar un trabajo que contemple la definición de modelos 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 permita, desde el punto de vista estadístico, justificar el análisis.

Para el presente trabajo se obtuvo una base de datos de 68 motores, básicamente de las firmas: ISUZU, CUMMINS, IVECO, y DEUTZ. La base de datos, si bien no es extensa, dadas las dificultades apuntadas con anterioridad, la consideramos adecuada para acometer el trabajo. 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 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 flujo de agua manipulado por la bomba, 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 troqué 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 (Ver [Figura 2.1](#) y [2.2](#)).

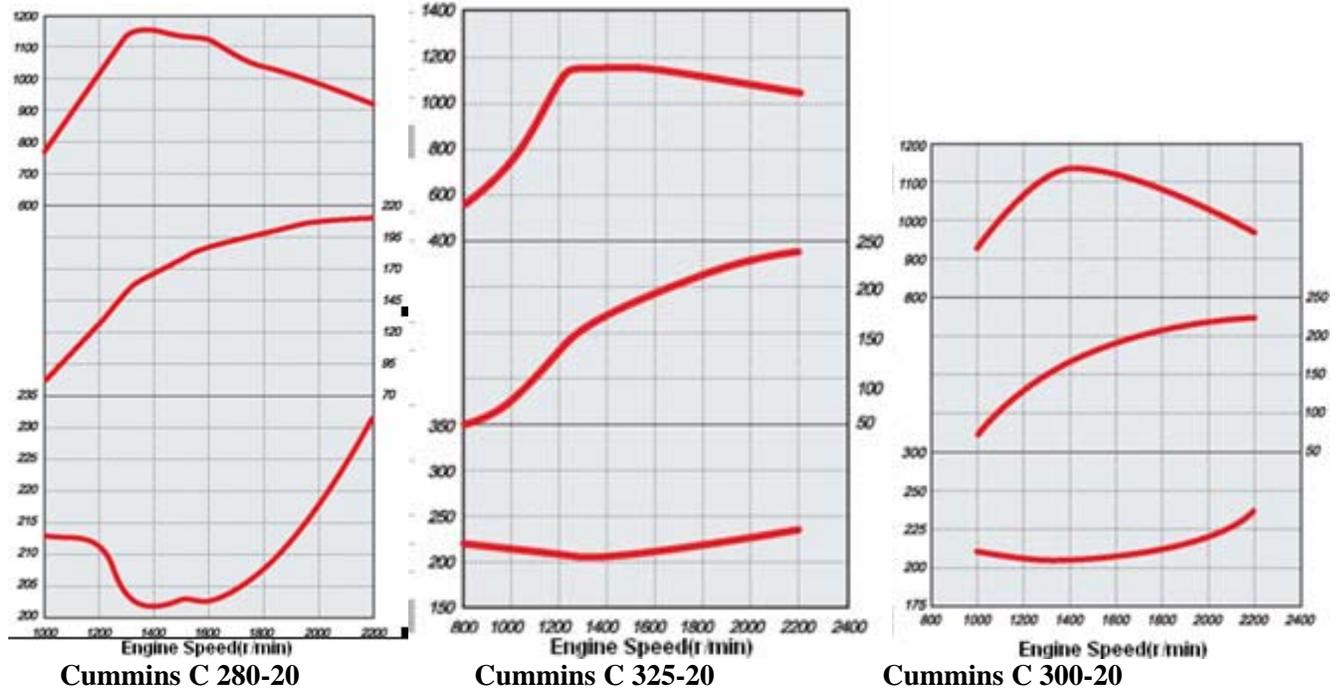


Fig. 2.1 Características exteriores de velocidad de los Cummins C 280-20, C 325-20 y C 300-20, o sea, de un mismo motor con diferente regulación de entrega cíclica de combustible.

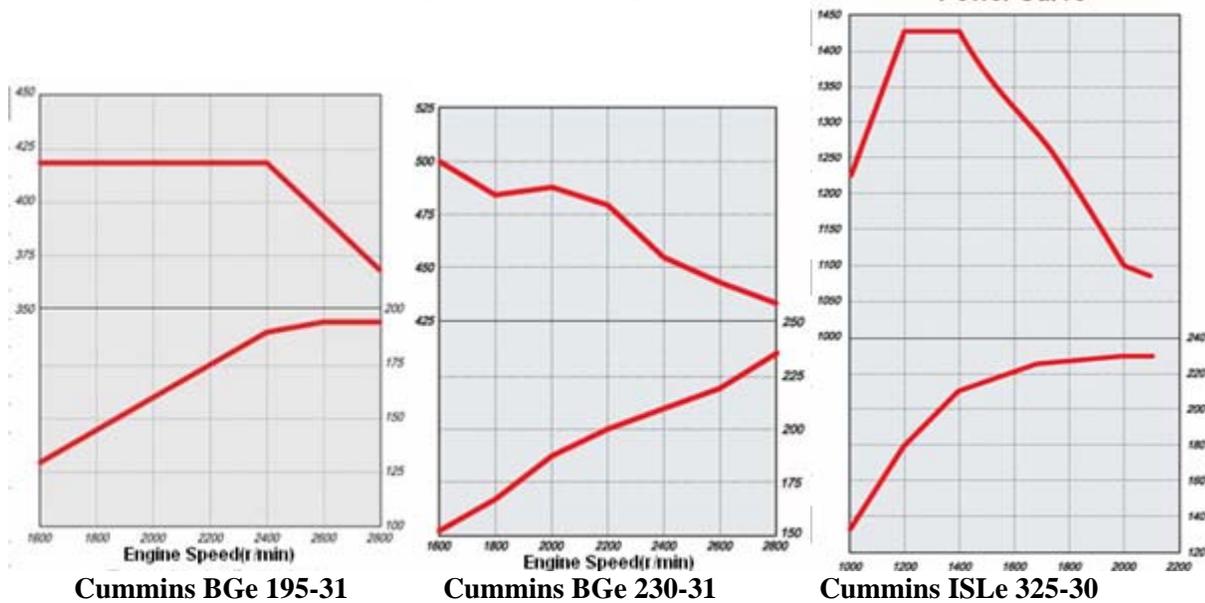


Fig. 2.2 Características exteriores de velocidad de los Cummins de la familia BGe e ISLe

La base de datos existente, una vez propuesto el modelo que van a utilizarse, se limita a aquellos motores que presentan mayor ajuste al mismo, dadas las enormes diferencias, que nos encontramos entre una característica y otra, aún dentro de un mismo tipo de motor. Por ello, la base de datos debe ser lo más extensa posible.

Delimitadas las características exteriores que formarán parte del estudio, se hace necesario definir un modelo que describa con exactitud, las características de $M_{ex} = f(W_x)$, con mayor ajuste que las expresiones convencionales, y tratando de perfeccionar los resultados del anterior trabajo de diploma, desarrollado en esta misma dirección. Se toma la dependencia de troqué y no la de potencia por varias razones:

1. La expresión de potencia en diesel es una curva ascendente, que no posee máximo, a diferencia del caso de gasolina, que sí lo posee;
2. La curva de troqué posee un máximo, claramente definido, y tiene definido otro punto característico evidente, o sea, el de troqué a potencia máxima, lo cual facilita el trabajo desde el punto de vista matemático;
3. Las expresiones convencionales muestran mayor ajuste en las curvas de potencia, pues su confección permite un ajuste exacto en el punto de potencia máxima. Las mayores inexactitudes se presentan en la modelación de las curvas de troqué, encontrándonos frecuentemente que no existe coincidencia entre los valores de troqué máximo y la frecuencia de rotación a que se alcanza el mismo, con los datos que aporta el fabricante, por tanto, es en estas donde debemos comprobar la efectividad del modelo propuesto en su comparación con los convencionales.

Una vez definido el modelo más apropiado, es conveniente entonces, corroborar también su ajuste con respecto a la dependencia de potencia.

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 potencia y troqué efectivo.

Por medio del software TECHDIG, que asimila el formato de imagen del SNAP, se definen las coordenadas de los puntos de las curvas de potencia y troqué contra frecuencia de rotación. 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). Establecidas las coordenadas, se procede a marcar puntos con el cursor sobre cada curva, para definir las coordenadas de los mismos. El número de puntos estará en correspondencia con la complejidad de la característica en cuestión

Al trasladar las coordenadas de los puntos obtenidos con el TECHDIG a una hoja de cálculo de Excel, pega las dos columnas de valores (troqué y frecuencia de rotación o potencia 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 estas características.

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 seleccionar los mejores modelos, en cuanto a ajuste de las curva de troqué, 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 troqué 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.

El troqué, se expresa en los modelos convencionales, según:

$$M_{ex} = M_{eN} \cdot \left[C_1 + C_2 \cdot \left(\frac{W_x}{W_N} \right) - C_3 \cdot \left(\frac{W_x}{W_N} \right)^2 \right]$$

Es decir, estamos en presencia de una dependencia del tipo: $\frac{M_{ex}}{M_{eN}} = f\left(\frac{W_x}{W_N}\right)$.

La experiencia nos demuestra, que al establecer tal dependencia, no podemos comprobar la normalidad, debido a que cuando la función se evalúa para la frecuencia de rotación del troqué máximo, la relación $M_{em\acute{a}x}/M_{eN}=e_M$ y e_M puede alcanzar valores, que oscilan en un rango muy amplio y difícil de delimitar. Si por el contrario,

hacemos los arreglos matemáticos en la ecuación, de forma que la dependencia sea: $\frac{M_{ex}}{M_{emáx}} = f\left(\frac{W_x}{W_N}\right)$; cuando

se alcance la frecuencia de rotación de troqué máximo la relación $M_{ex}/M_{emáx} = 1$, por lo que entonces, se limita su rango de variación entre 0 y 1, lo cual permite comprobar adecuadamente la normalidad.

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

ω_x/ω_N	$M_{ex}/M_{emáx}$
$\omega_{mín.}/\omega_N$	$M_{e1}/M_{emáx}$
.	.
.	.
$\omega_{máx.}/\omega_N$	$M_{en}/M_{emáx}$

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

Para determinar los coeficientes, en cada uno de los modelos propuestos se procede la siguiente forma:

1).- Se determina la primera derivada de la función en cuestión, expresada en la forma:

$$\frac{M_{ex}}{M_{emáx}} = f\left(\frac{W_x}{W_N}\right), \text{ y se iguala la primera derivada a cero, para determinar la expresión de un extremo.}$$

2).- Se evalúa la función para dos puntos característicos: troqué máximo y potencia máxima.

3).- Con la ecuación obtenida en (1) y las dos ecuaciones obtenidas en (2), usando artificios matemáticos, se obtiene un sistema de tres ecuaciones con tres incógnitas, que se corresponden con los coeficientes buscados.

4).- Con el sistema de ecuaciones anteriores, mediante un procedimiento analítico se hallan las expresiones de los tres coeficientes, los cuales quedan en dependencia de los coeficientes de elasticidad de troqué y frecuencia de rotación (e_M y e_N).

5).- Definidos las expresiones analíticas de los coeficientes se procede a comprobar el ajuste que ofrece el modelo en relación con la característica exterior de velocidad del fabricante y con los resultados de los modelos convencionales, utilizando el StatGraph.

Una vez evaluados los modelos que mejores resultados mostraron en la evaluación del Curve Expert, se procede a evaluar una nueva variante. Esta consiste en dividir el rango de frecuencias de rotación de la característica exterior de velocidad en dos intervalos: 1).- de frecuencia de rotación mínima a frecuencia de rotación a troqué máximo y 2).- de frecuencia de rotación a troqué máximo hasta frecuencia de rotación a potencia máxima. Se trata ahora de buscar en cada uno de estos intervalos, en el Curve Expert, el modelo que más ajusta. Esto está motivado por las siguientes razones: Si se observan con detenimiento las curvas de troqué, podemos percatarnos que la dificultad del ajuste de los modelos propuestos con las características reales radica en que las curvas no son simétricas con respecto al punto de troqué máximo, por tanto, es lógico tratar de buscar independientemente en cada intervalo del rango de frecuencias de rotación, el modelo que más ajusta.

De igual forma que en el caso anterior, pero ahora en cada uno de los intervalos, determinar el mejor modelo y los respectivos coeficientes, para comprobar si con dos modelos se mejora el ajuste.

Esto que puede resultar engorroso, para cálculos corrientes, puede ser muy beneficioso para la modelación, cuando se emplea un software para el cálculo automatizado, como puede ser por ejemplo el caso de la modelación de los ciclos de movimiento.

Sin lugar a dudas, puede darse el caso de que las dependencias que mayor ajuste presenten, sean dependencias de un alto nivel de complejidad para cálculos corrientes. En tal caso, podrían diferenciarse soluciones para cálculos automatizados y otras para cálculos corrientes.

2.4. 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 troqué y la potencia en característica exterior de velocidad, resulta adecuada tanto para el caso de los motores convencionales modernos como para los Common Rail.
2. La metodología contempla las variantes para dar respuesta a la mayor parte de las variantes de Common Rail.
3. Dada la complejidad de dependencias de troqué y potencia presentes en algunas variantes de motores Common Rail, no resulta posible encontrar dependencias universales que les brinden respuesta. Su estudio posterior estará supeditado a su supervivencia en el tiempo y en la importancia que puedan alcanzar, en cuanto a su fabricación masiva para fuentes energéticas de vehículos pesados.
4. Sólo la aplicación de la metodología, y la constatación del nivel de ajuste de los mejores modelos a las curvas reales, podrá mostrar o no la necesidad de aplicar las soluciones más complejas, como las propuestas en la parte final de la metodología.
5. Las dependencias que se encuentren tienen un carácter novedoso, dada su ausencia en la literatura existente. Esto da la medida de la importancia del trabajo que se acomete.

3. Capítulo III: Modelación Matemática del Momento Efectivo.

3.1. Introducción

En este capítulo, se muestran los resultados del trabajo. Primeramente, se definen los modelos que mayor ajuste presentan con las características de momento efectivo 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 mencionados modelos, y con ellos se pasa al análisis de los resultados, que contempla: 1.-El análisis estadístico para verificar si las distribuciones tienen un comportamiento normal; 2.- La comparación estadística de las observaciones con los resultados de los modelos, para comprobar si existen diferencias significativas.

3.2. Determinación del modelo más adecuado para la determinación teórica de las características exteriores de velocidad de Momento efectivo en los nuevos motores diesel

Los datos que aportan los fabricantes de **Motores de Combustión Interna Diesel** utilizados para determinar los coeficientes de la ecuación Momento Efectivo son:

1. Máximo Momento Efectivo (Me_{\max})
2. Frecuencia de Rotación a Máximo Momento Efectivo (ω_M)
3. Máxima Potencia Efectiva (Ne_{\max})
4. Frecuencia de Rotación a Máxima Potencia Efectiva (ω_N)

Las ecuaciones a plantear son de tres coeficientes, porque del conocimiento que se tiene de los datos se pueden plantear dos ecuaciones y la tercera se deduce por la geometría de la función Momento Efectivo, ya que al poseer un máximo, la condición necesaria para esto es que la primera derivada tiene que ser igual a cero, es decir, un punto estacionario. Por tal razón, el número de ecuaciones tiene que ser igual al número de incógnitas, para que sea posible encontrar la solución del sistema.

Pudiera parecer que no se está siendo riguroso, desde el punto de vista matemático, al no establecer condiciones suficientes para la determinación del máximo, pero esto es falso ya que como:

$$y = \frac{Me_x}{Me_{\max}} ; y \in [0,1]$$

- $y < 1$; para ($0 < Me_x < Me_{\max}$)
- $y = 1$; para ($Me_x = Me_{\max}$)
- $y < 1$; para ($Me_{\max} < Me_x \leq Me_N$)

Quedando claro que el máximo si existe es a Máximo Momento Efectivo.

Al procesar con el Curve Expert las coordenadas del torqué en característica exterior de velocidad obtenido de las curvas características del fabricante a través del Snap y el TECHDIG, se compraba que los modelos que mayor ajuste presentan con las mismas, son los siguientes:

- Modelo cuadrático
- Modelo Recíproco cuadrático
- Modelo Racional cuadrático
- Modelo Hoerl

- Heat Capacity Model
- Vapor Pressure Model

A continuación se definen en cada uno de los modelos las expresiones para la determinación teórica de los coeficientes.

3.3. Función Cuadrática para el Momento Efectivo.

La función Momento Efectivo cuadrática es de la forma:

$$y = C_1 + C_2x + C_3x^2 \quad (3.1)$$

cuyo dominio para ella y sus derivadas es:

$$D = \{x \in \mathbb{R}\}$$

y en la que:

$$x = \frac{\omega_x}{\omega_N} ; x \in |0,1| \text{ (para MCI diesel)} \quad (3.2)$$

$$y = \frac{Me_x}{Me_{\max}} ; y \in |0,1| \text{ (para MCI diesel)} \quad (3.3)$$

ω_x : Frecuencia de Rotación (variable independiente)

Me_x : Momento Efectivo (variable dependiente)

ω_N : Frecuencia de Rotación a Máxima Potencia (constante)

Me_{\max} : Máximo Momento Efectivo (constante)

Sustituyendo 3.2 y 3.3 en 3.1:

$$\frac{Me_x}{Me_{\max}} = C_1 + C_2 \frac{\omega_x}{\omega_N} + C_3 \left(\frac{\omega_x}{\omega_N} \right)^2 \quad (3.4)$$

3.3.1. Determinación analítica de los coeficientes C_1 , C_2 y C_3 .

Derivando 3.1 se obtiene:

$$\frac{dy}{dx} = \frac{d(C_1 + C_2x + C_3x^2)}{dx} = C_2 + 2C_3x$$

Se garantiza un Punto estacionario para 3.1 cuando la primera derivada es igual a cero:

$$C_2 + 2C_3x = 0 \quad (3.5)$$

y un máximo, cuando la segunda derivada es menor que cero (a Máximo Momento Efectivo), de donde se deduce que:

$$C_3 < 0$$

por lo que, a la ecuación 3.1, se le cambia el signo al último término, y entonces el coeficiente C_3 es siempre positivo, quedando la ecuación 3.4 en la forma:

$$\frac{Me_x}{Me_{\max}} = C_1 + C_2 \frac{\omega_x}{\omega_N} - C_3 \left(\frac{\omega_x}{\omega_N} \right)^2 \quad (3.6)$$

y la ecuación 3.5:

$$C_2 - C_3 \frac{\omega_M}{\omega_N} = 0 \quad (3.7)$$

A Máxima Potencia ($Me_x = Me_N$) y ($\omega_x = \omega_M$), sustituyendo en 3.6:

$$\frac{Me_N}{Me_{\max}} = C_1 + C_2 \frac{\omega_N}{\omega_N} - C_3 \left(\frac{\omega_N}{\omega_N} \right)^2$$

Teniendo en cuenta que:

$$e_N = \frac{\omega_N}{\omega_M} ; e_N \in \left[\frac{13}{10}, 2 \right] \quad (3.8)$$

$$e_M = \frac{Me_{\max}}{Me_N} ; e_M \in \left[\frac{21}{20}, \frac{23}{20} \right]$$

siendo:

e_N : Índice de Elasticidad de Frecuencia de Rotación (constante)

e_M : Índice de Elasticidad de Momento Efectivo (constante)

$$\frac{1}{e_M} = C_1 + C_2 - C_3 \quad (3.9)$$

A Máximo Momento Efectivo ($M_{ex} = M_{max}$) y ($\omega_x = \omega_N$), sustituyendo en 3.6:

$$\frac{Me_{max}}{Me_{max}} = C_1 + C_2 \frac{\omega_M}{\omega_N} - C_3 \left(\frac{\omega_M}{\omega_N} \right)^2 \quad (3.10)$$

Sustituyendo en 3.10:

$$1 = C_1 + C_2 \frac{1}{e_N} - C_3 \left(\frac{1}{e_N} \right)^2 \quad (3.11)$$

y sustituyendo en 3.7:

$$C_2 - 2C_3 \frac{1}{e_N} = 0 \quad (3.12)$$

Las ecuaciones 3.9, 3.11 y 3.12 definen un Sistema de Ecuaciones Lineales (SEL) con respecto a los coeficientes C_1 , C_2 y C_3 .

$$C_1 + C_2 - C_3 = \frac{1}{e_M}$$

$$e_N C_2 - 2C_3 = 0$$

$$C_1 + C_2 \frac{1}{e_N} - C_3 \frac{1}{e_N^2} = 1$$

cuya solución analítica es:

$$C_1 = \frac{1 - 2e_M e_N + e_M^2 e_M}{e_M (e_N - 1)^2} \quad (3.13)$$

$$C_2 = 2 \frac{e_N (e_M - 1)}{e_M (e_N - 1)^2} \quad (3.14)$$

$$C_3 = e_M^2 \frac{e_M - 1}{e_M (e_N - 1)^2} \quad (3.15)$$

Estos son los coeficientes (C_1 , C_2 y C_3) definidos por Litvinov y Aragón para el Momento Efectivo y la Potencia Efectiva de la característica exterior de los **Motores de Combustión Interna Diesel**.

La ecuación cuadrática del Momento Efectivo es:

$$Me_x = Me_{\max} \left[C_1 + C_2 \frac{\omega_x}{\omega_N} - C_3 \left(\frac{\omega_x}{\omega_N} \right)^2 \right] \quad (3.16)$$

3.4. Función Recíproca Cuadrática para el Momento Efectivo.

La función Momento Efectivo recíproca cuadrática es de la forma:

$$y = \frac{1}{a + bx + cx^2} \quad (3.17)$$

cuyo dominio para ella y sus derivadas es:

$$D = \left\{ x \in \mathbb{R} : c \neq 0; \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2c} \neq 0 \right\}$$

Sustituyendo 2 y 3 en 17

$$\frac{Me_x}{Me_{\max}} = \frac{1}{a + b \frac{\omega_x}{\omega_N} + c \left(\frac{\omega_x}{\omega_N} \right)^2} \quad (3.18)$$

3.4.1. . Determinación analítica de los coeficientes a , b y c .

Derivando 3.17 se obtiene:

$$\frac{dy}{dx} = \frac{d \left(\frac{1}{a + bx + cx^2} \right)}{dx} = - \frac{b + 2cx}{(a + bx + cx^2)^2}$$

y se garantiza un Punto estacionario para 3.17 cuando la primera derivada es igual a cero, a Máximo Momento Efectivo:

$$b + 2cx = 0 \quad (3.19)$$

A Máximo Momento Efectivo ($Me_x = Me_{\max}$) y ($\omega_x = \omega_M$), sustituyendo en 3.18 y en 3.19 se obtienen dos ecuaciones:

$$b + 2c \frac{\omega_M}{\omega_N} = 0$$

$$\frac{Me_{\max}}{Me_{\max}} = \frac{1}{a + b \frac{\omega_M}{\omega_N} + c \left(\frac{\omega_M}{\omega_N} \right)^2}$$

teniendo en cuenta 3.8:

$$b + 2c \frac{1}{e_N} = 0$$

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

agrupando convenientemente:

$$e_N b + 2c = 0 \tag{3.20}$$

$$a + b \frac{1}{e_N} + c \frac{1}{e_N^2} = 1 \tag{3.21}$$

A Máxima Potencia ($Me = Me$) y ($\omega_x = \omega_N$), sustituyendo en 3.18:

$$\frac{Me_N}{Me_{\max}} = \frac{1}{a + b \frac{\omega_N}{\omega_N} + c \left(\frac{\omega_N}{\omega_N} \right)^2}$$

se obtiene:

$$a + b + c = e_M \quad : \quad (a + b + c \neq 0) \tag{3.22}$$

Las ecuaciones 3.20, 3.21 y 3.22 definen un Sistema de Ecuaciones Lineales (SEL) con respecto a los coeficientes a , b y c siempre que $(a + b + c \neq 0)$.

$$a + b + c = e_M$$

$$e_N b + 2c = 0$$

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

cuya solución analítica es:

$$a = \frac{e_N^2 - 2e_N + e_M}{(e_N - 1)^2}$$

$$b = 2e_N \frac{e_M - 1}{(e_N - 1)^2}$$

$$c = e_N^2 \frac{e_M - 1}{(e_N - 1)^2}$$

3.5. Función Racional cuadrática para el Momento Efectivo.

La función Momento Efectivo racional cuadrática de forma:

$$y = \frac{ax}{1 + bx + cx^2} \quad (3.23)$$

cuyo dominio para ella y sus derivadas es:

$$D = \left\{ x \in \mathbb{R} : x \neq \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2c} \right\}$$

Sustituyendo 3.2 y 3.3 en 3.23:

$$\frac{Me_x}{Me_{\max}} = \frac{a \frac{\omega_x}{\omega_N}}{1 + b \frac{\omega_x}{\omega_N} + c \left(\frac{\omega_x}{\omega_N} \right)^2} \quad (3.24)$$

3.5.1. Determinación analítica de los coeficientes a , b y c .

derivando 3.23 se obtiene:

$$\frac{dy}{dx} = \frac{d\left(\frac{ax}{1+bx+cx^2}\right)}{dx} = \frac{a(1-cx^2)}{(1+bx+cx^2)^2}$$

se garantiza un Punto estacionario para 3.23 cuando la primera derivada es igual a cero, a Máximo Momento Efectivo:

$$1 - cx^2 = 0 \quad (3.25)$$

no se tiene en cuenta la solución ($a = 0$), porque de ser así ($y \equiv 0$), lo cual carece de utilidad práctica.

A Máximo Momento Efectivo ($Me_x = Me_{\max}$) y ($\omega_x = \omega_M$), sustituyendo en 3.24 y en 3.25 se obtienen dos ecuaciones:

$$1 - c \left(\frac{\omega_M}{\omega_N} \right)^2 = 0$$

$$\frac{Me_{\max}}{Me_{\max}} = \frac{a \frac{\omega_M}{\omega_N}}{1 + b \frac{\omega_M}{\omega_N} + c \left(\frac{\omega_M}{\omega_N} \right)^2}$$

teniendo en cuenta 3.8:

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

agrupando convenientemente:

$$c = e_N^2 \quad (3.26)$$

$$a - b - c \frac{1}{e_N} = e_N \quad (3.27)$$

A Máxima Potencia ($Me_x = Me_N$) y ($\omega_x = \omega_N$), por tanto, sustituyendo en 3.24:

$$\frac{Me_N}{Me_{\max}} = \frac{a \frac{\omega_N}{\omega_N}}{1 + b \frac{\omega_N}{\omega_N} + c \left(\frac{\omega_N}{\omega_N} \right)^2}$$

se obtiene:

$$ae_M - b - c = 1 \quad : \quad (b + c \neq -1) \quad (3.28)$$

Las ecuaciones 3.26, 3.27 y 3.28 definen un Sistema de Ecuaciones Lineales (SEL) con respecto a los coeficientes a , b y c siempre que ($b + c \neq -1$).

$$a e_M - b - c = 1$$

$$c = e_N^2$$

$$a - b - c \frac{1}{e_N} = e_N$$

cuya solución analítica es:

$$a = \frac{(e_N - 1)^2}{e_M - 1}$$

$$b = \frac{1 - 2e_N e_M + e_N^2}{e_M - 1}$$

$$c = e_N^2$$

3.6. Función “Modelo de Hoerl” para el Momento Efectivo.

La función Momento Efectivo “modelo de Hoerl” de forma:

$$y = H_1 H_2 x^{H_3} \quad (3.29)$$

cuyo dominio es:

$$D = \{x \in \mathbb{R}^+\}$$

Sustituyendo 3.2 y 3.3 en 3.29:

$$\frac{Me_x}{Me_{\max}} = H_1 \left[H_2 \left(\frac{\omega_x}{\omega_N} \right) \right] \left(\frac{\omega_x}{\omega_N} \right)^{H_3} \quad (3.30)$$

3.6.1. Determinación analítica de los coeficientes H_1 , H_2 y H_3 .

Derivando 3.29, se obtiene:

$$\frac{dy}{dx} = \frac{d(H_1 H_2^x x^{H_3})}{dx} = H_1 H_2^x x^{H_3} \left(\ln H_2 + \frac{H_3}{x} \right)$$

con dominio:

$$D = \{x \in \mathbb{R}^+ : x \neq 0\}$$

se garantiza un Punto estacionario para 3.29, cuando la primera derivada es igual a cero, a Máximo Momento Efectivo:

$$H_3 = -x \ln H_2 \quad / \quad H_2 > 0 \quad (3.31)$$

A Máximo Momento Efectivo ($Me_x = Me_{\max}$) y ($\omega_x = \omega_M$), sustituyendo en 3.30 y en 3.31 se obtienen dos ecuaciones:

$$H_3 = -\frac{\omega_M}{\omega_N} \ln H_2 \quad / \quad H_2 > 0$$

$$\frac{Me_{\max}}{Me_{\max}} = H_1 \left[H_2 \left(\frac{\omega_M}{\omega_N} \right) \right] \left(\frac{\omega_M}{\omega_N} \right)^{H_3}$$

teniendo en cuenta 3.8:

$$H_2 \frac{1}{e_N} = e^{-H_3} \quad (3.32)$$

$$e_N^{H_3} = H_1 H_2 \frac{1}{e_N} \quad (3.33)$$

A Máxima Potencia ($Me_x = Me_N$) y ($\omega_x = \omega_N$), sustituyendo en 3.30 y teniendo en cuenta 3.8:

$$\frac{1}{e_M} = H_1 \square H_2 \left(\frac{\omega_M}{\omega_N} \right) \square \left(\frac{\omega_M}{\omega_N} \right)^{H_3}$$

sustituyendo 3.32, y arreglando se obtiene:

$$\frac{e_N^{e_N \square H_3}}{e_M} = H_1 \quad (3.34)$$

sustituyendo 3.32 y 3.34 en 3.33 se obtiene el coeficiente H_3 :

$$e_N^{H_3} = \frac{e_N^{e_N \square H_3}}{e^{H_3}} \square \frac{1}{e_M}$$

$$\ln \left[e_M \square e_N^{H_3} \right] = \ln \left[e^{H_3(e_N - 1)} \right]$$

$$\ln e_M + H_3 \square \ln e_N = H_3(e_N - 1)$$

$$H_3 = \frac{\ln e_M}{e_N - 1 - \ln e_N} \quad (3.35)$$

sustituyendo 3.35 en 3.32 se obtiene el coeficiente H_2 :

$$H_2 \frac{1}{e_N} = e^{\frac{-\ln e_M}{e_N - 1 - \ln e_N}}$$

$$H_2 = \left(e^{\ln e_M} \right)^{\frac{-e_N}{e_N - 1 - \ln e_N}}$$

$$H_2 = e_M^{\frac{-e_N}{e^{e_N-1-\ln e_N}}} \quad (3.36)$$

sustituyendo 3.35 en 3.34 se obtiene el coeficiente H_1 :

$$H_1 = \frac{e^{\frac{e_N \ln e_M}{e^{e_N-1-\ln e_N}}}}{e_M}$$

$$H_1 = \frac{(e^{\ln e_M})^{\frac{e_N}{e^{e_N-1-\ln e_N}}}}{e_M}$$

$$H_1 = \frac{e_M^{\frac{e_N}{e^{e_N-1-\ln e_N}}}}{e_M}$$

$$H_1 = e_M^{\frac{e_N}{e^{e_N-1-\ln e_N}} - 1}$$

$$H_1 = e_M^{\frac{\ln e_N + 1}{e^{e_N-1-\ln e_N}}} \quad (3.37)$$

3.7. Función "Heat capacity" para el Momento Efectivo.

La función Momento Efectivo "Heat capacity" de forma:

$$y = P_1 + P_2 x + \frac{P_3}{x^2} \quad (3.38)$$

cuyo dominio para ella y sus derivadas es:

$$D = \{x \in \mathbb{R} : x \neq 0\}$$

Sustituyendo 3.2 y 3.3 en 3.38:

$$\frac{Me_x}{Me_{\max}} = P_1 + P_2 \frac{\omega_x}{\omega_N} + \frac{P_3}{\left(\frac{\omega_x}{\omega_N}\right)^2} \quad (3.39)$$

3.7.1. Determinación analítica de los coeficientes P_1, P_2 y P_3 .

derivando 3.38 se obtiene:

$$\frac{dy}{dx} = P_2 - \frac{2P_3}{x^3} \quad (3.40)$$

se garantiza un Punto estacionario para 3.38 cuando la primera derivada es igual a cero, a Máximo Momento Efectivo:

$$P_2 x^3 - 2P_3 = 0$$

A Máximo Momento Efectivo ($M_{ex} = M_{emax}$) y ($\omega_x = \omega_M$), sustituyendo en 3.39 y en 3.40 se obtienen dos ecuaciones:

$$P_2 \left(\frac{\omega_M}{\omega_N} \right)^3 - 2P_3 = 0$$
$$\frac{M_{e_{max}}}{M_{e_{max}}} = P_1 + P_2 \frac{\omega_M}{\omega_N} + \frac{P_3}{\left(\frac{\omega_M}{\omega_N} \right)^2}$$

teniendo en cuenta 3.8:

$$P_2 \left(\frac{1}{e_N} \right)^3 - 2P_3 = 0$$
$$1 = P_1 + P_2 \frac{1}{e_N} + \frac{P_3}{\left(\frac{1}{e_N} \right)^2}$$

agrupando convenientemente:

$$P_2 - 2P_3 e_N^3 = 0 \quad (3.41)$$

$$P_1 e_N + P_2 + P_3 e_N^3 = e_N \quad (3.42)$$

A Máxima Potencia ($Me_x = Me_N$) y ($\omega_x = \omega_N$), sustituyendo en 3.39:

$$\frac{Me_N}{Me_{\max}} = P_1 + P_2 \frac{\omega_N}{\omega_N} + \frac{P_3}{\left(\frac{\omega_N}{\omega_N}\right)^2}$$

y teniendo en cuenta 3.8 se obtiene:

$$\frac{1}{e_M} = P_1 + P_2 + P_3 \quad (3.43)$$

Las ecuaciones 3.41, 3.42 y 3.43 definen un Sistema de Ecuaciones Lineales (SEL) con respecto a los coeficientes P_1, P_2 y P_3 .

$$\begin{aligned} P_2 - 2P_3 e_N^3 &= 0 \\ P_1 e_N + P_2 + P_3 e_N^3 &= e_N \\ P_1 + P_2 + P_3 &= \frac{1}{e_M} \end{aligned}$$

cuya solución analítica es:

$$\begin{aligned} P_1 &= 1 + 3e_N^2 \frac{e_M - 1}{e_M (e_N - 1)^2 (1 + 2e_N)} \\ P_2 &= -2e_N^2 \frac{e_M - 1}{e_M (e_N - 1)^2 (1 + 2e_N)} \end{aligned} \quad (3.44)$$

$$P_3 = -\frac{e_M - 1}{e_M (e_N - 1)^2 (1 + 2e_N)} \quad (3.45)$$

Como los coeficientes P_2 y P_3 son siempre negativos se les cambia el signo en las ecuaciones 3.44, 3.45 y 3.39 quedando los coeficientes:

$$P_1 = 1 + 3e_N^2 \frac{e_M - 1}{e_M (e_N - 1)^2 (1 + 2e_N)} \quad (3.46)$$

$$P_2 = 2e_N^2 \frac{e_M - 1}{e_M (e_N - 1)^2 (1 + 2e_N)} \quad (3.47)$$

$$P_3 = \frac{e_M - 1}{e_M (e_N - 1)^2 (1 + 2e_N)} \quad (3.48)$$

y la función Momento Efectivo "Heat capacity":

$$\frac{Me_x}{Me_{\max}} = P_1 - P_2 \frac{\omega_x}{\omega_N} + \frac{P_3}{\left(\frac{\omega_x}{\omega_N}\right)^2} \quad (3.49)$$

3.8. Función "Vapor Pressure Model" para el Momento Efectivo.

La función Momento Efectivo "Vapor Pressure Model" es de la forma:

$$y = e^{V_1 + \frac{V_2}{x} + V_3 \ln x} \quad (3.50)$$

cuyo dominio es:

$$D = \{x \in \mathbb{R} : x > 0\}$$

Sustituyendo 3.2 y 3.3 en 3.50:

$$\frac{Me_x}{Me_{\max}} = e^{V_1 + \frac{V_2}{\left(\frac{\omega_x}{\omega_N}\right)} + V_3 \ln \left(\frac{\omega_x}{\omega_N}\right)} \quad (3.51)$$

3.8.1. Determinación analítica de los coeficientes V_1 , V_2 y V_3 .

Derivando 3.50, se obtiene:

$$\frac{dy}{dx} = e^{V_1 + \frac{V_2}{x} + V_3 \ln x} \left(\frac{V_3}{x} - \frac{V_2}{x^2} \right)$$

con dominio:

$$D = \{x \in \mathbb{R} : x > 0\}$$

Se garantiza un Punto estacionario para 3.50, cuando la primera derivada es igual a cero, a Máximo Momento Efectivo:

$$V_2 = x \square V_3 \quad (3.52)$$

A Máximo Momento Efectivo ($Me_x = Me_{\max}$) y ($\omega_x = \omega_M$), sustituyendo en 3.51 y en 3.52 se obtienen dos ecuaciones:

$$V_2 = \frac{\omega_M}{\omega_N} \square V_3$$

$$\frac{Me_{\max}}{Me_{\max}} = e^{V_1 + \frac{V_2}{\left(\frac{\omega_M}{\omega_N}\right)} + V_3 \ln\left(\frac{\omega_M}{\omega_N}\right)}$$

teniendo en cuenta 3.8:

$$e_N \square V_2 - V_3 = 0 \quad (3.53)$$

$$V_1 + e_N \square V_2 + V_3 \square \ln\left(\frac{1}{e_N}\right) = 0 \quad (3.54)$$

A Máxima Potencia ($Me_x = Me_N$) y ($\omega_x = \omega_N$), sustituyendo en 3.51:

$$\frac{Me_N}{Me_{\max}} = e^{V_1 + \frac{V_2}{\left(\frac{\omega_N}{\omega_N}\right)} + V_3 \ln\left(\frac{\omega_N}{\omega_N}\right)}$$

y teniendo en cuenta 3.8, se obtiene:

$$V_1 + V_2 = \ln\left(\frac{1}{e_M}\right) \quad (3.55)$$

Las ecuaciones 3.53, 3.54 y 3.55 definen un Sistema de Ecuaciones Lineales (SEL) con respecto a los coeficientes V_1 , V_2 y V_3 .

$$e_N \square V_2 - V_3 = 0$$

$$V_1 + e_N V_2 + V_3 \ln \left(\frac{1}{e_N} \right) = 0$$

$$V_1 + V_2 = \ln \left(\frac{1}{e_M} \right)$$

cuya solución analítica es:

$$V_1 = \ln \left(\frac{1}{e_M} \right) + \frac{\ln \left(\frac{1}{e_M} \right)}{e_N + e_N \ln \left(\frac{1}{e_M} \right) - 1} \quad (3.56)$$

$$V_3 = - \frac{\ln \left(\frac{1}{e_M} \right)}{e_N + e_N \ln \left(\frac{1}{e_M} \right) - 1} \quad (3.57)$$

$$V_1 = -e_N \frac{\ln \left(\frac{1}{e_M} \right)}{e_N + e_N \ln \left(\frac{1}{e_M} \right) - 1} \quad (3.58)$$

3.9. Análisis de los resultados.

Las Funciones obtenidas anteriormente, y evaluadas con los datos brindados por los fabricantes de los motores en análisis, se compararan con las observaciones de las curvas, para:

$\left[\frac{\omega_x}{\omega_N} \leq 0.4; 0.4 < \frac{\omega_x}{\omega_N} \leq 0.7; \dots; 0.7 < \frac{\omega_x}{\omega_N} \leq 1.1 \right]$, con la finalidad de probar estadísticamente, si existen

diferencias significativas entre los resultados de dichas ecuaciones. Se realizará una comparación de seis muestras que son:

- el error absoluto dado por la diferencia ($y_{cuadrática}$ j $y_{observado}$)
- el error absoluto dado por la diferencia ($y_{recíproca}$ $y_{cuadrática}$ j $y_{observado}$)
- el error absoluto dado por la diferencia ($y_{racional}$ $y_{cuadrática}$ j $y_{observado}$)
- el error absoluto dado por la diferencia (y_{modelo} de hoerl j $y_{observado}$)
- el error absoluto dado por la diferencia (y_{heat} capacity j $y_{observado}$)
- el error absoluto dado por la diferencia (y_{vapor} pressure modelo j $y_{observado}$)

Antes de proceder a la prueba de una hipótesis, debemos determinar la distribución de las variables consideradas en nuestra muestra. En los métodos convencionales, se trabaja con la distribución normal

de dichas variables. El paso inicial entonces, es determinar, si las variables en estudio pueden ser representadas por una distribución normal. En otras palabras, necesitamos verificar esta primera hipótesis. O sea, si las variables medidas en la muestra, pueden ser descritas con parámetros de tendencia central y dispersión simétrica alrededor de dichos parámetros y relación media-dispersión conocidas. La importancia de verificar la normalidad de las muestras en estudio, es fundamental en estadística, porque si las muestras son normales se pueden aplicar métodos estadísticos paramétricos convencionales, en caso contrario, se deben o bien transformar los datos, o bien utilizar métodos como los no paramétricos u otros métodos estadísticos más sofisticados. Las pruebas de normalidad más formales, no paramétricas, muy recomendables para verificar la normalidad de una variable son las pruebas de "Shapiro-Wilk" y la de "Kolmogorov-Smirnov".

Contrariamente a lo que se desea en la mayoría de los casos, en las pruebas de normalidad se busca aceptar la H_0 , (hipótesis nula), dado que en la mayoría de los métodos estadísticos convencionales, es necesaria la distribución normal de la variable de interés, pues siendo así, es posible conocer los parámetros que la describen por completo, su media (μ), su desviación standard (S) y la relación entre ambos, y en este sentido, estos métodos son mas potentes.

Un valor $P \geq 0,05$ en los tests de normalidad, indicaría que no hay prueba suficiente para rechazar la normalidad de la variable.

Pero, ¿que pasa si estamos ante muestras no normales?

La respuesta es obvia, buscamos la equivalente no paramétrica, pero siempre que se pueda es aconsejable transformar la muestra, para que sea de distribución normal, y así poder aplicar los métodos clásicos.

La transformación de la cual estamos hablando es numérica, puede ser simplemente calcular el logaritmo natural u otra función de cada observación, y luego verificar la normalidad de la muestra transformada. Por lo tanto el test me dirá, si los logaritmos de las variables o la otra función difieren o no, en este caso se debería considerar si esto tiene interpretación.

3.10. Para $\left(\frac{\omega_x}{\omega_N} \leq 0.4 \right)$

3.10.1. Análisis de la normalidad para ($y_{cuadrática}$ / $y_{observado}$).

La figura 3.1 y las Pruebas de "Shapiro-Wilk" y "Kolmogorov-Smirnov" reafirman que se cumple el supuesto de normalidad de los datos para $y_{cuadrática}$ / $y_{observado}$.

Cuadro 3.1: Media y Desviación Standard para $y_{cuadrática}$.

	Media	Desviación Standard
$y_{cuadrática}$ / $y_{observado}$	0,101857	0,157291

Test de "Shapiro-Wilk": como prueba de normalidad. para determinar si $Y_{cuadrática}$ / $y_{observado}$ puede modelarse adecuadamente con una distribución normal. La prueba de "Shapiro-Wilk" está basada en la comparación de los cuartiles de la distribución normal, ajustada a los datos.

Debido a que el $P_{value} = 0,953125 \geq 0,05$, no se puede rechazar la idea de que $Y_{cuadrática}$ / $y_{observado}$ proviene de una distribución normal con 95% de confianza.

Test de “Kolmogorov-Smirnov ”: como prueba de Bondad-de-Ajuste para $Y_{cuadrática} / y_{observado}$. Debido a que el más pequeño $P_{value} = 0,976805 \geq 0,05$ de las pruebas realizadas, no se puede rechazar la idea de que $y_{cuadrática} / y_{observado}$ proviene de una distribución normal, con 95% de confianza.

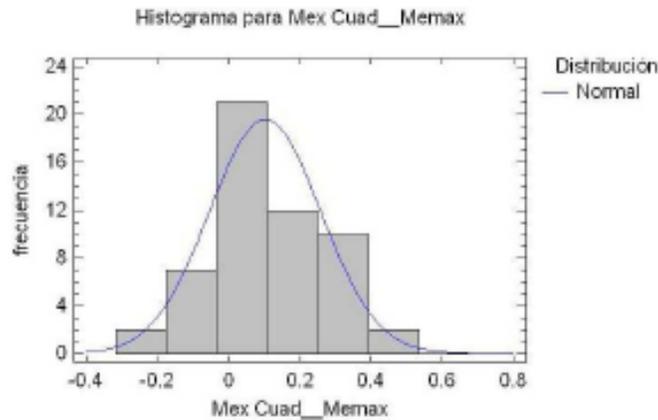


Figura 3.1: Histograma de frecuencias para $y_{cuadrática} / y_{observado}$, Statgraphics

3.10.2. Análisis de la normalidad para ($y_{recíproca} cuadrática / y_{observado}$)

La figura 3.2 y las Pruebas de “Shapiro-Wilk” y “Kolmogorov-Smirnov” reafirman que se cumple el supuesto de normalidad de los datos para $y_{recíproca} cuadrática / y_{observado}$.

Cuadro 3.2: Media y Desviación Standard para $y_{recíproca} cuadrática$.

	Media	Desviación Standard
$y_{recíproca} cuadrática / y_{observado}$	0,102772	0,150894

Test de “Shapiro-Wilk”: como prueba de normalidad. Para determinar si $y_{recíproca} cuadrática / y_{observado}$ puede modelarse adecuadamente con una distribución normal. La prueba de “Shapiro-Wilk” esta basada en la comparación de los cuartiles de la distribución normal ajustada a los datos.

Debido a que el $P_{value} = 0,943533 \geq 0,05$, no se puede rechazar la idea de que $y_{recíproca} cuadrática / y_{observado}$ proviene de una distribución normal con 95% de confianza.

Test de “Kolmogorov-Smirnov ”: como prueba de Bondad-de-Ajuste para $y_{recíproca} cuadrática / y_{observado}$. Debido a que el mas pequeño $P_{value} = 0,69925 \geq 0,05$ de las pruebas realizadas, no se puede rechazar la idea de que $y_{recíproca} cuadrática / y_{observado}$ proviene de una distribución normal con 95% de confianza.

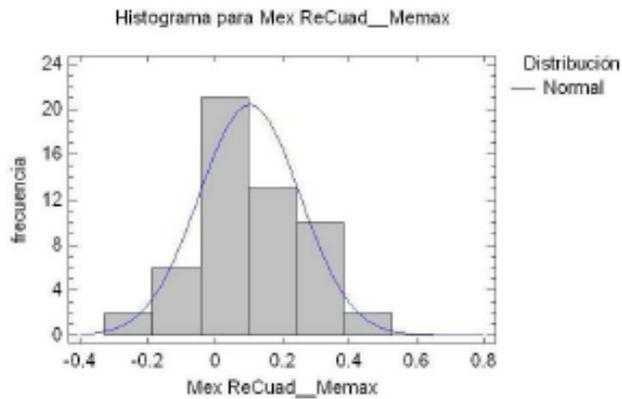


Figura 3.2: Histograma de frecuencias para *yrecíproca* cuadrática / *yobservado*, Statgraphics

3.10.3. Análisis de la normalidad para *y*racional cuadrática / *yobservado*

La figura 3.3 y las Pruebas de “Shapiro-Wilk” y “Kolmogorov-Smirnov” reafirman que se cumple el supuesto de normalidad de los datos para *y*racional cuadrática / *yobservado*.

Cuadro 3.3: Media y Desviación Standard para *y*racional cuadrática.

	Media	Desviación Standard
<i>y</i> racional cuadrática / <i>yobservado</i>	-0,00712083	0,181394

Test de “Shapiro-Wilk”: como prueba de normalidad. Para determinar si *y*racional cuadrática / *yobservado* puede modelarse adecuadamente con una distribución normal. La prueba de “Shapiro-Wilk” está basada en la comparación de los cuartiles de la distribución normal ajustada a los datos.

Debido a que el $P_{value} = 0,719177 \geq 0,05$, no se puede rechazar la idea de que *y*racional cuadrática / *yobservado* proviene de una distribución normal, con 95% de confianza.

Test de “Kolmogorov-Smirnov ”: como prueba de Bondad-de-Ajuste para *y*racional cuadrática / *yobservado*.

Debido a que el más pequeño $P_{value} = 0,855831 \geq 0,05$ de las pruebas realizadas, no se puede rechazar la idea de que *y*racional cuadrática / *yobservado* proviene de una distribución normal con 95% de confianza.

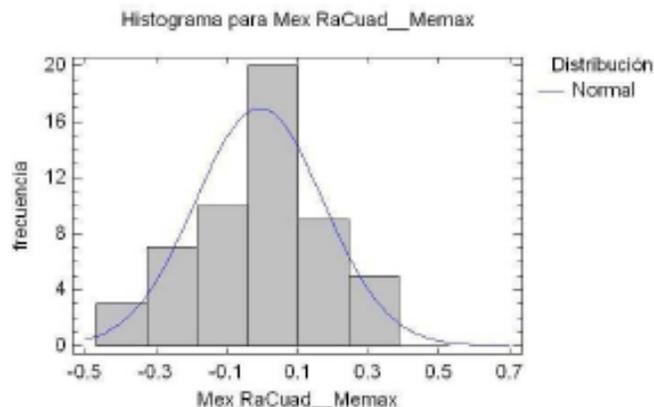


Figura 3: Histograma de frecuencias *y*racional cuadrática / *yobservado*, Statgraphics

3.10.4. Análisis de la normalidad para $y_{\text{modelo de Hoerl}} / y_{\text{observado}}$

La figura 3.4 y las Pruebas de “Shapiro-Wilk” y “Kolmogorov-Smirnov” reafirman que se cumple el supuesto de normalidad de los datos para $y_{\text{modelo de Hoerl}} / y_{\text{observado}}$.

Cuadro 3.4: Media y Desviación Standard para $y_{\text{modelo de Hoerl}}$.

	Media	Desviación Standard
$y_{\text{modelo de Hoerl}} / y_{\text{observado}}$	0.0311	0.178387

Test de “Shapiro-Wilk”: como prueba de normalidad. Para determinar si $y_{\text{modelo de Hoerl}} / y_{\text{observado}}$ puede modelarse adecuadamente con una distribución normal. La prueba de “Shapiro-Wilk” está basada en la comparación de los cuartiles de la distribución normal ajustada a los datos. Debido a que el $P_{\text{value}} = 0,717441 \geq 0,05$, no se puede rechazar la idea de que $y_{\text{modelo de Hoerl}} / y_{\text{observado}}$ proviene de una distribución normal con 95% de confianza.

Test de “Kolmogorov-Smirnov ”: como prueba de Bondad-de-Ajuste para $y_{\text{modelo de Hoerl}} / y_{\text{observado}}$. Debido a que el más pequeño $P_{\text{value}} = 0,858623 \geq 0,05$ de las pruebas realizadas, no se puede rechazar la idea de que $y_{\text{modelo de Hoerl}} / y_{\text{observado}}$ proviene de una distribución normal con 95% de confianza.

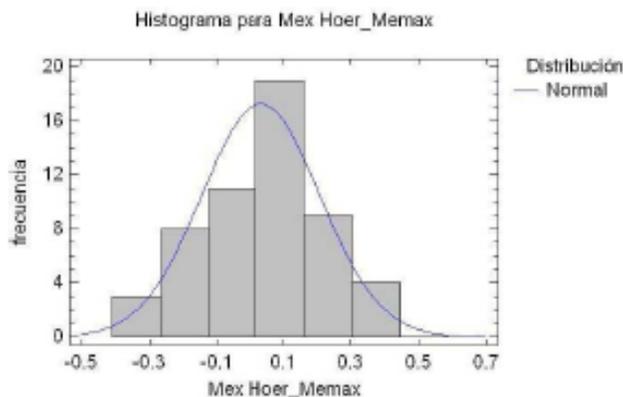


Figura 3.4: Histograma de frecuencias para $y_{\text{modelo de Hoerl}} / y_{\text{observado}}$, Statgraphics

3.10.5. Análisis de la normalidad para $y_{\text{Heat capacity}} / y_{\text{observado}}$

La figura 3.5 y la prueba “Shapiro-Wilk” reafirman que no se cumple el supuesto de normalidad de los datos para $y_{\text{Heat capacity}} / y_{\text{observado}}$.

Test de “Shapiro-Wilk”: como prueba de normalidad. Para determinar si $y_{\text{Heat capacity}} / y_{\text{observado}}$ puede modelarse adecuadamente con una distribución normal. La prueba de “Shapiro-Wilk” está basada en la comparación de los cuartiles de la distribución normal ajustada a los datos.

Debido a que el $P_{\text{value}} = 0,00000403145 \leq 0,05$, se puede rechazar la idea de que $y_{\text{Heat capacity}} / y_{\text{observado}}$ proviene de una distribución normal con 95% de confianza.

Test de “Kolmogorov-Smirnov ”: como prueba de Bondad-de-Ajuste para $y_{Heat\ capacity} / y_{observado}$. Debido a que el más pequeño $P_{value} = 0,197176 \geq 0,05$ de las pruebas realizadas, no se puede rechazar la idea de que $y_{Heat\ capacity} / y_{observado}$ proviene de una distribución normal con 95% de confianza.

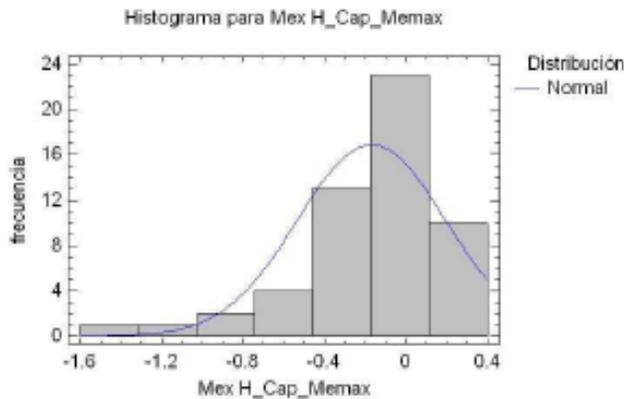


Figura 3.5: Histograma de frecuencias para $y_{Heat\ capacity} / y_{observado}$, Statgraphics

3.10.6. Análisis de la normalidad para $y_{Vapor\ Pressure\ Modelo} / y_{observado}$

La figura 3.6 y las Pruebas de “Shapiro-Wilk” y “Kolmogorov-Smirnov” reafirman que se cumple el supuesto de normalidad de los datos para $y_{Vapor\ Pressure\ Modelo} / y_{observado}$.

Cuadro 3.5: Media y Desviación Standard para $y_{Vapor\ Pressure\ Modelo}$.

	Media	Desviación Standard
$y_{Vapor\ Pressure\ Modelo} / y_{observado}$	-0.0855539	0.223655

Test de “Shapiro-Wilk”: como prueba de normalidad. Para determinar si $y_{Vapor\ Pressure\ Modelo} / y_{observado}$ puede modelarse adecuadamente con una distribución normal. La prueba de “Shapiro-Wilk” está basada en la comparación de los cuartiles de la distribución normal ajustada a los datos.

Debido a que el $P_{value} = 0,206858 \geq 0,05$, se puede rechazar la idea de que $y_{Vapor\ Pressure\ Modelo} / y_{observado}$ proviene de una distribución normal con 95% de confianza.

Test de “Kolmogorov-Smirnov ”: como prueba de Bondad-de-Ajuste para $y_{Vapor\ Pressure\ Modelo} / y_{observado}$. Debido a que el más pequeño $P_{value} = 0,598922 \geq 0,05$ de las pruebas realizadas, no se puede rechazar la idea de que $y_{Vapor\ Pressure\ Modelo} / y_{observado}$ proviene de una distribución normal con 95% de confianza.

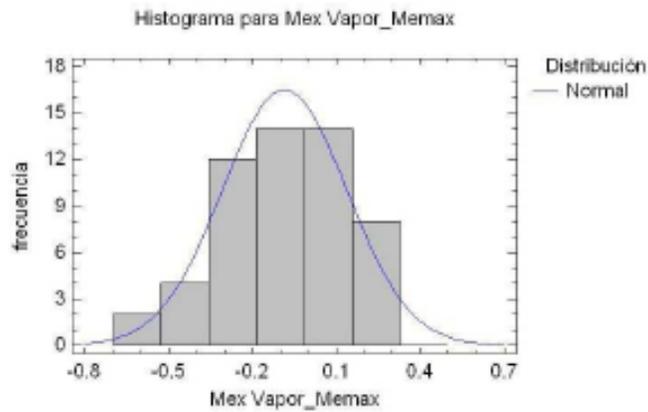


Figura 3.6: Histograma de frecuencias para yVapor Pressure Model / yobservado, Statgraphics

3.11. Comparación de Muestras.

Las muestras a comparar son:

Ycuadrática / yobservado
 yrecíproca cuadrática / yobservado
 yracional cuadrática / yobservado
 ymodelo de Hoerl / yobservado
 yVapor Pressure Model / yobservado

y no se comparó yHeat capacity / yobservado, debido a que no se cumplió el supuesto de normalidad.

Se observa, a través de la figura 3.7, que no existen diferencias significativas entre:

(ycuadrática / yobservado) y (yrecíproca cuadrática / yobservado)
 (yracional cuadrática / yobservado) y (ymodelo de Hoerl / yobservado)

y que existen diferencias entre estos dos pares de muestras y de ellos con (yVapor Pressure Model / yobservado), siendo más cercano a cero el resultado obtenido por:

(yracional cuadrática ; yobservado)
 (ymodelo de Hoerl ; yobservado)

y deduciéndose que, $\left(\frac{\omega_x}{\omega_N} \leq 0.4\right)$ para las ecuaciones 3.24 y 3.30 poseen un mejor ajuste a los datos reales.

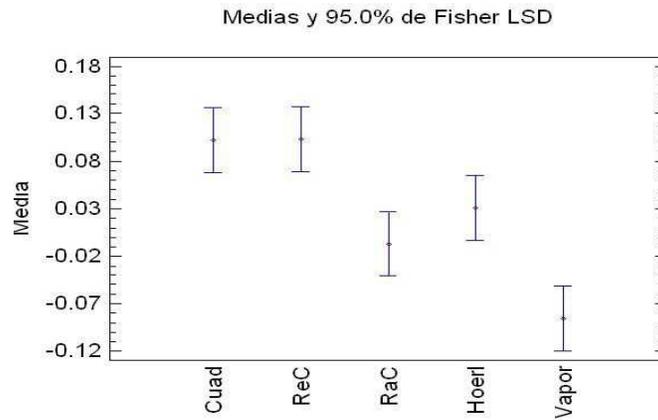


Figura 3.7: Comparación de Medias y función / y observado, Statgraphics

3.12. Conclusiones parciales del capítulo III.

Al concluir el capítulo III, arribamos a las siguientes conclusiones:

1. No se pudo comprobar la normalidad de ninguno de los modelos escogidos como los de mayor ajuste, según el Curve Expert.
2. Al dividir el rango de frecuencias de rotación en intervalos, sólo pudo comprobarse la normalidad para relaciones $W_x/W_N < 0.4$.
3. Esto requiere de un análisis posterior, que por su complejidad se sale de los límites del trabajo de diploma, pero a favor de los resultados obtenidos hay que decir, que el modelo convencionalmente utilizado hasta el presente, tampoco cumple con los requerimientos de normalidad.
4. Dentro de los 6 modelos que brindan un mejor ajuste con respecto a las observaciones suministradas por el fabricante, en la totalidad de la muestra de motores diesel analizados, se excluye el modelo de Capacidad Calorífica, pues no se pudo comprobar el supuesto de normalidad en el mismo, ni aún en el intervalo anteriormente mencionado.
5. El análisis estadístico muestra, que no existen diferencias significativas entre los resultados alcanzados con el modelo racional cuadrático y el Hoerl, ni entre el modelo cuadrático y el recíproco cuadrático, si bien si existen diferencias significativas entre ambos, y entre ellos y el modelo de Presión de vapor.
6. Los mejores resultados se alcanzan con el modelo racional cuadrático y el Hoerl, si bien en este último caso, las expresiones de sus coeficientes son bastantes complejas, lo que inclina la selección del modelo hacia el racional cuadrático.
7. El error en que se incurre con el modelo racional cuadrático oscila entre 0 y 6%, en la mayor parte de los puntos de las características. Existen puntos aislados en los que el por ciento crece por encima de estos valores, y características completas que no brindan un adecuado ajuste con este modelo, pero ello se justifica por la gran heterogeneidad de formas que adquieren las mismas, determinadas por particularidades de la UCE del motor.

4. Conclusiones generales

Al finalizar el trabajo se arriba a las siguientes conclusiones generales:

1. Se cumplen satisfactoriamente los objetivos trazados en el presente trabajo de diploma.
2. La metodología empleada para la 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.
3. Los coeficientes determinados por vía teórica para cada uno de los modelos, 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.
4. De los 6 modelos seleccionados como de mayor ajuste respecto a las observaciones suministradas por el fabricante, ninguno cumple con los requisitos de normalidad, encontrándose que sólo en el intervalo $W_x/W_N < 0.4$ se cumple el mismo, con la excepción del modelo de Presión de Vapor, que por esta razón se desecha.
5. Los mejores modelos, por el ajuste que brindan con respecto a las observaciones del fabricante son el Hoerl y el Racional Cuadrático, siendo este último el que posee expresiones más sencillas para la determinación de los coeficientes, que lo hacen más factible para cálculos prácticos. No obstante, en programas de computación, pudiera emplearse cualquiera de los dos.
6. 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.
7. La variante de utilizar diferentes modelos en diferentes intervalos de frecuencia de rotación, no fue posible aplicarla, dado el comportamiento de los modelos con respecto a la normalidad.
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 los nuevos motores diesel, en particular los Common Rail.

5. 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.
2. Dentro de lo anterior, debe contemplarse el buscar las soluciones previstas para el caso de distribuciones no normales y la búsqueda de varios modelos que aplicados en determinados intervalos, puedan ofrecer resultados más satisfactorios, para su aplicación en la modelación matemática de ciclos de viaje.
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.

6. Bibliografía

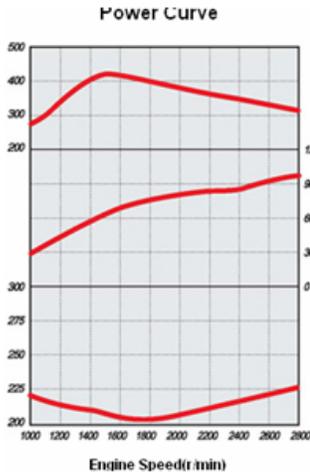
- (2003). "Automóviles." Retrieved 15 de diciembre, 2007, from <http://www.innerauto.com/main.htm>.
- (2004). "Carburations." Retrieved 20 de octubre, 2007, from <http://www.carbuyingtips.com/cars.htm>.
- (2004). "Inyección electrónica de motores." Retrieved 20 de octubre, 2007, from <http://www.cps.unizar.es/~tren/automoviles/textos/inyec.htm>.
- (2004). "Mi coche." Retrieved 20 de octubre, 2007, from <http://www.micoche.com/articulos/articulos.html>.
- (2004). "News Motors." Retrieved 15 de febrero, 2008, from <http://www.egarrett.com>.
- (2004). "Turbo para Motores diesel." Retrieved 20 de mayo, 2008, from <http://www.howstuffworks.com/turbo.htm>.
- (2005). Retrieved 15 de diciembre, 2007, from <http://www.quancon.com/~gdrane/turbosys.html>.
- (2005). "Desarrollo del Automóvil." Retrieved 16 de abril, 2008, from <http://www.cps.unizar.es/~tren/automoviles/textos/sobreali.htm>.
- (2005). "El K-Jetronic." Retrieved 25 de junio, 2008, from http://www.volvoclub.org.uk/k_jetronic.htm.
- (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.
- (2006). "Gestión electrónica diesel." Retrieved 20 de mayo, 2008, from 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.
- (2006). "MCI modernos." Retrieved 20 de octubre, 2007, from 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.
- (2007). "Datos técnicos." Retrieved 20 de junio, 2008, from www.acsautocenter.com.
- (2007). "Datos técnicos de camiones " Retrieved 20 de enero, 2008, from www.interjet.com.au/sysdiagn.htm.
- (2007). "Introducción al Common Rail." Retrieved 11 de febrero, 2008, from http://www.arpem.com/tecnica/common/common_p.html.
- (2007). "Mechanical Fuel Injection." Retrieved 22 de marzo, 2008, from http://www.auto-solve.com/mech_inj.htm.
- (2007). "Mechanical Fuel Injection." Retrieved 20 de mayo, 2008, from http://www.auto-solve.com/mech_inj.htm.
- (2007). "Mechanical Fuel Injection." Retrieved 25 de marzo, 2008, from 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.
- (2007). "Sistema Common Rail." Retrieved 11 de enero, 2008, from http://es.volkswagen.com/vwcms_publish/vwcms/master_public/virtualmaster/es/mundo_vw/inovacion/Technik_Lexikon/common-rail-system.index.html.

- (2007). "Sistema de inyección Common Rail." Retrieved 20 de octubre, 2007, from www.mecanicavirtual.org/indice_cursos.html.
- (2007). "Sistemas de inyección de gasolina " Retrieved 21 de enero, 2008, from www.interjet.com.au/sysdiagn.htm.
- (2008). "Common Rail." Retrieved 20 de abril, 2008, from es.wikipedia.org/wiki/Common-rail.
- (2008). "Datos Técnicos de camiones." Retrieved 23 de marzo, 2008, from www.gsnet.com/gsn/es/trucksearch.html.
- (2008). "Motores diesel." Retrieved 15 de mayo, 2008, from www.walterscheid.com.au.
- Aragón Marrero, R. (1979). Método de ajuste de la característica exterior del motor de combustión interna para la evaluación del sistema de transmisión del automóvil. . La Habana.
- Aragón Marrero, R. (1984). Comprobación del método teórico para el cálculo de la característica exterior de velocidad de los motores de combustión interna. Facultad de transporte. Ciudad Habana, ISPAJE.
- Biezborodova, G. B., N. M. Mayak, et al. (1989). Economía de consumo durante la conducción de los automóviles. Kiev.
- Bosch. (2005). "Campos de aplicación de los sistemas de inyección diesel." Retrieved 11 de febrero, 2008, from http://mecanicavirtual.iespana.es/common_rail5.htm.
- Bosch. (2005). "Campos de aplicación de los sistemas de inyección diesel." Retrieved 11 de Noviembre, 2007, from http://mecanicavirtual.iespana.es/common_rail5.htm.
- Bosch. (2006). "K-Jetronic." Retrieved 16 de junio, 2008, from http://www.volvoclub.org.uk/k_jetronic.htm.
- Bosch. (2007). "K-Jetronic." Retrieved 16 de marzo, 2008, from http://www.volvoclub.org.uk/k_jetronic.htm.
- Bosh, R. (1999). Manual de la técnica del automóvil Barcelona, Editorial Reverté, S.A.
- Bosh, R. (2004). "The Common Rail Diesel Injection System Explained." Retrieved 10 de mayo, 2008, from http://www.swedespeed.com/news/publish/Features/printer_272.html.
- Bosh, R. (2008). "Gestión electrónica diesel." Retrieved 3 de febrero, 2008, from http://mecanicavirtual.iespana.es/common_rail5.htm.
- Cao Mones, E. (2001). Conducción Técnica-Económica. Facultad de Mecánica. Cienfuegos, UCF: 102.
- Castro Ruz, F. (2007). La internacionalización del genocidio. . Granma. La Habana.
- Costin, A. C., B. P. Pugachev, et al. (1989). Trabajo de los motores diesel en condiciones de explotación. Leningrado-Rusia, Construcción de maquinarias.
- Coval, I. A., A. E. Simson, et al. (1980). Disminución del consumo de combustible en explotación. Moscú-Rusia, Construcción de motores.
- Erojov, V. I. (1986). Explotación económica de los automóviles Moscú, Editorial DOSAAF.
- Fuentes Vega, J. R., R. Pérez Gálvez, et al. (2004). Eficiencia Energética en el Transporte Automotor. Cienfuegos, Editorial Universo Sur.
- Gillespie, T. (1992). Fundamentals of Vehicle Dynamic, Society of Automotive Engineers Inc.
- González Oropesa, R. (2005). Los ciclos de manejo, una herramienta útil si es dinámica para evaluar el consumo de combustible y las emisiones contaminantes del auto transporte.
- Heywood, J. B. (1998). Internal Combustion Engine Fundamental. Singapore.
- Ilarionov, V. A. (1985). Teoría y construcción de automóviles. Moscú, Editorial MIR.
- Jovaj, M. S. (1982). Motores de automóviles. Moscú, Editorial MIR.
- Lira Cacho, G. and M. A. García Ortiz (1999). Optimización de los índices económicos de los motores diesel automotrices en los regímenes de cargas parciales y de vacío. Lima, Universidad Nacional de Ingeniería.
- Lira Cacho, J. G. (1996). Inyección de gas licuado de petróleo en los motores diesel. Lima, IGI-UNI.
- Lira Cacho, J. G. and O. D. Valenzuela (1991). Influencia de la regulación de la presión inicial de inyección sobre los parámetros de funcionamiento de las bombas de inyección lineales. Tópicos

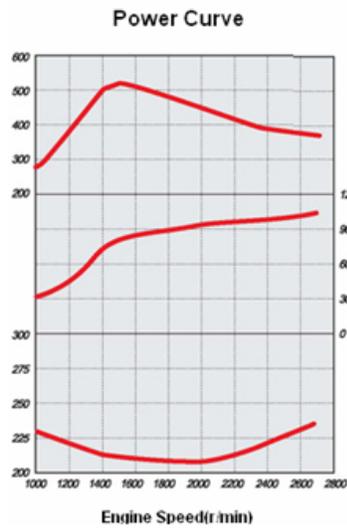
- selectos de motores de combustión interna. Lima, IMCI - UNI.
- Litvinov, A. S. (1989). El automóvil: Teoría de cualidades de explotación. Moscú, Editorial Construcción de Maquinarias.
- Makzapatian, G. V. (1983). Fundamentos de Teoría, Construcción y Cálculo de Automóviles y Tractores, UCLV.
- Millo Carmenate, V. (1985). Establecimiento de criterios para la selección y/o comparación de camiones diesel. Departamento de Ingeniería Mecánica. Cienfuegos, UCF. **Tesis en opción al grado científico de Dr. En Ciencias Técnicas.**
- Padrón Hernández, J. (2003). Definición y solución teórica a un ciclo de camiones diesel. Departamento de Ingeniería Mecánica. Cienfuegos, UCF. **Tesis en opción al grado científico de Master en Eficiencia Energética.**
- Pascale, M. (2005). "Empezando por el final. Red Técnica Automotriz." Retrieved 20 de junio, 2008, from <http://www.redtecnicautomotriz.com/Recorrido/Articulos/Mayo00.asp>.
- Patrakhaltsev, N. N. (1990). Construcción de motores Diseño del sistema de alimentación de combustible con regulación de la presión inicia. Moscú.
- Patrakhaltsev, N. N. (1991). Tópicos selectos de motores de combustión interna. Desarrollo de motores diesel de alto rendimiento y bajo nivel de toxicidad. Lima, IMCI - UNI **10**.
- Patrakhaltsev, N. N. (1996). Tópicos selectos sobre los regímenes de cargas parciales y de vacío. Lima, FIM-UNI.
- Pérez Gálvez, R., J. Fuentes Vega, et al. (2006). El nuevo ciclo básico: una alternativa para evaluar la eficiencia energética de los automóviles. Departamento de Ingeniería Mecánica. Cienfuegos, UCF.
- Sarofim, A. F. (1991). Fossil Fuel Combustión, Wiley-Interscience Publicación. E. U.
- Shkalicova, V. P., L. A. Sánchez, et al. (1988). Motores de combustión interna. Sobre las posibilidades de ampliación de los recursos de combustibles diesel y la regulación del proceso de trabajo del motor diesel con la variación de la composición del combustible. Moscú, Escuela Jarkov - Vitsa.
- Vanshendta, V. A. (1964). Manual de los motores diesel. Moscú, construcción de máquinas.
- Wong, J. Y. (2001). Theory of Ground Vehicles, Wiley & Sons. Inc.

7. Anexos

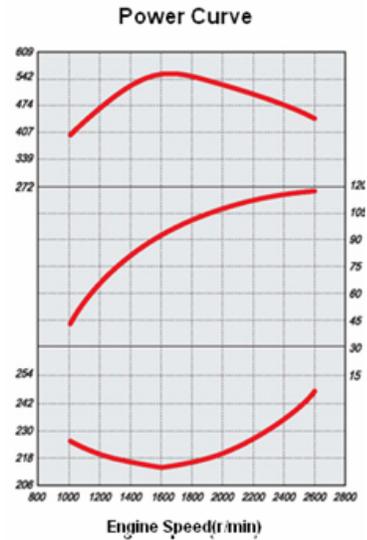
Característica exterior de seis de las siete variantes del CUMMINS B



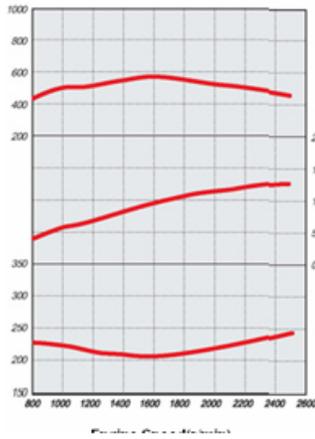
Cummins EQB125-20
Power Curve



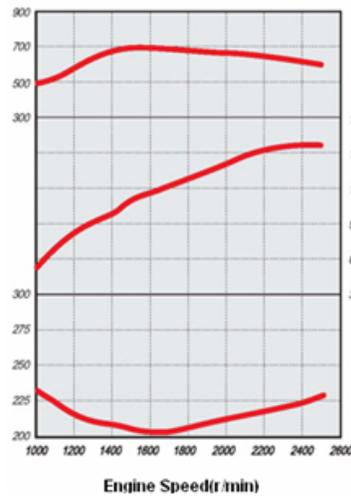
Cummins EQB140-20
Power Curve



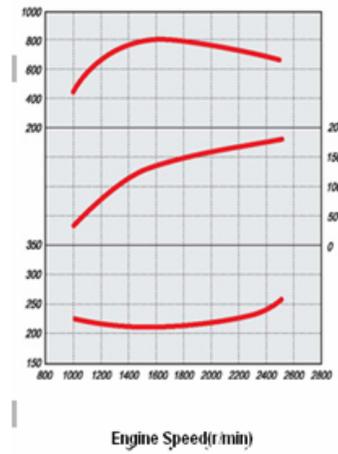
Cummins EQB160-20
Power Curve



Cummins EOB170-20



Cummins EOB210-20



Cummins EOB235-20

Anexo A

Modelos del Curve Expert 1.3

Logístico

$$y = \frac{a}{1 + be^{-cx}}$$

MMF

$$y = \frac{ab + cx^d}{b + x^d}$$

Hoerl Modificado

$$y = ab^{1/x} x^c$$

Potencia

$$y = ax^b$$

De Richards

$$y = \frac{a}{(1 + e^{b-cx})^{1/d}}$$

Relación Gompertz

$$y = ae^{-e^{b-cx}}$$

Weibull

$$y = a - be^{-cx^d}$$

Saturation Growth-Rate

$$y = \frac{ax}{b + x}$$

Hoerl

$$y = ab^x x^c$$

Presión de vapor

$$y = e^{a + \frac{b}{x} + c \ln x}$$

Racional

$$y = \frac{a + bx}{1 + cx + dx^2}$$

Asociación exponencial

$$y = a(1 - e^{-bx})$$

Geométrica modificada

$$y = ax^{b/x}$$

Cuadrática

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

Polinomio de 3er año

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

Potencia Modificada

$$y = ab^x$$

Asociación exponencial

$$y = a(b - e^{-cx})$$

Gaussiana

$$y = ae^{-\frac{(x-b)^2}{2c^2}}$$

Logarítmica

$$y = a + b \ln x$$

Exponencial

$$y = ae^{bx}$$

Hiperbólica

$$y = a + \frac{b}{x}$$

Capacidad calorífica

$$y = a + bx + \frac{c}{x^2}$$

Root

$$y = ab^{1/x}$$

Logarítmica Recíproca

$$y = \frac{1}{a + b \ln x}$$

Exponencial modificada

$$y = ae^{b/x}$$

Recíproca cuadrática

$$y = \frac{1}{a + bx + cx^2}$$

Lineal

$$y = a + bx$$

Harris

$$y = \frac{1}{(a + bx^c)}$$

Recíproca

$$y = \frac{1}{ax + b}$$

Geométrica

$$y = ax^{bx}$$

Sinusoidal

$$y = a + b \cos(cx + d)$$

Shifted Power

$$y = a(x - b)^c$$

Hiperbólica

$$y = a + \frac{b}{x}$$

Bleasdale

$$y = (a + bx)^{-1/c}$$

Anexo B

Observaciones realizadas a las Curvas de los motores

MARCA MODELO	ω_x/ω_N	error Cuad.	error Recip Cuad.	error Racio Cuad.	error Hoerl	error H. Capac	error Vapor
ISUZU 2CA1-AZP01	0.3356	2.4%	0.5%	22.4%	17.2%	74.9%	41.4%
ISUZU 2CA1-AZP01	0.7224	0.1%	0.1%	0.1%	0.1%	0.1%	0.1%
ISUZU 2CA1-AZP01	0.9977	2.4%	2.4%	2.4%	2.4%	2.4%	2.4%
ISUZU 2CA1-AZP01	0.3629	2.6%	1.4%	20.2%	15.1%	56.3%	35.6%
ISUZU 2CA1-AZP01	0.3902	2.0%	1.4%	17.1%	12.4%	41.7%	29.3%
ISUZU 2CA1-AZP01	0.4175	0.7%	0.4%	13.4%	9.1%	29.7%	22.6%
ISUZU 2CA1-AZP01	0.4448	0.5%	0.5%	9.9%	6.3%	20.5%	16.8%
ISUZU 2CA1-AZP01	0.4721	0.6%	0.7%	8.9%	5.8%	15.5%	13.8%
ISUZU 2CA1-AZP01	0.4994	1.8%	2.1%	8.2%	5.8%	12.3%	11.6%
ISUZU 2CA1-AZP01	0.5290	1.2%	1.5%	5.8%	4.0%	8.0%	7.9%
ISUZU 2CA1-AZP01	0.5563	0.2%	0.1%	3.1%	1.8%	4.3%	4.4%
ISUZU 2CA1-AZP01	0.5836	1.3%	1.1%	0.9%	0.0%	1.4%	1.6%
ISUZU 2CA1-AZP01	0.6132	1.3%	1.1%	0.1%	0.6%	0.2%	0.3%
ISUZU 2CA1-AZP01	0.6405	1.0%	0.9%	0.4%	0.6%	0.3%	0.2%
ISUZU 2CA1-AZP01	0.6678	0.5%	0.5%	0.2%	0.3%	0.2%	0.2%
ISUZU 2CA1-AZP01	0.6951	0.2%	0.2%	0.3%	0.2%	0.3%	0.3%
ISUZU 2CA1-AZP01	0.7520	0.2%	0.2%	0.3%	0.3%	0.3%	0.3%
ISUZU 2CA1-AZP01	0.7793	0.5%	0.6%	0.7%	0.7%	0.7%	0.8%
ISUZU 2CA1-AZP01	0.8066	0.1%	0.2%	0.4%	0.3%	0.4%	0.5%
ISUZU 2CA1-AZP01	0.8339	0.8%	1.0%	1.3%	1.1%	1.2%	1.4%
ISUZU 2CA1-AZP01	0.8612	1.7%	2.0%	2.4%	2.1%	2.3%	2.5%
ISUZU 2CA1-AZP01	0.8908	2.0%	2.2%	2.7%	2.4%	2.6%	2.8%
ISUZU 2CA1-AZP01	0.9181	1.3%	1.6%	2.1%	1.8%	1.9%	2.1%
ISUZU 2CA1-AZP01	0.9454	1.9%	2.1%	2.5%	2.3%	2.4%	2.5%
ISUZU 2CA1-AZP01	0.9727	0.6%	0.8%	1.0%	0.9%	0.9%	1.0%
ISUZU 3AC1-AZP01	0.3333	4.2%	5.6%	14.8%	9.2%	58.2%	31.9%
ISUZU 3AC1-AZP01	0.7208	0.9%	0.9%	0.9%	0.9%	0.9%	0.9%
ISUZU 3AC1-AZP01	0.3604	4.0%	4.9%	12.4%	7.2%	42.4%	26.2%
ISUZU 3AC1-AZP01	0.3896	4.6%	5.0%	9.1%	4.5%	28.9%	19.7%
ISUZU 3AC1-AZP01	0.4167	4.0%	4.2%	7.3%	3.4%	20.6%	15.3%
ISUZU 3AC1-AZP01	0.4438	4.0%	4.0%	5.1%	1.8%	13.8%	11.0%
ISUZU 3AC1-AZP01	0.4729	2.3%	2.2%	4.7%	2.1%	10.1%	8.8%
ISUZU 3AC1-AZP01	0.5000	2.1%	1.9%	3.3%	1.2%	6.6%	6.1%
ISUZU 3AC1-AZP01	0.5271	1.6%	1.4%	2.3%	0.8%	4.3%	4.2%
ISUZU 3AC1-AZP01	0.5563	1.1%	0.9%	1.6%	0.5%	2.6%	2.7%
ISUZU 3AC1-AZP01	0.5833	2.1%	1.9%	0.3%	1.0%	0.2%	0.4%
ISUZU 3AC1-AZP01	0.6104	2.0%	1.9%	0.9%	1.3%	0.7%	0.5%
ISUZU 3AC1-AZP01	0.6396	1.8%	1.7%	1.2%	1.4%	1.1%	1.1%
ISUZU 3AC1-AZP01	0.6667	1.3%	1.3%	1.1%	1.2%	1.1%	1.0%
ISUZU 3AC1-AZP01	0.6938	0.7%	0.7%	0.7%	0.7%	0.7%	0.7%
ISUZU 3AC1-AZP01	0.7500	0.7%	0.7%	0.7%	0.7%	0.7%	0.7%
ISUZU 3AC1-AZP01	0.7771	1.3%	1.3%	1.2%	1.3%	1.2%	1.2%
ISUZU 3AC1-AZP01	0.8063	0.9%	0.8%	0.6%	0.7%	0.6%	0.6%
ISUZU 3AC1-AZP01	0.8333	0.3%	0.1%	0.2%	0.0%	0.1%	0.2%
ISUZU 3AC1-AZP01	0.8604	1.2%	1.1%	0.7%	0.9%	0.8%	0.6%
ISUZU 3AC1-AZP01	0.8875	2.0%	1.8%	1.4%	1.6%	1.5%	1.4%
ISUZU 3AC1-AZP01	0.9167	1.7%	1.5%	1.1%	1.3%	1.2%	1.0%
ISUZU 3AC1-AZP01	0.9438	1.2%	1.1%	0.7%	0.9%	0.8%	0.7%
ISUZU 3AC1-AZP01	0.9708	0.6%	0.5%	0.3%	0.4%	0.4%	0.3%
ISUZU 3AC1-AZP01	1.0000	1.1%	1.1%	1.1%	1.1%	1.1%	1.1%

MARCA MODELO	$\omega x/\omega N$	error Cuad.	error Recip Cuad.	error Racio Cuad.	error Hoerl	error H. Capac	error Vapor
ISUZU 3CB1-CZP01	0.3766	3.1%	3.7%	11.6%	6.7%	34.7%	23.4%
ISUZU 3CB1-CZP01	0.7189	0.9%	0.9%	0.9%	0.9%	0.9%	0.9%
ISUZU 3CB1-CZP01	0.4063	2.7%	2.9%	9.4%	5.2%	24.4%	18.1%
ISUZU 3CB1-CZP01	0.4374	2.1%	2.1%	7.4%	3.9%	16.6%	13.6%
ISUZU 3CB1-CZP01	0.4700	1.4%	1.3%	5.8%	3.1%	11.1%	9.9%
ISUZU 3CB1-CZP01	0.5011	0.8%	0.6%	4.4%	2.4%	7.5%	7.1%
ISUZU 3CB1-CZP01	0.5322	1.3%	1.5%	4.9%	3.5%	6.6%	6.6%
ISUZU 3CB1-CZP01	0.5633	2.3%	2.5%	4.7%	3.8%	5.5%	5.6%
ISUZU 3CB1-CZP01	0.5959	2.3%	2.4%	3.6%	3.1%	4.0%	4.1%
ISUZU 3CB1-CZP01	0.6256	1.6%	1.7%	2.4%	2.1%	2.5%	2.6%
ISUZU 3CB1-CZP01	0.6567	1.6%	1.7%	1.9%	1.8%	1.9%	2.0%
ISUZU 3CB1-CZP01	0.6878	1.4%	1.4%	1.4%	1.4%	1.4%	1.5%
ISUZU 3CB1-CZP01	0.7500	0.3%	0.3%	0.3%	0.3%	0.3%	0.3%
ISUZU 3CB1-CZP01	0.7811	1.1%	1.2%	1.3%	1.3%	1.3%	1.4%
ISUZU 3CB1-CZP01	0.8136	1.4%	1.5%	1.7%	1.6%	1.7%	1.8%
ISUZU 3CB1-CZP01	0.8447	1.9%	2.0%	2.4%	2.2%	2.3%	2.4%
ISUZU 3CB1-CZP01	0.8758	1.2%	1.4%	1.8%	1.6%	1.8%	1.9%
ISUZU 3CB1-CZP01	0.9069	1.7%	1.9%	2.3%	2.1%	2.2%	2.4%
ISUZU 3CB1-CZP01	0.9380	2.0%	2.2%	2.5%	2.3%	2.4%	2.6%
ISUZU 3CB1-CZP01	0.9691	1.6%	1.7%	1.9%	1.8%	1.9%	2.0%
ISUZU 3CB1-CZP01	1.0002	1.9%	1.8%	1.8%	1.8%	1.8%	1.8%
ISUZU 3CE1-BDZP1	0.3333	7.6%	8.2%	19.6%	14.6%	29.4%	27.1%
ISUZU 3CE1-BDZP1	0.5994	0.5%	0.5%	0.5%	0.5%	0.5%	0.5%
ISUZU 3CE1-BDZP1	0.3996	4.8%	5.2%	10.8%	8.2%	13.4%	13.7%
ISUZU 3CE1-BDZP1	0.4669	2.8%	3.0%	5.0%	4.0%	5.5%	5.9%
ISUZU 3CE1-BDZP1	0.5331	1.6%	1.6%	2.0%	1.8%	2.1%	2.2%
ISUZU 3CE1-BDZP1	0.6667	1.6%	1.5%	1.3%	1.4%	1.3%	1.2%
ISUZU 3CE1-BDZP1	0.7329	2.9%	2.7%	2.0%	2.4%	2.2%	1.9%
ISUZU 3CE1-BDZP1	0.7992	4.1%	3.6%	2.7%	3.2%	2.9%	2.5%
ISUZU 3CE1-BDZP1	0.8665	3.1%	2.6%	1.6%	2.1%	1.9%	1.4%
ISUZU 3CE1-BDZP1	0.9338	1.4%	0.9%	0.2%	0.6%	0.5%	0.1%
ISUZU 3CE1-BDZP1	1.0011	0.0%	0.0%	0.1%	0.0%	0.0%	0.1%
ISUZU 3CB1-CZP03	0.3761	4.7%	5.2%	10.1%	5.2%	33.1%	21.8%
ISUZU 3CB1-CZP03	0.7178	0.8%	0.8%	0.8%	0.8%	0.8%	0.8%
ISUZU 3CB1-CZP03	0.4059	3.8%	4.1%	8.2%	4.0%	23.1%	16.9%
ISUZU 3CB1-CZP03	0.4378	3.2%	3.2%	6.2%	2.7%	15.3%	12.3%
ISUZU 3CB1-CZP03	0.4687	2.4%	2.2%	4.8%	2.1%	10.3%	9.0%
ISUZU 3CB1-CZP03	0.4996	1.6%	1.4%	3.7%	1.6%	6.8%	6.4%
ISUZU 3CB1-CZP03	0.5315	0.0%	0.2%	3.6%	2.2%	5.3%	5.3%
ISUZU 3CB1-CZP03	0.5635	1.8%	2.0%	4.2%	3.2%	4.9%	5.1%
ISUZU 3CB1-CZP03	0.5943	1.6%	1.7%	3.0%	2.4%	3.3%	3.5%
ISUZU 3CB1-CZP03	0.6252	1.2%	1.3%	1.9%	1.6%	2.1%	2.2%
ISUZU 3CB1-CZP03	0.6561	1.1%	1.1%	1.4%	1.3%	1.4%	1.5%
ISUZU 3CB1-CZP03	0.6870	1.2%	1.2%	1.2%	1.2%	1.2%	1.2%
ISUZU 3CB1-CZP03	0.7498	0.3%	0.3%	0.4%	0.3%	0.4%	0.4%
ISUZU 3CB1-CZP03	0.7807	0.7%	0.7%	0.9%	0.8%	0.9%	0.9%
ISUZU 3CB1-CZP03	0.8126	1.7%	1.8%	2.0%	1.9%	2.0%	2.1%
ISUZU 3CB1-CZP03	0.8446	1.2%	1.4%	1.7%	1.5%	1.7%	1.8%
ISUZU 3CB1-CZP03	0.8754	1.3%	1.5%	1.9%	1.7%	1.8%	2.0%
ISUZU 3CB1-CZP03	0.9063	1.6%	1.8%	2.2%	2.0%	2.1%	2.3%
ISUZU 3CB1-CZP03	0.9372	2.1%	2.3%	2.6%	2.4%	2.6%	2.7%
ISUZU 3CB1-CZP03	0.9681	1.5%	1.6%	1.8%	1.7%	1.8%	1.9%
ISUZU 3CB1-CZP03	0.9989	2.1%	2.1%	2.1%	2.1%	2.1%	2.1%

MARCA MODELO	$\omega x/\omega N$	error Cuad.	error Recip Cuad.	error Racio Cuad.	error Hoerl	error H. Capac	error Vapor
ISUZU 4JJ1-TYBW01 & 02	0.3200	15.9%	10.8%	37.9%	35.7%	148.8%	62.7%
ISUZU 4JJ1-TYBW01 & 02	0.7196	0.3%	0.3%	0.3%	0.3%	0.3%	0.3%
ISUZU 4JJ1-TYBW01 & 02	0.3606	13.0%	10.3%	33.3%	29.6%	98.0%	53.9%
ISUZU 4JJ1-TYBW01 & 02	0.3999	11.0%	9.9%	28.8%	24.4%	65.7%	44.3%
ISUZU 4JJ1-TYBW01 & 02	0.4405	8.6%	8.6%	23.2%	18.8%	42.6%	33.7%
ISUZU 4JJ1-TYBW01 & 02	0.4811	7.2%	7.7%	18.3%	14.5%	27.6%	24.7%
ISUZU 4JJ1-TYBW01 & 02	0.5204	5.0%	5.8%	12.9%	9.9%	16.8%	16.5%
ISUZU 4JJ1-TYBW01 & 02	0.5598	3.3%	4.0%	8.3%	6.3%	9.6%	10.0%
ISUZU 4JJ1-TYBW01 & 02	0.6004	1.7%	2.2%	4.4%	3.3%	4.7%	5.1%
ISUZU 4JJ1-TYBW01 & 02	0.6422	0.6%	0.8%	1.7%	1.2%	1.6%	1.8%
ISUZU 4JJ1-TYBW01 & 02	0.6803	0.1%	0.1%	0.1%	0.0%	0.1%	0.1%
ISUZU 4JJ1-TYBW01 & 02	0.7614	1.2%	1.1%	1.0%	1.1%	1.0%	1.0%
ISUZU 4JJ1-TYBW01 & 02	0.8008	1.5%	1.2%	0.8%	1.1%	1.0%	0.8%
ISUZU 4JJ1-TYBW01 & 02	0.8401	2.0%	1.5%	0.8%	1.3%	1.2%	0.9%
ISUZU 4JJ1-TYBW01 & 02	0.8807	1.7%	1.0%	0.2%	0.8%	0.7%	0.3%
ISUZU 4JJ1-TYBW01 & 02	0.9213	2.3%	1.5%	0.8%	1.4%	1.3%	0.9%
ISUZU 4JJ1-TYBW01 & 02	0.9607	1.4%	0.8%	0.3%	0.7%	0.7%	0.4%
ISUZU 4JJ1-TYBW01 & 02	1.0000	0.3%	0.3%	0.3%	0.3%	0.3%	0.3%
ISUZU 4LE1-NYBW01	0.3846	5.6%	5.6%	2.2%	1.0%	9.5%	7.3%
ISUZU 4LE1-NYBW01	0.6929	0.6%	0.6%	0.6%	0.6%	0.6%	0.6%
ISUZU 4LE1-NYBW01	0.4246	3.7%	3.6%	1.7%	0.5%	5.6%	4.9%
ISUZU 4LE1-NYBW01	0.4611	2.0%	1.9%	1.7%	0.2%	3.9%	3.7%
ISUZU 4LE1-NYBW01	0.4988	2.0%	1.9%	0.4%	0.6%	1.5%	1.5%
ISUZU 4LE1-NYBW01	0.5388	1.3%	1.2%	0.0%	0.5%	0.5%	0.6%
ISUZU 4LE1-NYBW01	0.5764	0.9%	0.9%	0.3%	0.5%	0.1%	0.0%
ISUZU 4LE1-NYBW01	0.6164	0.4%	0.4%	0.2%	0.3%	0.1%	0.1%
ISUZU 4LE1-NYBW01	0.6541	0.5%	0.5%	0.4%	0.4%	0.4%	0.4%
ISUZU 4LE1-NYBW01	0.7317	1.2%	1.2%	1.1%	1.1%	1.1%	1.1%
ISUZU 4LE1-NYBW01	0.7706	1.7%	1.7%	1.6%	1.7%	1.6%	1.6%
ISUZU 4LE1-NYBW01	0.8070	2.7%	2.7%	2.5%	2.6%	2.5%	2.4%
ISUZU 4LE1-NYBW01	0.8482	3.2%	3.1%	2.8%	3.0%	2.8%	2.8%
ISUZU 4LE1-NYBW01	0.8847	2.8%	2.7%	2.4%	2.5%	2.4%	2.3%
ISUZU 4LE1-NYBW01	0.9247	2.6%	2.5%	2.3%	2.4%	2.3%	2.2%
ISUZU 4LE1-NYBW01	0.9635	2.3%	2.2%	2.1%	2.2%	2.1%	2.0%
ISUZU 4LE1-NYBW01	1.0012	1.9%	1.9%	1.9%	1.9%	1.9%	1.9%
ISUZU 4LE1-TYBW01	0.4009	12.6%	12.7%	5.9%	8.6%	0.4%	1.5%
ISUZU 4LE1-TYBW01	0.7195	0.6%	0.6%	0.6%	0.6%	0.6%	0.6%
ISUZU 4LE1-TYBW01	0.4398	10.9%	10.9%	6.2%	8.1%	2.7%	3.4%
ISUZU 4LE1-TYBW01	0.4798	8.9%	8.9%	5.8%	7.1%	3.9%	4.1%
ISUZU 4LE1-TYBW01	0.5207	7.1%	7.0%	5.2%	5.9%	4.2%	4.3%
ISUZU 4LE1-TYBW01	0.5596	5.0%	5.0%	4.0%	4.4%	3.5%	3.5%
ISUZU 4LE1-TYBW01	0.5996	3.2%	3.2%	2.7%	2.9%	2.5%	2.5%
ISUZU 4LE1-TYBW01	0.6396	1.2%	1.2%	1.0%	1.1%	0.9%	0.9%
ISUZU 4LE1-TYBW01	0.6795	1.0%	1.0%	0.9%	1.0%	0.9%	0.9%
ISUZU 4LE1-TYBW01	0.7595	0.7%	0.7%	0.7%	0.7%	0.7%	0.7%
ISUZU 4LE1-TYBW01	0.7986	0.9%	0.9%	0.8%	0.8%	0.8%	0.7%
ISUZU 4LE1-TYBW01	0.8395	0.6%	0.6%	0.5%	0.5%	0.5%	0.4%
ISUZU 4LE1-TYBW01	0.8796	0.4%	0.4%	0.2%	0.3%	0.2%	0.2%
ISUZU 4LE1-TYBW01	0.9186	0.4%	0.4%	0.2%	0.3%	0.2%	0.1%
ISUZU 4LE1-TYBW01	0.9596	0.0%	0.0%	0.1%	0.1%	0.1%	0.2%
ISUZU 4LE1-TYBW01	0.9986	0.8%	0.8%	0.8%	0.8%	0.8%	0.8%

MARCA MODELO	$\omega x/\omega N$	error Cuad.	error Recip Cuad.	error Racio Cuad.	error Hoerl	error H. Capac	error Vapor
ISUZU 4HK1-XYBW01/02/03	0.3809	34.2%	34.2%	29.0%	31.2%	24.5%	25.8%
ISUZU 4HK1-XYBW01/02/03	0.7140	0.9%	0.9%	0.9%	0.9%	0.9%	0.9%
ISUZU 4HK1-XYBW01/02/03	0.4297	29.6%	29.6%	26.4%	27.7%	24.1%	24.5%
ISUZU 4HK1-XYBW01/02/03	0.4761	24.9%	24.8%	22.9%	23.7%	21.8%	21.9%
ISUZU 4HK1-XYBW01/02/03	0.5237	18.0%	18.0%	16.9%	17.3%	16.4%	16.4%
ISUZU 4HK1-XYBW01/02/03	0.5712	12.3%	12.3%	11.8%	12.0%	11.6%	11.6%
ISUZU 4HK1-XYBW01/02/03	0.6176	6.1%	6.1%	5.9%	6.0%	5.9%	5.9%
ISUZU 4HK1-XYBW01/02/03	0.6640	2.5%	2.5%	2.5%	2.5%	2.5%	2.5%
ISUZU 4HK1-XYBW01/02/03	0.7604	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%
ISUZU 4HK1-XYBW01/02/03	0.8056	0.1%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%
ISUZU 4HK1-XYBW01/02/03	0.8544	0.1%	0.1%	0.2%	0.1%	0.2%	0.2%
ISUZU 4HK1-XYBW01/02/03	0.9020	0.3%	0.3%	0.4%	0.4%	0.5%	0.5%
ISUZU 4HK1-XYBW01/02/03	0.9484	0.7%	0.7%	0.8%	0.7%	0.8%	0.8%
ISUZU 4HK1-XYBW01/02/03	0.9961	1.2%	1.2%	1.2%	1.2%	1.2%	1.2%
ISUZU 4JJ1-XYBW01 & 02	0.3987	8.1%	3.1%	19.2%	20.8%	123.3%	42.8%
ISUZU 4JJ1-XYBW01 & 02	0.8004	1.3%	1.3%	1.3%	1.3%	1.3%	1.3%
ISUZU 4JJ1-XYBW01 & 02	0.4399	5.1%	2.0%	17.0%	16.8%	80.3%	36.5%
ISUZU 4JJ1-XYBW01 & 02	0.4798	3.2%	0.9%	14.8%	13.3%	52.2%	29.5%
ISUZU 4JJ1-XYBW01 & 02	0.5197	1.8%	0.3%	12.0%	9.8%	32.8%	22.2%
ISUZU 4JJ1-XYBW01 & 02	0.5596	1.2%	0.4%	9.5%	7.2%	20.1%	15.8%
ISUZU 4JJ1-XYBW01 & 02	0.5996	0.6%	0.6%	5.5%	3.5%	10.3%	9.0%
ISUZU 4JJ1-XYBW01 & 02	0.6395	2.1%	1.8%	1.9%	0.4%	3.7%	3.6%
ISUZU 4JJ1-XYBW01 & 02	0.6794	2.2%	1.9%	0.0%	0.8%	0.5%	0.7%
ISUZU 4JJ1-XYBW01 & 02	0.7193	1.4%	1.2%	0.4%	0.8%	0.4%	0.2%
ISUZU 4JJ1-XYBW01 & 02	0.7605	1.8%	1.7%	1.6%	1.7%	1.6%	1.6%
ISUZU 4JJ1-XYBW01 & 02	0.8404	2.0%	2.0%	1.9%	1.9%	1.9%	1.9%
ISUZU 4JJ1-XYBW01 & 02	0.8803	1.9%	1.7%	1.4%	1.6%	1.6%	1.4%
ISUZU 4JJ1-XYBW01 & 02	0.9215	2.9%	2.6%	2.2%	2.5%	2.4%	2.2%
ISUZU 4JJ1-XYBW01 & 02	0.9614	2.5%	2.2%	2.0%	2.2%	2.1%	2.0%
ISUZU 4JJ1-XYBW01 & 02	1.0000	1.4%	1.4%	1.4%	1.4%	1.4%	1.4%
ISUZU 4HK1-XYBW01/02/03	0.3810	33.6%	33.7%	28.5%	30.7%	24.0%	25.2%
ISUZU 4HK1-XYBW01/02/03	0.7150	0.3%	0.3%	0.3%	0.3%	0.3%	0.3%
ISUZU 4HK1-XYBW01/02/03	0.4299	29.4%	29.4%	26.2%	27.5%	23.9%	24.3%
ISUZU 4HK1-XYBW01/02/03	0.4760	25.3%	25.3%	23.3%	24.1%	22.2%	22.3%
ISUZU 4HK1-XYBW01/02/03	0.5235	18.7%	18.7%	17.6%	18.1%	17.1%	17.1%
ISUZU 4HK1-XYBW01/02/03	0.5724	12.8%	12.8%	12.3%	12.5%	12.1%	12.1%
ISUZU 4HK1-XYBW01/02/03	0.6199	6.3%	6.3%	6.1%	6.2%	6.1%	6.1%
ISUZU 4HK1-XYBW01/02/03	0.6660	2.9%	2.9%	2.8%	2.8%	2.8%	2.8%
ISUZU 4HK1-XYBW01/02/03	0.7610	0.5%	0.5%	0.5%	0.5%	0.5%	0.5%
ISUZU 4HK1-XYBW01/02/03	0.8085	0.0%	0.0%	0.1%	0.1%	0.1%	0.1%
ISUZU 4HK1-XYBW01/02/03	0.8546	0.1%	0.1%	0.2%	0.2%	0.2%	0.2%
ISUZU 4HK1-XYBW01/02/03	0.9021	0.1%	0.1%	0.0%	0.0%	0.0%	0.1%
ISUZU 4HK1-XYBW01/02/03	0.9496	0.2%	0.2%	0.3%	0.3%	0.3%	0.4%
ISUZU 4HK1-XYBW01/02/03	0.9971	1.5%	1.5%	1.5%	1.5%	1.5%	1.5%
ISUZU 6HK1-XYBW01/02/03	0.5012	21.0%	21.0%	12.9%	15.7%	5.7%	7.9%
ISUZU 6HK1-XYBW01/02/03	0.7512	0.9%	0.9%	0.9%	0.9%	0.9%	0.9%
ISUZU 6HK1-XYBW01/02/03	0.5519	18.8%	18.5%	13.8%	15.7%	11.1%	11.4%
ISUZU 6HK1-XYBW01/02/03	0.6015	15.9%	15.7%	13.3%	14.4%	12.5%	12.4%
ISUZU 6HK1-XYBW01/02/03	0.6522	11.5%	11.4%	10.5%	10.9%	10.4%	10.2%
ISUZU 6HK1-XYBW01/02/03	0.7017	6.0%	5.9%	5.8%	5.8%	5.7%	5.7%
ISUZU 6HK1-XYBW01/02/03	0.8007	0.9%	0.9%	1.0%	1.0%	1.0%	1.0%
ISUZU 6HK1-XYBW01/02/03	0.8515	0.0%	0.1%	0.4%	0.3%	0.4%	0.5%
ISUZU 6HK1-XYBW01/02/03	0.9022	0.2%	0.5%	0.9%	0.6%	0.7%	0.9%
ISUZU 6HK1-XYBW01/02/03	0.9529	1.3%	1.5%	1.8%	1.6%	1.7%	1.8%
ISUZU 6HK1-XYBW01/02/03	1.0024	0.8%	0.8%	0.8%	0.8%	0.8%	0.8%

MARCA MODELO	ω_x/ω_N	error Cuad.	error Recip Cuad.	error Racio Cuad.	error Hoerl	error H. Capac	error Vapor
ISUZU 6UZ1-XYBW01	0.5128	15.5%	15.6%	8.1%	10.7%	1.3%	3.5%
ISUZU 6UZ1-XYBW01	0.7681	1.2%	1.2%	1.2%	1.2%	1.2%	1.2%
ISUZU 6UZ1-XYBW01	0.5644	12.9%	12.8%	8.5%	10.1%	5.8%	6.2%
ISUZU 6UZ1-XYBW01	0.6146	9.5%	9.3%	7.2%	8.1%	6.3%	6.2%
ISUZU 6UZ1-XYBW01	0.6648	6.7%	6.6%	5.7%	6.1%	5.5%	5.4%
ISUZU 6UZ1-XYBW01	0.7165	3.1%	3.1%	2.9%	3.0%	2.9%	2.9%
ISUZU 6UZ1-XYBW01	0.8184	1.4%	1.4%	1.5%	1.4%	1.5%	1.5%
ISUZU 6UZ1-XYBW01	0.8687	0.9%	1.0%	1.2%	1.1%	1.2%	1.3%
ISUZU 6UZ1-XYBW01	0.9219	0.7%	0.9%	1.2%	1.0%	1.1%	1.2%
ISUZU 6UZ1-XYBW01	0.9751	0.3%	0.4%	0.6%	0.5%	0.5%	0.6%
ISUZU 6UZ1-XYBW01	1.0240	5.8%	6.0%	6.2%	6.1%	6.1%	6.2%
ISUZU 6WG1-XYBW01	0.4438	5.5%	2.1%	16.4%	16.2%	77.6%	35.4%
ISUZU 6WG1-XYBW01	0.8307	0.7%	0.7%	0.7%	0.7%	0.7%	0.7%
ISUZU 6WG1-XYBW01	0.4995	0.4%	3.7%	10.2%	8.7%	40.9%	23.0%
ISUZU 6WG1-XYBW01	0.5543	3.4%	5.2%	4.3%	2.5%	18.5%	11.8%
ISUZU 6WG1-XYBW01	0.6101	6.4%	6.9%	1.2%	2.8%	4.4%	2.5%
ISUZU 6WG1-XYBW01	0.6648	7.7%	7.7%	4.7%	5.7%	3.0%	3.3%
ISUZU 6WG1-XYBW01	0.7205	6.7%	6.6%	5.5%	6.0%	5.2%	5.1%
ISUZU 6WG1-XYBW01	0.7752	3.9%	3.9%	3.6%	3.8%	3.6%	3.6%
ISUZU 6WG1-XYBW01	0.8858	1.2%	1.2%	1.3%	1.3%	1.3%	1.3%
ISUZU 6WG1-XYBW01	0.9421	0.9%	1.0%	1.2%	1.1%	1.1%	1.2%
ISUZU 6WG1-XYBW01	0.9976	0.7%	0.7%	0.7%	0.7%	0.7%	0.7%
VW13.150 MWM 4.10 TCA	0.3855	30.5%	29.2%	17.9%	23.1%	10.8%	11.7%
VW13.150 MWM 4.10 TCA	0.6214	1.3%	1.3%	1.3%	1.3%	1.3%	1.3%
VW13.150 MWM 4.10 TCA	0.4641	9.4%	8.7%	4.4%	6.6%	3.6%	2.8%
VW13.150 MWM 4.10 TCA	0.5436	0.8%	0.6%	0.1%	0.3%	0.1%	0.3%
VW13.150 MWM 4.10 TCA	0.6971	1.5%	1.7%	2.2%	1.9%	2.0%	2.3%
VW13.150 MWM 4.10 TCA	0.7753	0.1%	0.9%	2.1%	1.3%	1.5%	2.2%
VW13.150 MWM 4.10 TCA	0.8513	0.3%	0.9%	2.4%	1.3%	1.5%	2.3%
VW13.150 MWM 4.10 TCA	0.9296	0.2%	1.3%	2.2%	1.5%	1.5%	2.2%
VW13.150 MWM 4.10 TCA	1.0034	1.0%	0.9%	0.8%	0.9%	0.9%	0.8%
VW 13.180 MWM 6.10 TCA	0.3585	7.4%	6.4%	2.9%	1.6%	7.6%	7.9%
VW 13.180 MWM 6.10 TCA	0.5770	1.6%	1.6%	1.6%	1.6%	1.6%	1.6%
VW 13.180 MWM 6.10 TCA	0.4298	5.0%	4.5%	1.0%	2.8%	0.4%	0.4%
VW 13.180 MWM 6.10 TCA	0.5054	2.7%	2.6%	2.0%	2.3%	2.0%	1.8%
VW 13.180 MWM 6.10 TCA	0.6465	1.3%	1.1%	0.7%	0.9%	0.8%	0.6%
VW 13.180 MWM 6.10 TCA	0.7119	0.5%	1.0%	2.1%	1.4%	1.7%	2.2%
VW 13.180 MWM 6.10 TCA	0.7880	0.1%	1.0%	2.6%	1.6%	1.9%	2.7%
VW 13.180 MWM 6.10 TCA	0.8579	0.7%	0.5%	2.1%	1.0%	1.3%	2.1%
VW 13.180 MWM 6.10 TCA	0.9299	1.2%	0.2%	0.8%	0.1%	0.2%	0.8%
VW 13.180 MWM 6.10 TCA	1.0000	2.3%	2.3%	2.3%	2.3%	2.3%	2.3%
VW 13.190 CUMMINS 6BTAA	0.3077	20.7%	20.6%	13.5%	16.8%	7.8%	8.8%
VW 13.190 CUMMINS 6BTAA	0.5627	0.1%	0.1%	0.1%	0.1%	0.1%	0.1%
VW 13.190 CUMMINS 6BTAA	0.3868	7.2%	7.1%	4.4%	5.7%	3.1%	2.9%
VW 13.190 CUMMINS 6BTAA	0.4596	1.0%	0.9%	0.1%	0.5%	0.1%	0.3%
VW 13.190 CUMMINS 6BTAA	0.5352	0.1%	0.1%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%
VW 13.190 CUMMINS 6BTAA	0.6109	0.9%	0.9%	0.9%	0.9%	0.9%	0.9%
VW 13.190 CUMMINS 6BTAA	0.6913	2.7%	2.6%	2.3%	2.5%	2.3%	2.2%
VW 13.190 CUMMINS 6BTAA	0.7738	1.7%	1.6%	1.0%	1.3%	1.0%	0.9%
VW 13.190 CUMMINS 6BTAA	0.8472	0.1%	0.0%	0.6%	0.4%	0.6%	0.8%
VW 13.190 CUMMINS 6BTAA	0.9252	1.4%	1.6%	2.0%	1.8%	2.0%	2.1%
VW 13.190 CUMMINS 6BTAA	1.0034	0.3%	0.4%	0.4%	0.4%	0.4%	0.4%

MARCA MODELO	wx/ ω N	error Cuad.	error Recip Cuad.	error Racio Cuad.	error Hoerl	error H. Capac	error Vapor
VW 15,180 MWM 6,10 TCA	0.3575	7.9%	6.9%	2.5%	2.1%	7.3%	7.6%
VW 15,180 MWM 6,10 TCA	0.5715	2.3%	2.3%	2.3%	2.3%	2.3%	2.3%
VW 15,180 MWM 6,10 TCA	0.4300	5.1%	4.6%	1.1%	2.9%	0.5%	0.3%
VW 15,180 MWM 6,10 TCA	0.5025	2.8%	2.7%	2.0%	2.4%	2.0%	1.8%
VW 15,180 MWM 6,10 TCA	0.6386	1.8%	1.7%	1.3%	1.5%	1.4%	1.3%
VW 15,180 MWM 6,10 TCA	0.7145	0.0%	0.5%	1.6%	0.9%	1.2%	1.7%
VW 15,180 MWM 6,10 TCA	0.7851	0.1%	0.9%	2.4%	1.4%	1.7%	2.5%
VW 15,180 MWM 6,10 TCA	0.8538	0.7%	0.5%	2.1%	1.0%	1.3%	2.1%
VW 15,180 MWM 6,10 TCA	0.9278	1.6%	0.6%	0.4%	0.3%	0.2%	0.4%
VW 15,180 MWM 6,10 TCA	1.0000	3.1%	3.1%	3.1%	3.1%	3.1%	3.1%
VW 15,190 CUMMINS 6BTAA	0.3077	20.7%	20.6%	13.5%	16.8%	7.8%	8.8%
VW 15,190 CUMMINS 6BTAA	0.5685	0.1%	0.1%	0.1%	0.1%	0.1%	0.1%
VW 15,190 CUMMINS 6BTAA	0.3806	7.3%	7.1%	4.2%	5.5%	2.7%	2.5%
VW 15,190 CUMMINS 6BTAA	0.4592	0.8%	0.7%	0.1%	0.3%	0.3%	0.5%
VW 15,190 CUMMINS 6BTAA	0.5359	0.0%	0.0%	0.1%	0.1%	0.1%	0.2%
VW 15,190 CUMMINS 6BTAA	0.6126	0.8%	0.8%	0.8%	0.8%	0.8%	0.8%
VW 15,190 CUMMINS 6BTAA	0.6912	2.0%	2.0%	1.7%	1.8%	1.7%	1.6%
VW 15,190 CUMMINS 6BTAA	0.7699	1.1%	1.0%	0.4%	0.7%	0.4%	0.3%
VW 15,190 CUMMINS 6BTAA	0.8466	0.4%	0.5%	1.1%	0.9%	1.1%	1.3%
VW 15,190 CUMMINS 6BTAA	0.9214	2.5%	2.6%	3.1%	2.9%	3.0%	3.2%
VW 15,190 CUMMINS 6BTAA	0.9981	0.3%	0.3%	0.3%	0.3%	0.3%	0.3%
CUMMINS B5.9-150G	0.4000	9.4%	8.9%	2.9%	5.7%	0.1%	0.2%
CUMMINS B5.9-150G	0.4800	7.0%	6.8%	5.1%	5.9%	4.8%	4.4%
CUMMINS B5.9-150G	0.5200	6.3%	6.1%	5.5%	5.8%	5.4%	5.2%
CUMMINS B5.9-150G	0.5600	3.2%	3.2%	3.0%	3.1%	3.0%	3.0%
CUMMINS B5.9-150G	0.6000	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%
CUMMINS B5.9-150G	0.6400	1.0%	1.0%	0.9%	0.9%	0.9%	0.9%
CUMMINS B5.9-150G	0.6800	2.5%	2.4%	2.1%	2.3%	2.1%	2.0%
CUMMINS B5.9-150G	0.7600	3.8%	3.4%	2.5%	3.0%	2.7%	2.4%
CUMMINS B5.9-150G	0.8400	3.8%	3.1%	2.0%	2.7%	2.4%	1.9%
CUMMINS B5.9-150G	0.9200	2.7%	2.1%	1.3%	1.8%	1.6%	1.2%
CUMMINS B5.9-150G	0.9600	1.6%	1.2%	0.7%	1.0%	0.9%	0.7%
CUMMINS B5.9-150G	1.0000	0.2%	0.2%	0.2%	0.2%	0.2%	0.2%
CUMMINS B5.9-195G	0.3571	21.2%	20.8%	14.9%	17.7%	11.6%	11.4%
CUMMINS B5.9-195G	0.4286	22.3%	22.1%	20.0%	21.0%	19.3%	19.0%
CUMMINS B5.9-195G	0.5000	9.1%	9.1%	8.7%	8.9%	8.6%	8.5%
CUMMINS B5.9-195G	0.5714	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%
CUMMINS B5.9-195G	0.6429	0.4%	0.4%	0.6%	0.5%	0.6%	0.7%
CUMMINS B5.9-195G	0.7143	1.5%	1.6%	2.3%	2.0%	2.2%	2.4%
CUMMINS B5.9-195G	0.7857	3.3%	3.6%	4.6%	4.1%	4.4%	4.8%
CUMMINS B5.9-195G	0.8571	5.8%	6.3%	7.2%	6.7%	7.0%	7.4%
CUMMINS B5.9-195G	0.9286	2.9%	3.3%	4.0%	3.6%	3.8%	4.1%
CUMMINS B5.9-195G	1.0000	0.3%	0.3%	0.3%	0.3%	0.3%	0.3%
CUMMINS B5.9-230G	0.3571	33.2%	32.8%	26.7%	29.6%	23.4%	23.2%
CUMMINS B5.9-230G	0.4286	34.5%	34.3%	32.1%	33.2%	31.5%	31.1%
CUMMINS B5.9-230G	0.5000	23.7%	23.6%	23.2%	23.4%	23.1%	23.0%
CUMMINS B5.9-230G	0.5714	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%
CUMMINS B5.9-230G	0.6429	0.7%	0.6%	0.4%	0.5%	0.4%	0.3%
CUMMINS B5.9-230G	0.7143	0.7%	0.5%	0.2%	0.2%	0.1%	0.3%
CUMMINS B5.9-230G	0.7857	1.1%	0.7%	0.3%	0.2%	0.1%	0.5%
CUMMINS B5.9-230G	0.8571	2.9%	2.4%	1.4%	1.9%	1.6%	1.2%
CUMMINS B5.9-230G	0.9286	1.4%	1.0%	0.3%	0.7%	0.5%	0.2%
CUMMINS B5.9-230G	1.0000	0.4%	0.4%	0.4%	0.4%	0.4%	0.4%
CUMMINS C 220-20	0.4546	11.4%	11.1%	7.3%	9.0%	5.8%	5.5%
CUMMINS C 220-20	0.6369	1.0%	1.0%	1.0%	1.0%	1.0%	1.0%
CUMMINS C 220-20	0.5463	3.9%	3.8%	3.1%	3.5%	3.0%	2.9%
CUMMINS C 220-20	0.7274	2.4%	2.5%	2.8%	2.6%	2.7%	2.9%
CUMMINS C 220-20	0.8191	2.5%	2.8%	3.5%	3.1%	3.4%	3.6%
CUMMINS C 220-20	0.9096	1.9%	2.3%	3.0%	2.6%	2.8%	3.0%
CUMMINS C 220-20	1.0001	1.6%	1.6%	1.6%	1.6%	1.6%	1.6%

MARCA MODELO	$\omega x/\omega N$	error Cuad.	error Recip Cuad.	error Racio Cuad.	error Hoerl	error H. Capac	error Vapor
CUMMINS C 230-20	0.4532	14.7%	14.4%	10.8%	12.4%	9.2%	9.0%
CUMMINS C 230-20	0.5443	4.5%	4.4%	3.7%	4.1%	3.6%	3.5%
CUMMINS C 230-20	0.7250	1.5%	1.6%	1.9%	1.7%	1.8%	1.9%
CUMMINS C 230-20	0.8177	1.2%	1.5%	2.2%	1.8%	2.0%	2.3%
CUMMINS C 230-20	0.9089	1.6%	1.9%	2.6%	2.2%	2.4%	2.7%
CUMMINS C 230-20	1.0000	2.4%	2.4%	2.4%	2.4%	2.4%	2.4%
CUMMINS C 245-20	0.3637	26.7%	25.2%	7.6%	14.4%	12.2%	4.2%
CUMMINS C 245-20	0.6381	1.5%	1.5%	1.5%	1.5%	1.5%	1.5%
CUMMINS C 245-20	0.4541	11.0%	9.7%	2.3%	6.0%	0.0%	0.8%
CUMMINS C 245-20	0.5461	3.9%	3.5%	2.0%	2.9%	2.2%	1.7%
CUMMINS C 245-20	0.7299	0.2%	0.2%	1.0%	0.4%	0.6%	0.9%
CUMMINS C 245-20	0.8184	1.8%	0.5%	1.0%	0.2%	0.1%	0.8%
CUMMINS C 245-20	0.9085	1.8%	0.2%	1.0%	0.1%	0.1%	0.8%
CUMMINS C 245-20	1.0002	1.7%	1.7%	1.7%	1.7%	1.7%	1.7%
CUMMINS C 260-20	0.4545	31.1%	30.3%	24.4%	27.2%	22.3%	21.7%
CUMMINS C 260-20	0.6369	1.3%	1.3%	1.3%	1.3%	1.3%	1.3%
CUMMINS C 260-20	0.5449	8.7%	8.4%	7.2%	7.9%	7.3%	6.9%
CUMMINS C 260-20	0.7257	1.8%	1.5%	1.0%	1.3%	1.2%	0.9%
CUMMINS C 260-20	0.8176	3.4%	2.6%	1.5%	2.3%	2.0%	1.4%
CUMMINS C 260-20	0.9064	2.2%	1.2%	0.1%	0.9%	0.8%	0.2%
CUMMINS C 260-20	0.9984	0.3%	0.3%	0.3%	0.3%	0.3%	0.3%
CUMMINS C 280-20	0.4546	26.5%	25.6%	19.2%	22.4%	17.1%	16.4%
CUMMINS C 280-20	0.6377	3.8%	3.8%	3.8%	3.8%	3.8%	3.8%
CUMMINS C 280-20	0.5456	7.4%	7.1%	5.8%	6.5%	5.8%	5.5%
CUMMINS C 280-20	0.7272	2.7%	3.0%	3.6%	3.2%	3.3%	3.6%
CUMMINS C 280-20	0.8203	1.0%	0.1%	1.2%	0.2%	0.4%	1.1%
CUMMINS C 280-20	0.9109	0.3%	1.4%	2.5%	1.6%	1.7%	2.4%
CUMMINS C 280-20	1.0003	3.3%	3.3%	3.3%	3.3%	3.3%	3.3%
CUMMINS C 300-20	0.4561	13.5%	13.0%	8.6%	10.7%	6.9%	6.5%
CUMMINS C 300-20	0.6391	1.8%	1.8%	1.8%	1.8%	1.8%	1.8%
CUMMINS C 300-20	0.5451	3.9%	3.8%	2.9%	3.3%	2.8%	2.6%
CUMMINS C 300-20	0.7268	0.9%	1.0%	1.4%	1.2%	1.3%	1.5%
CUMMINS C 300-20	0.8178	0.4%	0.9%	1.7%	1.2%	1.5%	1.8%
CUMMINS C 300-20	0.9104	0.5%	1.1%	1.9%	1.4%	1.6%	2.0%
CUMMINS C 300-20	1.0015	1.3%	1.3%	1.3%	1.3%	1.3%	1.3%
CUMMINS C 325-20	0.3653	45.9%	45.5%	35.6%	39.8%	27.1%	29.2%
CUMMINS C 325-20	0.6354	0.8%	0.8%	0.8%	0.8%	0.8%	0.8%
CUMMINS C 325-20	0.4531	32.7%	32.4%	28.7%	30.4%	27.2%	26.9%
CUMMINS C 325-20	0.5443	4.6%	4.5%	3.8%	4.1%	3.7%	3.5%
CUMMINS C 325-20	0.7266	1.1%	1.0%	0.7%	0.9%	0.8%	0.7%
CUMMINS C 325-20	0.8194	2.0%	1.7%	1.0%	1.4%	1.1%	0.9%
CUMMINS C 325-20	0.9089	1.4%	1.0%	0.4%	0.8%	0.6%	0.3%
CUMMINS C 325-20	1.0000	0.7%	0.7%	0.7%	0.7%	0.7%	0.7%
CUMMINS EQB 125-20	0.3586	30.2%	29.3%	22.5%	26.1%	20.4%	19.2%
CUMMINS EQB 125-20	0.5412	5.1%	5.1%	5.1%	5.1%	5.1%	5.1%
CUMMINS EQB 125-20	0.4291	16.3%	15.9%	13.9%	15.0%	13.8%	13.2%
CUMMINS EQB 125-20	0.5024	0.5%	0.4%	0.3%	0.4%	0.3%	0.3%
CUMMINS EQB 125-20	0.5729	2.7%	2.7%	2.9%	2.8%	2.8%	2.9%
CUMMINS EQB 125-20	0.6448	1.2%	0.8%	0.0%	0.5%	0.3%	0.2%
CUMMINS EQB 125-20	0.7138	2.8%	1.9%	0.3%	1.4%	1.0%	0.2%
CUMMINS EQB 125-20	0.7857	4.1%	2.7%	0.7%	2.1%	1.7%	0.6%
CUMMINS EQB 125-20	0.8591	2.8%	1.2%	0.6%	0.7%	0.5%	0.6%
CUMMINS EQB 125-20	0.9281	1.2%	0.0%	1.2%	0.3%	0.4%	1.2%
CUMMINS EQB 125-20	1.0000	1.4%	1.4%	1.4%	1.4%	1.4%	1.4%

MARCA MODELO	$\omega x/\omega N$	error Cuad.	error Recip Cuad.	error Racio Cuad.	error Hoerl	error H. Capac	error Vapor
CUMMINS EQB 140-20	0.3704	39.8%	38.4%	29.6%	34.3%	27.0%	25.5%
CUMMINS EQB 140-20	0.5608	4.1%	4.1%	4.1%	4.1%	4.1%	4.1%
CUMMINS EQB 140-20	0.4448	21.7%	21.2%	18.4%	20.0%	18.6%	17.7%
CUMMINS EQB 140-20	0.5207	0.9%	1.0%	1.2%	1.1%	1.1%	1.2%
CUMMINS EQB 140-20	0.5936	2.4%	2.5%	2.6%	2.5%	2.6%	2.7%
CUMMINS EQB 140-20	0.6665	2.3%	1.7%	0.6%	1.4%	1.1%	0.6%
CUMMINS EQB 140-20	0.7394	5.1%	3.7%	1.7%	3.2%	2.9%	1.8%
CUMMINS EQB 140-20	0.8138	7.4%	5.4%	3.1%	4.9%	4.7%	3.3%
CUMMINS EQB 140-20	0.8882	7.5%	5.4%	3.6%	5.1%	5.1%	3.8%
CUMMINS EQB 140-20	0.9641	2.0%	1.0%	0.3%	0.9%	1.0%	0.4%
CUMMINS EQB 140-20	1.0088	1.4%	1.1%	0.9%	1.0%	1.1%	0.9%
CUMMINS EQB 160-20	0.4018	19.0%	18.1%	7.6%	12.2%	0.2%	1.5%
CUMMINS EQB 160-20	0.6398	1.5%	1.5%	1.5%	1.5%	1.5%	1.5%
CUMMINS EQB 160-20	0.4793	11.0%	10.4%	6.2%	8.3%	5.1%	4.5%
CUMMINS EQB 160-20	0.5604	3.2%	3.0%	2.2%	2.7%	2.2%	2.0%
CUMMINS EQB 160-20	0.7209	1.1%	1.3%	1.7%	1.5%	1.6%	1.8%
CUMMINS EQB 160-20	0.7985	0.3%	0.9%	1.9%	1.3%	1.5%	1.9%
CUMMINS EQB 160-20	0.8796	0.5%	1.4%	2.5%	1.7%	1.9%	2.5%
CUMMINS EQB 160-20	0.9607	1.6%	2.1%	2.7%	2.3%	2.3%	2.6%
CUMMINS EQB 160-20	1.0400	3.4%	2.5%	1.8%	2.3%	2.3%	1.9%
CUMMINS EQB 170-20	0.3198	28.1%	28.8%	43.0%	37.0%	57.3%	52.7%
CUMMINS EQB 170-20	0.6014	7.9%	7.9%	7.9%	7.9%	7.9%	7.9%
CUMMINS EQB 170-20	0.3979	19.0%	19.6%	25.9%	22.9%	28.9%	29.3%
CUMMINS EQB 170-20	0.4793	14.8%	15.1%	16.9%	16.0%	17.2%	17.6%
CUMMINS EQB 170-20	0.5591	10.6%	10.7%	10.8%	10.7%	10.8%	10.9%
CUMMINS EQB 170-20	0.6389	8.8%	8.8%	8.9%	8.8%	8.9%	8.9%
CUMMINS EQB 170-20	0.7204	11.9%	12.2%	12.8%	12.5%	12.7%	12.9%
CUMMINS EQB 170-20	0.8019	17.4%	18.0%	19.1%	18.5%	18.8%	19.2%
CUMMINS EQB 170-20	0.8817	23.2%	23.9%	25.0%	24.3%	24.6%	25.1%
CUMMINS EQB 170-20	0.9615	31.3%	31.7%	32.2%	31.8%	31.9%	32.2%
CUMMINS EQB 170-20	1.0039	36.0%	35.9%	35.9%	35.9%	35.9%	35.9%
CUMMINS EQB 180-20	0.4014	28.4%	27.7%	21.3%	24.4%	18.4%	17.9%
CUMMINS EQB 180-20	0.5964	4.9%	4.9%	4.9%	4.9%	4.9%	4.9%
CUMMINS EQB 180-20	0.4805	1.0%	0.7%	1.2%	0.2%	1.5%	1.9%
CUMMINS EQB 180-20	0.5596	3.2%	3.3%	3.4%	3.3%	3.4%	3.5%
CUMMINS EQB 180-20	0.6402	3.5%	3.6%	3.7%	3.6%	3.7%	3.7%
CUMMINS EQB 180-20	0.7193	3.4%	3.7%	4.4%	4.0%	4.2%	4.5%
CUMMINS EQB 180-20	0.7998	3.6%	4.2%	5.4%	4.7%	5.0%	5.5%
CUMMINS EQB 180-20	0.8804	2.8%	3.6%	4.8%	4.0%	4.3%	4.8%
CUMMINS EQB 180-20	0.9609	2.3%	2.7%	3.2%	2.9%	3.0%	3.3%
CUMMINS EQB 180-20	0.9976	1.9%	1.9%	2.0%	1.9%	1.9%	2.0%
CUMMINS EQB 210-20	0.4000	25.5%	25.0%	19.1%	21.9%	16.3%	16.0%
CUMMINS EQB 210-20	0.6019	1.9%	1.9%	1.9%	1.9%	1.9%	1.9%
CUMMINS EQB 210-20	0.4787	16.2%	16.0%	14.2%	15.1%	13.9%	13.6%
CUMMINS EQB 210-20	0.5589	2.4%	2.4%	2.3%	2.3%	2.3%	2.2%
CUMMINS EQB 210-20	0.6391	0.3%	0.4%	0.5%	0.4%	0.4%	0.5%
CUMMINS EQB 210-20	0.7207	0.6%	0.4%	0.2%	0.1%	0.1%	0.3%
CUMMINS EQB 210-20	0.7995	0.4%	0.1%	1.1%	0.5%	0.8%	1.2%
CUMMINS EQB 210-20	0.8811	0.6%	1.2%	2.2%	1.6%	1.9%	2.3%
CUMMINS EQB 210-20	0.9598	1.0%	1.4%	1.8%	1.5%	1.6%	1.9%
CUMMINS EQB 210-20	1.0013	0.4%	0.4%	0.5%	0.5%	0.5%	0.5%

MARCA MODELO	$\omega x/\omega N$	error Cuad.	error Recip Cuad.	error Racio Cuad.	error Hoerl	error H. Capac	error Vapor
CUMMINS ISBe185-30	0.4011	7.9%	6.4%	3.4%	1.5%	7.1%	7.9%
CUMMINS ISBe185-30	0.6003	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%
CUMMINS ISBe185-30	0.4800	2.2%	2.9%	6.0%	4.2%	5.9%	6.9%
CUMMINS ISBe185-30	0.5607	0.2%	0.3%	0.6%	0.4%	0.5%	0.6%
CUMMINS ISBe185-30	0.6400	0.3%	0.3%	0.5%	0.4%	0.5%	0.5%
CUMMINS ISBe185-30	0.7193	0.8%	0.1%	1.0%	0.2%	0.4%	1.0%
CUMMINS ISBe185-30	0.8016	2.1%	0.5%	1.3%	0.1%	0.0%	1.1%
CUMMINS ISBe185-30	0.8825	3.4%	1.5%	0.2%	1.2%	1.2%	0.0%
CUMMINS ISBe185-30	0.9620	2.3%	1.2%	0.6%	1.2%	1.2%	0.7%
CUMMINS ISBe185-30	1.0046	1.0%	1.1%	1.2%	1.1%	1.1%	1.2%
CUMMINS ISBe220-30	0.4000	8.7%	7.3%	2.1%	2.6%	5.8%	6.5%
CUMMINS ISBe220-30	0.5980	0.3%	0.3%	0.3%	0.3%	0.3%	0.3%
CUMMINS ISBe220-30	0.4789	2.4%	3.0%	6.0%	4.3%	6.0%	6.9%
CUMMINS ISBe220-30	0.5593	0.5%	0.6%	0.9%	0.7%	0.8%	0.9%
CUMMINS ISBe220-30	0.6382	0.5%	0.6%	0.7%	0.6%	0.7%	0.8%
CUMMINS ISBe220-30	0.7200	1.0%	0.4%	0.7%	0.1%	0.1%	0.7%
CUMMINS ISBe220-30	0.8004	3.1%	1.8%	0.1%	1.4%	1.2%	0.1%
CUMMINS ISBe220-30	0.8807	5.2%	3.5%	1.9%	3.2%	3.1%	2.0%
CUMMINS ISBe220-30	0.9611	5.2%	4.3%	3.6%	4.2%	4.2%	3.7%
CUMMINS ISBe220-30	1.0041	4.1%	4.2%	4.3%	4.2%	4.2%	4.3%
CUMMINS L 300-20	0.3636	20.3%	18.8%	1.4%	8.1%	17.8%	10.1%
CUMMINS L 300-20	0.6374	1.6%	1.6%	1.6%	1.6%	1.6%	1.6%
CUMMINS L 300-20	0.4554	2.2%	3.4%	10.6%	6.9%	12.7%	13.6%
CUMMINS L 300-20	0.5471	0.7%	1.1%	2.6%	1.7%	2.4%	2.9%
CUMMINS L 300-20	0.7277	0.1%	0.5%	1.1%	0.7%	0.8%	1.1%
CUMMINS L 300-20	0.8194	2.5%	1.3%	0.2%	1.0%	0.8%	0.0%
CUMMINS L 300-20	0.9083	2.1%	0.6%	0.7%	0.4%	0.4%	0.5%
CUMMINS L 300-20	1.0000	0.9%	0.9%	0.9%	0.9%	0.9%	0.9%
CUMMINS L 325-20	0.3636	19.5%	18.4%	2.7%	8.9%	13.6%	7.7%
CUMMINS L 325-20	0.6364	1.0%	1.0%	1.0%	1.0%	1.0%	1.0%
CUMMINS L 325-20	0.4531	2.3%	3.2%	9.6%	6.5%	11.8%	12.4%
CUMMINS L 325-20	0.5440	0.7%	1.0%	2.3%	1.6%	2.3%	2.7%
CUMMINS L 325-20	0.7258	1.6%	1.3%	0.7%	1.1%	1.0%	0.7%
CUMMINS L 325-20	0.8182	3.8%	2.9%	1.7%	2.6%	2.4%	1.7%
CUMMINS L 325-20	0.9077	3.3%	2.2%	1.2%	2.0%	1.9%	1.2%
CUMMINS L 325-20	0.9971	0.8%	0.7%	0.6%	0.7%	0.7%	0.7%
CUMMINS L 340-20	0.3637	25.7%	24.6%	9.3%	15.4%	6.4%	0.8%
CUMMINS L 340-20	0.6383	0.7%	0.7%	0.7%	0.7%	0.7%	0.7%
CUMMINS L 340-20	0.4564	2.6%	1.8%	4.2%	1.3%	6.2%	6.8%
CUMMINS L 340-20	0.5474	0.1%	0.3%	1.5%	0.9%	1.5%	1.8%
CUMMINS L 340-20	0.7277	2.4%	2.1%	1.5%	1.9%	1.8%	1.5%
CUMMINS L 340-20	0.8200	3.2%	2.3%	1.1%	2.0%	1.7%	1.1%
CUMMINS L 340-20	0.9109	2.3%	1.3%	0.2%	1.0%	0.9%	0.3%
CUMMINS L 340-20	0.9989	1.0%	1.0%	1.0%	1.0%	1.0%	1.0%
CUMMINS L 360-20	0.3687	22.2%	20.8%	4.4%	10.9%	12.5%	6.2%
CUMMINS L 360-20	0.6380	4.9%	4.9%	4.9%	4.9%	4.9%	4.9%
CUMMINS L 360-20	0.4550	4.3%	5.5%	12.5%	9.0%	14.6%	15.4%
CUMMINS L 360-20	0.5457	3.6%	4.0%	5.5%	4.6%	5.3%	5.8%
CUMMINS L 360-20	0.7286	1.6%	2.0%	2.6%	2.1%	2.3%	2.6%
CUMMINS L 360-20	0.8176	0.2%	0.9%	2.3%	1.2%	1.4%	2.2%
CUMMINS L 360-20	0.9098	0.2%	1.2%	2.4%	1.4%	1.4%	2.3%
CUMMINS L 360-20	1.0003	0.6%	0.5%	0.5%	0.5%	0.5%	0.5%

MARCA MODELO	ω_x/ω_N	error Cuad.	error Recip Cuad.	error Racio Cuad.	error Hoerl	error H. Capac	error Vapor
DEUTZ BF6M1013-26E3	0.4359	8.6%	8.4%	5.4%	6.8%	4.2%	3.9%
DEUTZ BF6M1013-26E3	0.6094	5.8%	5.8%	5.8%	5.8%	5.8%	5.8%
DEUTZ BF6M1013-26E3	0.4795	4.0%	3.8%	2.4%	3.0%	1.9%	1.7%
DEUTZ BF6M1013-26E3	0.5232	1.8%	1.9%	2.4%	2.2%	2.6%	2.7%
DEUTZ BF6M1013-26E3	0.5657	5.0%	5.0%	5.1%	5.1%	5.2%	5.2%
DEUTZ BF6M1013-26E3	0.6541	5.4%	5.4%	5.5%	5.4%	5.5%	5.5%
DEUTZ BF6M1013-26E3	0.6967	4.4%	4.5%	4.7%	4.6%	4.7%	4.8%
DEUTZ BF6M1013-26E3	0.7403	3.5%	3.7%	4.1%	3.9%	4.1%	4.3%
DEUTZ BF6M1013-26E3	0.7840	2.5%	2.7%	3.4%	3.1%	3.3%	3.5%
DEUTZ BF6M1013-26E3	0.8276	1.6%	1.9%	2.6%	2.2%	2.5%	2.8%
DEUTZ BF6M1013-26E3	0.8712	0.9%	1.3%	2.0%	1.6%	1.9%	2.2%
DEUTZ BF6M1013-26E3	0.9149	0.5%	0.9%	1.5%	1.2%	1.4%	1.6%
DEUTZ BF6M1013-26E3	0.9574	0.6%	0.8%	1.2%	1.0%	1.1%	1.3%
DEUTZ BF6M1013-26E3	1.0000	1.0%	1.0%	1.0%	1.0%	1.0%	1.0%
DEUTZ BF6M1013-28E3	0.4347	15.5%	14.8%	9.7%	12.3%	8.1%	7.5%
DEUTZ BF6M1013-28E3	0.6080	0.1%	0.1%	0.1%	0.1%	0.1%	0.1%
DEUTZ BF6M1013-28E3	0.4772	10.6%	10.1%	7.5%	8.9%	7.1%	6.6%
DEUTZ BF6M1013-28E3	0.5219	4.4%	4.2%	3.2%	3.7%	3.2%	2.9%
DEUTZ BF6M1013-28E3	0.5644	1.0%	1.0%	0.8%	0.9%	0.8%	0.7%
DEUTZ BF6M1013-28E3	0.6517	0.8%	0.8%	0.6%	0.7%	0.7%	0.6%
DEUTZ BF6M1013-28E3	0.6954	1.5%	1.3%	0.8%	1.1%	0.9%	0.7%
DEUTZ BF6M1013-28E3	0.7390	2.3%	1.9%	1.1%	1.6%	1.4%	1.0%
DEUTZ BF6M1013-28E3	0.7827	3.0%	2.3%	1.2%	1.9%	1.6%	1.1%
DEUTZ BF6M1013-28E3	0.8264	3.1%	2.3%	1.0%	1.8%	1.6%	0.9%
DEUTZ BF6M1013-28E3	0.8700	3.3%	2.3%	1.1%	1.9%	1.7%	1.0%
DEUTZ BF6M1013-28E3	0.9126	2.8%	1.9%	0.9%	1.6%	1.5%	0.9%
DEUTZ BF6M1013-28E3	0.9563	1.8%	1.2%	0.6%	1.1%	1.0%	0.6%
DEUTZ BF6M1013-28E3	0.9999	0.1%	0.1%	0.1%	0.1%	0.1%	0.1%
DEUTZ BF6M1013-30E3	0.4347	14.8%	14.2%	9.6%	11.9%	8.1%	7.5%
DEUTZ BF6M1013-30E3	0.6080	0.1%	0.1%	0.1%	0.1%	0.1%	0.1%
DEUTZ BF6M1013-30E3	0.4772	10.1%	9.8%	7.4%	8.6%	7.0%	6.5%
DEUTZ BF6M1013-30E3	0.5219	4.1%	3.9%	3.0%	3.5%	3.0%	2.7%
DEUTZ BF6M1013-30E3	0.5644	0.9%	0.8%	0.6%	0.7%	0.6%	0.6%
DEUTZ BF6M1013-30E3	0.6517	0.4%	0.3%	0.2%	0.3%	0.2%	0.2%
DEUTZ BF6M1013-30E3	0.6954	1.3%	1.1%	0.7%	0.9%	0.8%	0.6%
DEUTZ BF6M1013-30E3	0.7390	2.3%	1.9%	1.2%	1.6%	1.4%	1.1%
DEUTZ BF6M1013-30E3	0.7827	2.6%	2.0%	1.0%	1.6%	1.3%	0.9%
DEUTZ BF6M1013-30E3	0.8263	2.4%	1.7%	0.6%	1.3%	1.0%	0.5%
DEUTZ BF6M1013-30E3	0.8700	3.2%	2.4%	1.3%	2.0%	1.7%	1.2%
DEUTZ BF6M1013-30E3	0.9126	2.5%	1.8%	0.9%	1.5%	1.3%	0.8%
DEUTZ BF6M1013-30E3	0.9563	1.9%	1.4%	0.9%	1.3%	1.2%	0.9%
DEUTZ BF6M1013-30E3	0.9988	0.2%	0.2%	0.2%	0.2%	0.2%	0.2%
DEUTZ BF6M1015	0.4351	23.8%	22.6%	17.7%	20.7%	18.1%	16.5%
DEUTZ BF6M1015	0.5698	0.6%	0.7%	0.7%	0.7%	0.7%	0.7%
DEUTZ BF6M1015	0.5260	2.6%	2.5%	2.1%	2.4%	2.3%	2.1%
DEUTZ BF6M1015	0.6157	2.0%	1.8%	1.4%	1.7%	1.7%	1.4%
DEUTZ BF6M1015	0.7014	4.9%	3.6%	1.8%	3.2%	3.1%	2.0%
DEUTZ BF6M1015	0.7882	6.0%	3.4%	0.8%	3.1%	3.1%	1.2%
DEUTZ BF6M1015	0.8712	7.1%	4.0%	1.8%	3.9%	4.1%	2.2%
DEUTZ BF6M1015	0.9133	6.7%	4.0%	2.3%	4.0%	4.2%	2.7%

MARCA MODELO	$\omega x/\omega N$	error Cuad.	error Recip Cuad.	error Racio Cuad.	error Hoerl	error H. Capac	error Vapor
FDC4118Q FDC4118Q	0.3787	5.8%	5.3%	0.0%	2.6%	2.1%	2.8%
FDC4118Q FDC4118Q	0.5631	3.4%	3.4%	3.4%	3.4%	3.4%	3.4%
FDC4118Q FDC4118Q	0.4395	4.6%	4.4%	2.4%	3.4%	2.0%	1.6%
FDC4118Q FDC4118Q	0.5004	4.0%	3.9%	3.5%	3.7%	3.5%	3.3%
FDC4118Q FDC4118Q	0.6257	4.1%	4.1%	3.8%	3.9%	3.8%	3.7%
FDC4118Q FDC4118Q	0.6866	4.6%	4.3%	3.6%	4.0%	3.8%	3.5%
FDC4118Q FDC4118Q	0.7493	4.7%	4.2%	3.1%	3.7%	3.4%	2.9%
FDC4118Q FDC4118Q	0.8119	4.3%	3.6%	2.2%	3.0%	2.7%	2.1%
FDC4118Q FDC4118Q	0.8746	3.0%	2.2%	1.0%	1.8%	1.5%	0.9%
FDC4118Q FDC4118Q	0.9355	1.4%	0.7%	0.0%	0.5%	0.3%	0.1%
FDC4118Q FDC4118Q	0.9853	0.3%	0.5%	0.7%	0.6%	0.6%	0.7%
FDC4118Q-KA FDC4118Q-KA	0.4109	1.0%	0.2%	6.7%	3.4%	9.6%	10.1%
FDC4118Q-KA FDC4118Q-KA	0.6040	0.3%	0.3%	0.3%	0.3%	0.3%	0.3%
FDC4118Q-KA FDC4118Q-KA	0.4837	0.3%	0.7%	3.0%	1.8%	3.3%	3.8%
FDC4118Q-KA FDC4118Q-KA	0.5431	0.0%	0.1%	0.6%	0.3%	0.6%	0.7%
FDC4118Q-KA FDC4118Q-KA	0.6665	0.6%	0.5%	0.2%	0.4%	0.3%	0.2%
FDC4118Q-KA FDC4118Q-KA	0.7290	2.3%	1.9%	1.1%	1.6%	1.3%	1.0%
FDC4118Q-KA FDC4118Q-KA	0.7870	3.2%	2.4%	1.2%	2.0%	1.7%	1.1%
FDC4118Q-KA FDC4118Q-KA	0.8450	3.0%	2.1%	0.7%	1.6%	1.4%	0.7%
FDC4118Q-KA FDC4118Q-KA	0.9060	1.3%	0.3%	0.8%	0.0%	0.2%	0.8%
FDC4118ZLQ FDC4118ZLQ	0.3125	11.8%	11.5%	1.0%	5.7%	8.5%	6.1%
FDC4118ZLQ FDC4118ZLQ	0.5564	2.2%	2.2%	2.3%	2.2%	2.3%	2.3%
FDC4118ZLQ FDC4118ZLQ	0.3748	5.6%	5.3%	0.0%	2.4%	3.1%	3.1%
FDC4118ZLQ FDC4118ZLQ	0.4391	1.1%	0.9%	1.2%	0.2%	2.0%	2.3%
FDC4118ZLQ FDC4118ZLQ	0.4939	1.2%	1.3%	2.1%	1.7%	2.2%	2.4%
FDC4118ZLQ FDC4118ZLQ	0.6246	0.9%	0.9%	0.9%	0.9%	0.9%	1.0%
FDC4118ZLQ FDC4118ZLQ	0.6871	0.1%	0.2%	0.5%	0.4%	0.5%	0.6%
FDC4118ZLQ FDC4118ZLQ	0.7515	0.8%	0.6%	0.0%	0.3%	0.1%	0.1%
FDC4118ZLQ FDC4118ZLQ	0.8160	1.9%	1.6%	0.9%	1.3%	1.0%	0.7%
FDC4118ZLQ FDC4118ZLQ	0.8785	2.1%	1.7%	1.0%	1.4%	1.1%	0.8%
FDC4118ZLQ FDC4118ZLQ	0.9411	2.4%	2.2%	1.7%	2.0%	1.8%	1.6%
FDC4118ZLQ FDC4118ZLQ	0.9999	2.2%	2.2%	2.2%	2.2%	2.2%	2.2%
FDC6118BZLQ FDC6118BZLQ	0.4542	9.2%	9.1%	7.6%	8.3%	7.2%	6.9%
FDC6118BZLQ FDC6118BZLQ	0.5874	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%
FDC6118BZLQ FDC6118BZLQ	0.5384	1.3%	1.2%	1.1%	1.2%	1.1%	1.1%
FDC6118BZLQ FDC6118BZLQ	0.6139	0.3%	0.2%	0.2%	0.2%	0.2%	0.2%
FDC6118BZLQ FDC6118BZLQ	0.6953	0.8%	0.6%	0.1%	0.4%	0.2%	0.0%
FDC6118BZLQ FDC6118BZLQ	0.7705	1.0%	0.7%	0.2%	0.3%	0.0%	0.4%
FDC6118BZLQ FDC6118BZLQ	0.8478	0.5%	0.1%	0.9%	0.4%	0.7%	1.1%
FDC6118BZLQ FDC6118BZLQ	0.9250	0.3%	0.7%	1.4%	1.0%	1.2%	1.5%
FDC6118BZLQ FDC6118BZLQ	0.9920	1.4%	1.4%	1.5%	1.5%	1.5%	1.5%
FDC4118KEZLQ FDC4118KEZLQ	0.4446	19.2%	18.2%	12.7%	15.6%	11.6%	10.5%
FDC4118KEZLQ FDC4118KEZLQ	0.6136	0.6%	0.6%	0.6%	0.6%	0.6%	0.6%
FDC4118KEZLQ FDC4118KEZLQ	0.5003	7.4%	6.9%	4.8%	6.0%	4.9%	4.2%
FDC4118KEZLQ FDC4118KEZLQ	0.5726	1.8%	1.7%	1.5%	1.6%	1.6%	1.5%
FDC4118KEZLQ FDC4118KEZLQ	0.6437	0.8%	0.7%	0.6%	0.7%	0.6%	0.6%
FDC4118KEZLQ FDC4118KEZLQ	0.7181	0.1%	0.6%	1.5%	0.9%	1.1%	1.5%
FDC4118KEZLQ FDC4118KEZLQ	0.7888	1.8%	2.9%	4.5%	3.3%	3.5%	4.4%
FDC4118KEZLQ FDC4118KEZLQ	0.8595	4.5%	6.1%	7.7%	6.4%	6.5%	7.6%
FDC4118KEZLQ FDC4118KEZLQ	0.9318	8.3%	9.6%	10.6%	9.8%	9.8%	10.5%
FDC4118KEZLQ FDC4118KEZLQ	1.0022	12.7%	12.7%	12.6%	12.6%	12.7%	12.6%

MARCA MODELO	$\omega x/\omega N$	error Cuad.	error Recip Cuad.	error Racio Cuad.	error Hoerl	error H. Capac	error Vapor
FDY6G230-2 FDY6G230-2	0.4032	19.7%	16.3%	36.5%	33.7%	89.2%	54.9%
FDY6G230-2 FDY6G230-2	0.4433	15.5%	14.0%	30.3%	26.8%	60.0%	43.6%
FDY6G230-2 FDY6G230-2	0.4557	14.5%	13.5%	28.5%	24.9%	53.0%	40.4%
FDY6G230-2 FDY6G230-2	0.4889	12.2%	12.0%	23.9%	20.4%	38.1%	32.2%
FDY6G230-2 FDY6G230-2	0.5096	11.1%	11.2%	21.2%	17.9%	31.0%	27.6%
FDY6G230-2 FDY6G230-2	0.5386	9.3%	9.7%	17.3%	14.5%	22.7%	21.5%
FDY6G230-2 FDY6G230-2	0.5621	8.0%	8.6%	14.4%	12.0%	17.5%	17.2%
FDY6G230-2 FDY6G230-2	0.5925	5.9%	6.5%	10.4%	8.6%	11.7%	11.9%
FDY6G230-2 FDY6G230-2	0.6173	4.6%	5.0%	7.7%	6.4%	8.2%	8.6%
FDY6G230-2 FDY6G230-2	0.6476	2.7%	3.0%	4.5%	3.7%	4.6%	4.9%
FDY6G230-2 FDY6G230-2	0.6725	1.6%	1.8%	2.6%	2.2%	2.6%	2.8%
FDY6G230-2 FDY6G230-2	0.7014	0.2%	0.3%	0.6%	0.4%	0.5%	0.6%
FDY6G230-2 FDY6G230-2	0.7262	1.2%	1.1%	1.1%	1.1%	1.1%	1.1%
FDY6G230-2 FDY6G230-2	0.7537	2.6%	2.6%	2.6%	2.6%	2.6%	2.6%
FDY6G230-2 FDY6G230-2	0.7813	4.1%	4.0%	4.0%	4.0%	4.0%	4.0%
FDY6G230-2 FDY6G230-2	0.8322	5.2%	4.9%	4.6%	4.8%	4.7%	4.6%
FDY6G230-2 FDY6G230-2	0.8708	5.4%	5.0%	4.4%	4.8%	4.7%	4.5%
FDY6G230-2 FDY6G230-2	0.8901	5.2%	4.7%	4.1%	4.5%	4.4%	4.1%
FDY6G230-2 FDY6G230-2	0.9451	3.7%	3.1%	2.6%	3.1%	3.0%	2.7%
FDY6G230-2 FDY6G230-2	0.9975	0.9%	0.9%	0.8%	0.9%	0.9%	0.8%
ISUZU 4BD1	0.4940	1.3%	1.8%	7.2%	4.8%	9.6%	9.7%
ISUZU 4BD1	0.7188	0.3%	0.3%	0.2%	0.2%	0.2%	0.2%
ISUZU 4BD1	0.5493	0.5%	0.9%	3.2%	2.1%	3.8%	4.1%
ISUZU 4BD1	0.6070	0.1%	0.0%	0.7%	0.3%	0.7%	0.9%
ISUZU 4BD1	0.6635	0.6%	0.6%	0.5%	0.5%	0.5%	0.5%
ISUZU 4BD1	0.7765	0.1%	0.1%	0.5%	0.2%	0.4%	0.5%
ISUZU 4BD1	0.8342	0.7%	1.1%	1.8%	1.4%	1.5%	1.8%
ISUZU 4BD1	0.8907	2.0%	2.6%	3.3%	2.8%	3.0%	3.3%
ISUZU 4BD1	0.9483	3.6%	4.0%	4.5%	4.2%	4.2%	4.5%
ISUZU 4BD1	1.0048	5.5%	5.5%	5.4%	5.5%	5.4%	5.4%
ISUZU 4BD1	1.0601	7.5%	6.4%	5.5%	6.2%	6.1%	5.6%
ISUZU 4BD1T	0.4464	2.2%	2.3%	3.8%	3.1%	4.2%	4.4%
ISUZU 4BD1T	0.5732	6.3%	6.3%	6.3%	6.3%	6.3%	6.3%
ISUZU 4BD1T	0.4982	4.1%	4.1%	4.5%	4.3%	4.6%	4.7%
ISUZU 4BD1T	0.6482	5.4%	5.5%	5.7%	5.6%	5.7%	5.8%
ISUZU 4BD1T	0.7143	5.3%	5.5%	6.1%	5.8%	6.0%	6.2%
ISUZU 4BD1T	0.7857	4.8%	5.2%	6.1%	5.6%	5.9%	6.3%
ISUZU 4BD1T	0.8500	4.6%	5.1%	6.0%	5.5%	5.8%	6.2%
ISUZU 4BD1T	0.9232	4.5%	4.9%	5.6%	5.2%	5.4%	5.7%
ISUZU 4BD1T	1.0000	4.9%	4.9%	4.9%	4.9%	4.9%	4.9%
ISUZU 4HE1T	0.3401	2.4%	2.7%	15.6%	10.4%	29.8%	24.7%
ISUZU 4HE1T	0.5414	26.4%	26.5%	27.3%	26.9%	27.5%	27.7%
ISUZU 4HE1T	0.3871	13.4%	13.7%	22.1%	18.5%	28.5%	27.2%
ISUZU 4HE1T	0.4587	24.8%	25.1%	28.7%	27.0%	30.3%	30.5%
ISUZU 4HE1T	0.6143	23.1%	23.1%	23.2%	23.1%	23.2%	23.2%
ISUZU 4HE1T	0.6841	19.9%	19.9%	20.0%	19.9%	20.0%	20.0%
ISUZU 4HE1T	0.8113	14.5%	14.7%	15.4%	15.0%	15.3%	15.5%
ISUZU 4JB1	0.2778	2.4%	2.1%	15.4%	8.3%	40.2%	28.8%
ISUZU 4JB1	0.5921	4.3%	4.4%	4.4%	4.4%	4.4%	4.4%
ISUZU 4JB1	0.3461	0.9%	1.3%	10.9%	6.7%	18.7%	17.0%
ISUZU 4JB1	0.4158	2.5%	2.8%	7.2%	5.2%	9.2%	9.5%
ISUZU 4JB1	0.4855	3.5%	3.7%	5.1%	4.4%	5.5%	5.7%
ISUZU 4JB1	0.5552	4.3%	4.4%	4.6%	4.5%	4.6%	4.7%
ISUZU 4JB1	0.6249	4.2%	4.2%	4.2%	4.2%	4.2%	4.2%
ISUZU 4JB1	0.6932	4.4%	4.4%	4.7%	4.6%	4.7%	4.8%
ISUZU 4JB1	0.7615	4.7%	4.9%	5.5%	5.2%	5.4%	5.6%
ISUZU 4JB1	0.8299	5.7%	6.0%	6.9%	6.4%	6.7%	7.0%
ISUZU 4JB1	0.9009	6.2%	6.6%	7.3%	6.9%	7.1%	7.4%
ISUZU 4JB1	0.9720	6.5%	6.6%	6.9%	6.8%	6.8%	6.9%

MARCA MODELO	$\omega x/\omega N$	error Cuad.	error Recip Cuad.	error Racio Cuad.	error Hoerl	error H. Capac	error Vapor
ISUZU 6BD1T	0.4478	4.5%	4.2%	0.0%	1.9%	1.9%	2.1%
ISUZU 6BD1T	0.6446	0.2%	0.2%	0.2%	0.2%	0.2%	0.2%
ISUZU 6BD1T	0.5043	1.7%	1.5%	0.3%	0.6%	0.8%	1.0%
ISUZU 6BD1T	0.5699	0.6%	0.5%	0.1%	0.3%	0.1%	0.0%
ISUZU 6BD1T	0.7123	0.0%	0.1%	0.3%	0.2%	0.3%	0.3%
ISUZU 6BD1T	0.7836	0.0%	0.2%	0.7%	0.4%	0.6%	0.8%
ISUZU 6BD1T	0.8533	0.2%	0.1%	0.8%	0.4%	0.7%	0.9%
ISUZU 6BD1T	0.9248	0.1%	0.2%	0.8%	0.5%	0.6%	0.9%
ISUZU 6BD1T	0.9999	0.5%	0.5%	0.5%	0.5%	0.5%	0.5%
ISUZU 6HF1	0.3849	11.8%	11.5%	7.4%	9.3%	5.4%	5.1%
ISUZU 6HF1	0.4177	7.5%	7.3%	4.7%	5.9%	3.8%	3.4%
ISUZU 6HF1	0.4612	4.8%	4.7%	3.5%	4.0%	3.2%	3.0%
ISUZU 6HF1	0.5019	3.4%	3.3%	2.9%	3.1%	2.8%	2.7%
ISUZU 6HF1	0.5425	2.8%	2.8%	2.7%	2.7%	2.7%	2.7%
ISUZU 6HF1	0.5776	2.5%	2.5%	2.5%	2.5%	2.5%	2.5%
ISUZU 6HF1	0.6181	2.5%	2.5%	2.4%	2.5%	2.4%	2.4%
ISUZU 6HF1	0.6586	2.9%	2.9%	2.6%	2.7%	2.6%	2.5%
ISUZU 6HF1	0.6936	3.1%	3.0%	2.6%	2.8%	2.6%	2.4%
ISUZU 6HF1	0.7287	3.3%	3.1%	2.5%	2.8%	2.5%	2.3%
ISUZU 6HF1	0.7691	3.5%	3.3%	2.5%	2.9%	2.6%	2.3%
ISUZU 6HF1	0.8149	3.4%	3.1%	2.2%	2.6%	2.3%	2.0%
ISUZU 6HF1	0.8446	3.3%	2.9%	2.0%	2.5%	2.2%	1.8%
ISUZU 6HF1	0.8850	3.1%	2.7%	1.8%	2.3%	2.0%	1.7%
ISUZU 6HF1	0.9173	3.0%	2.7%	2.0%	2.3%	2.1%	1.8%
ISUZU 6HF1	0.9631	2.3%	2.1%	1.7%	1.9%	1.8%	1.6%
ISUZU 6HF1	0.9981	1.9%	1.9%	1.9%	1.9%	1.9%	1.9%
IVECO SOFIM 8140,43	0.3289	25.5%	25.2%	21.6%	23.4%	20.0%	19.4%
IVECO SOFIM 8140,43	0.4896	9.9%	9.9%	9.9%	9.9%	9.9%	9.9%
IVECO SOFIM 8140,43	0.6628	13.0%	12.8%	11.9%	12.4%	12.0%	11.7%
IVECO SOFIM 8140,43	0.8321	14.3%	13.8%	12.5%	13.2%	12.8%	12.2%
IVECO SOFIM 8140,43	0.9935	12.6%	12.6%	12.5%	12.5%	12.5%	12.5%
IVECO SOFIM 8140,43N	0.3338	15.6%	15.6%	15.1%	15.3%	14.9%	14.7%
IVECO SOFIM 8140,43N	0.4059	0.1%	0.1%	0.1%	0.1%	0.1%	0.1%
IVECO SOFIM 8140,43N	0.4953	1.6%	1.5%	1.3%	1.4%	1.3%	1.2%
IVECO SOFIM 8140,43N	0.6660	3.3%	3.0%	1.9%	2.4%	2.0%	1.5%
IVECO SOFIM 8140,43N	0.8368	3.0%	2.7%	1.6%	2.0%	1.6%	1.2%
IVECO SOFIM 8140,43N	1.0007	0.8%	0.8%	0.8%	0.8%	0.8%	0.8%
IVECO SOFIM 8140,43S	0.3330	12.0%	11.8%	8.3%	10.0%	6.9%	6.3%
IVECO SOFIM 8140,43S	0.4139	3.6%	3.5%	2.8%	3.2%	2.7%	2.5%
IVECO SOFIM 8140,43S	0.4933	4.1%	4.1%	4.1%	4.1%	4.1%	4.1%
IVECO SOFIM 8140,43S	0.6640	4.4%	4.2%	3.3%	3.7%	3.4%	3.0%
IVECO SOFIM 8140,43S	0.8348	2.5%	2.0%	0.7%	1.4%	1.0%	0.4%
IVECO SOFIM 8140,43S	0.9976	0.7%	0.7%	0.8%	0.7%	0.8%	0.8%
IVECO SOFIM 8142,23	0.3289	15.1%	14.7%	8.7%	11.6%	5.7%	5.1%
IVECO SOFIM 8142,23	0.4900	1.3%	1.3%	1.5%	1.4%	1.5%	1.5%
IVECO SOFIM 8142,23	0.6638	2.6%	2.3%	1.6%	2.0%	1.7%	1.4%
IVECO SOFIM 8142,23	0.8356	4.1%	3.4%	2.1%	2.8%	2.4%	1.8%
IVECO SOFIM 8142,23	0.9995	1.7%	1.7%	1.7%	1.7%	1.7%	1.7%
IVECO SOFIM 8142,43	0.3353	10.5%	10.3%	7.0%	8.6%	5.6%	5.1%
IVECO SOFIM 8142,43	0.4564	1.0%	1.0%	1.2%	1.1%	1.2%	1.2%
IVECO SOFIM 8142,43	0.4940	0.6%	0.6%	0.6%	0.6%	0.6%	0.6%
IVECO SOFIM 8142,43	0.6647	1.6%	1.4%	0.5%	0.9%	0.6%	0.2%
IVECO SOFIM 8142,43	0.8353	2.8%	2.2%	1.0%	1.6%	1.2%	0.7%
IVECO SOFIM 8142,43	0.9980	0.6%	0.6%	0.6%	0.6%	0.6%	0.6%