

# Proyecto Fin de Grado

## Grado en Tecnologías Industriales

### Análisis numérico del sistema de admisión de un motor de combustión interna alternativo de encendido por chispa

Autor: Francisco Carmona Canalejo

Tutor: Miguel Torres García

**Dep. Ingeniería Energética**  
**Escuela Técnica Superior de Ingeniería**  
**Universidad de Sevilla**

Sevilla, 2016





---

Proyecto Fin de Carrera  
Ingeniería en Tecnologías Industriales

**Análisis numérico del sistema de admisión de un  
motor de combustión interna alternativo de  
encendido por chispa**

Autor:

Francisco Carmona Canalejo

Tutor:

Miguel Torres García

Profesor titular

Dep. de Ingeniería Energética  
Escuela Técnica Superior de Ingeniería  
Universidad de Sevilla  
Sevilla, 2016



---

Proyecto Fin de Carrera: Análisis numérico del sistema de admisión de un motor de combustión interna alternativo de encendido por chispa

Autor: Francisco Carmona Canalejo

Tutor: Miguel Torres García

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2016

El Secretario del Tribunal

---

*A mi familia*

*A mi tutor en este proyecto*



---

# Agradecimientos

---

A mis padres, los cuales merecen mucho más que estas palabras de agradecimiento, amor y admiración.

*Francisco Carmona Canalejo*  
*Sevilla, 14 de septiembre de 2016*



---

# Resumen

---

Este proyecto versa sobre el diseño y análisis de las diferentes partes del sistema de admisión de aire de un motor de encendido provocado, en particular para un motor utilizado ampliamente en el mundo de la competición.

En un primer apartado comentaremos los fundamentos en los que se basa el funcionamiento de un motor de combustión y algunos de sus componentes. A continuación, mostraremos los resultados obtenidos de las simulaciones realizadas, buscando el objetivo de mejora de las prestaciones del motor de combustión, en este caso el motor Honda CBR.

El sistema de admisión de aire es un componente imprescindible del motor, y es crítico en la cantidad de energía producida por el motor. Sin embargo, está integrado por muchos sub-componentes que deben funcionar bien y de forma armónica, a fin de que el motor realice correctamente su función.

Como herramienta utilizaremos el Software LOTUS SOFTWARE ENGENIERING, que nos ayudará en el proceso de análisis y diseño del sistema de admisión mediante simulaciones virtuales. El software también nos permitirá analizar el efecto de las diferentes variaciones del diseño en la potencia, el par, y otros parámetros hasta obtener el diseño óptimo que nos permita obtener el mayor rendimiento posible de nuestro motor.



---

# Índice

---

<b>Agradecimientos</b>	<b>ix</b>
<b>Resumen</b>	<b>xi</b>
<b>Índice</b>	<b>xiii</b>
Índice de Tablas	xiv
Índice de Figuras	xvi
<b>Notación</b>	<b>xix</b>
<b>1 Objetivos</b>	<b>xxi</b>
<b>2 Fundamentos</b>	<b>23</b>
<b>3 Simulaciones</b>	<b>66</b>
<b>4 Conclusiones</b>	<b>97</b>
<b>5 Bibliografía</b>	<b>102</b>
<b>6 Anexos</b>	<b>103</b>
<b>7 Tutorial lotus software</b>	<b>124</b>

# Índice de Tablas

---

<i>Tabla 1.1: Parámetros fundamentales de los MCIA</i>	39
<i>Tabla 2.1: Parámetros del motor en función del AAA/RCA</i>	97
<i>Tabla 3.2.1.1: Datos obtenidos para una temperatura de -10°C</i>	107
<i>Tabla 4.2.1.2: Datos obtenidos para una temperatura de 0°C</i>	107
<i>Tabla 5.2.1.3: Datos obtenidos para una temperatura de 10°C</i>	108
<i>Tabla 6.2.1.4: Datos obtenidos para una temperatura de 20°C</i>	108
<i>Tabla 7.2.1.5: Datos obtenidos para una temperatura de 30°C</i>	108
<i>Tabla 8.2.1.6: Datos obtenidos para una temperatura de 40°C</i>	108
<i>Tabla 9.2.1.7: Datos obtenidos para una temperatura de 50°C</i>	109
<i>Tabla 10.2.2.1: Datos obtenidos para una relación de compresión de 11.3:1</i>	109
<i>Tabla 11.2.2.2: Datos obtenidos para una relación de compresión de 11.6:1</i>	110
<i>Tabla 12.2.2.3: Datos obtenidos para una relación de compresión de 11.9:1</i>	110
<i>Tabla 13.2.2.4: Datos obtenidos para una relación de compresión de 12.2:1</i>	110
<i>Tabla 14.2.2.5: Datos obtenidos para una relación de compresión de 12.5:1</i>	111
<i>Tabla 15.2.2.6: Datos obtenidos para una relación de compresión de 12.8:1</i>	111
<i>Tabla 16.2.2.7: Datos obtenidos para una relación de compresión de 13.1:1</i>	111
<i>Tabla 17.2.3.1: Potencia obtenida para un RAA de 15 grados</i>	112
<i>Tabla 18.2.3.2: Potencia obtenida para un RAA de 10 grados</i>	112
<i>Tabla 19.2.3.3: Potencia obtenida para un RAA de 5 grados</i>	112
<i>Tabla 20.2.3.4: Potencia obtenida para un AAA de 0 grados</i>	113
<i>Tabla 21.2.3.5: Potencia obtenida para un AAA de 5 grados</i>	113
<i>Tabla 22.2.3.6: Potencia obtenida para un AAA de 10 grados</i>	114
<i>Tabla 23.2.3.7: Potencia obtenida para un AAA de 15 grados</i>	114
<i>Tabla 24.2.3.8: Par obtenido para un RAA de 15 grados</i>	114
<i>Tabla 25.2.3.9: Par obtenido para un RAA de 10 grados</i>	115
<i>Tabla 26.2.3.10: Par obtenido para un RAA de 5 grados</i>	115
<i>Tabla 27.2.3.11: Par obtenido para un AAA de 0 grados</i>	116
<i>Tabla 28.2.3.12: Par obtenido para un AAA de 5 grados</i>	116
<i>Tabla 29.2.3.13: Par obtenido para un AAA de 10 grados</i>	116
<i>Tabla 30.2.3.14: Par obtenido para un AAA de 15 grados</i>	117
<i>Tabla 31.2.3.15: Consumo específico obtenido para un RAA de 15 grados</i>	117
<i>Tabla 32.2.3.16: Consumo específico obtenido para un RAA de 10 grados</i>	118
<i>Tabla 33.2.3.17: Consumo específico obtenido para un RAA de 5 grados</i>	118
<i>Tabla 34.2.3.18: Consumo específico obtenido para un AAA de 0 grados</i>	119

---

<i>Tabla 35.2.3.19: Consumo específico obtenido para un AAA de 5 grados</i>	<i>119</i>
<i>Tabla 36.2.3.20: Consumo específico obtenido para un AAA de 10 grados</i>	<i>119</i>
<i>Tabla 37.2.3.21: Consumo específico obtenido para un AAA de 15 grados</i>	<i>120</i>
<i>Tabla 38.2.3.21: Eficiencia Volumétrica obtenido para un RAA de 15 grados</i>	<i>120</i>
<i>Tabla 39.2.3.22: Eficiencia Volumétrica obtenido para un RAA de 10 grados</i>	<i>121</i>
<i>Tabla 40.2.3.23: Eficiencia Volumétrica obtenido para un RAA de 5 grados</i>	<i>121</i>
<i>Tabla 41.2.3.24: Eficiencia Volumétrica obtenido para un AAA de 0 grados</i>	<i>122</i>
<i>Tabla 42.2.3.25: Eficiencia Volumétrica obtenido para un AAA de 5 grados</i>	<i>122</i>
<i>Tabla 43.2.3.26: Eficiencia Volumétrica obtenido para un AAA de 10 grados</i>	<i>123</i>
<i>Tabla 44.2.3.27: Eficiencia Volumétrica obtenido para un AAA de 15 grados</i>	<i>123</i>
<i>Tabla 45.1: Barra de menú del programa</i>	<i>128</i>

# Índice de Figuras

---

<i>Fig 1.1: Despiece de un motor de 4T</i>	24
<i>Fig 1.2: Esquema de una culata de motor de inyección indirecta</i>	25
<i>Fig 1.3: Pistón y segmentos</i>	26
<i>Fig 1.4: Biela</i>	27
<i>Fig 1.5: Cigüeñal</i>	27
<i>Fig 1.6: Imagen y esquema de una de las válvulas</i>	28
<i>Fig 1.7: Esquema de las partes de una bujía</i>	28
<i>Fig 1.8: Árbol de levas</i>	29
<i>Fig 1.9: Culata y válvulas de un motor que utiliza dos árboles de levas</i>	29
<i>Fig 1.10: Carter de aceite de un Ford Escort</i>	30
<i>Fig 1.11: Esquema general de un motor de combustión interna alternativo</i>	31
<i>Fig 1.12: Motor de encendido provocado o por chispa</i>	32
<i>Fig 1.13: Proceso de funcionamiento de un motor de 4T</i>	34
<i>Fig 1.14: Proceso de funcionamiento de un motor de 2T</i>	34
<i>Fig 1.15: Disposiciones constructivas de los motores</i>	36
<i>Fig 1.16: Puntos de referencia en el cilindro de combustión interna</i>	39
<i>Fig 1.17: Determinación de la presión media indicada en un motor de 4T</i>	40
<i>Fig 1.18: Proceso de admisión ideal</i>	46
<i>Fig 1.19: Parámetros geométricos característicos de una válvula</i>	49
<i>Fig 1.20: Valores típicos de los parámetros geométricos de las válvulas de admisión y escape</i>	49
<i>Fig 1.21: Levantamiento y área mínima de paso de válvulas de admisión y escape</i>	50
<i>Fig 1.22: Coeficiente de descarga en función del levantamiento en una válvula de admisión típica</i>	52
<i>Fig 1.23: Influencia del levantamiento máximo de la válvula de admisión en el</i>	52
<i>Fig 1.24: Sistema de admisión de longitud variable de un motor MazRelación carrera-diámetro</i>	53
<i>Fig 1.25: Rendimiento volumétrico en función del índice de Mach</i>	56
<i>Fig 1.26: Rendimiento volumétrico en función del número de Mach</i>	57
<i>Fig 1.27: Rendimiento volumétrico en función régimen de giro para distintas secciones efectivas</i>	57
<i>Fig 1.28: Rendimiento volumétrico en función del régimen de giro y el RCA</i>	58
<i>Fig 1.29: Rendimiento volumétrico en función de la velocidad media del pistón.</i>	59
<i>Fig 1.30: Diagramas circulares de la distribución teórica y real de un motor 4T</i>	62
<i>Fig 1.31: Motor CBR 600 RR</i>	67
<i>Fig 1.32: Curvas de par/potencia de una CBR600 RR</i>	67
<i>Fig 2.1: Imágenes del LOTUS SOFTWARE 1</i>	69
<i>Fig 2.2: Imágenes del LOTUS SOFTWARE 2</i>	70
<i>Fig 2.3: Imágenes del LOTUS SOFTWARE 3</i>	71

<i>Fig 2.4: Determinación de los grados de apertura y cierra de las válvulas de admisión y escape</i>	71
<i>Fig 2.5: Gráfica y datos de las toberas de admisión y escape</i>	72
<i>Fig 2.6: Modelo real Honda CBR 600 RR</i>	73
<i>Fig 2.7: Parámetros CBR 600 RR</i>	73
<i>Fig 2.8: Modelo dinámico real Honda CBR 600 RR</i>	74
<i>Fig 2.9: Potencia (Kw) obtenida en función de la temperatura</i>	76
<i>Fig 2.10: Par (N/m) obtenido en función de la temperatura</i>	76
<i>Fig 2.11: Gasto específico (gr/kWh) obtenido en función de la temperatura</i>	77
<i>Fig 2.12: Eficiencia Volumétrica obtenida en función de la temperatura</i>	78
<i>Fig 2.13: Potencia (kW) en función de la relación de compresión</i>	79
<i>Fig 2.14: Par (N/m) en función de la relación de compresión</i>	79
<i>Fig 2.15: Gasto específico en función de la relación de compresión</i>	80
<i>Fig 2.16: Eficiencia volumétrica en función de la relación de compresión</i>	81
<i>Fig 2.17: Potencia (kW) obtenida para distintos valores de AAA y de RCA.</i>	83
<i>Fig 2.18: Potencia (kW) obtenida para un AAA de 15° y variaciones en el RCA.</i>	83
<i>Fig 2.19: Potencia (kW) obtenida para un AAA de 10° y variaciones en el RCA.</i>	84
<i>Fig 2.20: Potencia (kW) obtenida para un AAA de 5° y variaciones en el RCA.</i>	84
<i>Fig 2.21: Potencia (kW) obtenida para un AAA de 0° y variaciones en el RCA.</i>	85
<i>Fig 2.22: Potencia (kW) obtenida para un RAA de 5° y variaciones en el RCA</i>	85
<i>Fig 2.23: Potencia (kW) obtenida para un RAA de 10° y variaciones en el RCA.</i>	85
<i>Fig 2.24: Potencia (kW) obtenida para un RAA de 15° y variaciones en el RCA.</i>	86
<i>Fig 2.25: Par (N/m) obtenido para distintos valores de AAA y de RCA.</i>	86
<i>Fig 2.26: Par (N/m) obtenido para un AAA de 15° y variaciones en el RCA.</i>	87
<i>Fig 2.27: Par (N/m) obtenido para un AAA de 10° y variaciones en el RCA.</i>	87
<i>Fig 2.28: Par (N/m) obtenido para un AAA de 5° y variaciones en el RCA.</i>	87
<i>Fig 2.29: Par (N/m) obtenido para un AAA de 0° y variaciones en el RCA.</i>	88
<i>Fig 2.30: Par (N/m) obtenido para un RAA de 5° y variaciones en el RCA.</i>	88
<i>Fig 2.31: Par (N/m) obtenido para un RAA de 10° y variaciones en el RCA.</i>	88
<i>Fig 2.32: Par (N/m) obtenido para un RAA de 15° y variaciones en el RCA.</i>	89
<i>Fig 2.33: Gasto específico (gr/kWh) obtenido para distintos valores de AAA y de RCA.</i>	90
<i>Fig 2.34: Gasto específico (gr/kWh) obtenido para un AAA de 15° y variaciones en el RCA.</i>	90
<i>Fig 2.35: Gasto específico (gr/kWh) obtenido para un AAA de 10° y variaciones en el RCA.</i>	91
<i>Fig 2.36: Gasto específico (gr/kWh) obtenido para un AAA de 5° y variaciones en el RCA.</i>	91
<i>Fig 2.37: Gasto específico (gr/kWh) obtenido para un AAA de 0° y variaciones en el RCA.</i>	92
<i>Fig 2.38: Gasto específico (gr/kWh) obtenido para un RAA de 5° y variaciones en el RCA.</i>	92
<i>Fig 2.39: Gasto específico (gr/kWh) obtenido para un RAA de 10° y variaciones en el RCA.</i>	92
<i>Fig 2.40: Gasto específico (gr/kWh) obtenido para un RAA de 15° y variaciones en el RCA.</i>	93
<i>Fig 2.41: Eficiencia volumétrica obtenida para distintos valores de AAA y de RCA.</i>	93
<i>Fig 2.42: Eficiencia volumétrica obtenida para un AAA de 15° y variaciones en el RCA.</i>	94

<i>Fig 2.43: Eficiencia volumétrica obtenida para un AAA de 10° y variaciones en el RCA.</i>	94
<i>Fig 2.44: Eficiencia volumétrica obtenida para un AAA de 5° y variaciones en el RCA.</i>	94
<i>Fig 2.45: Eficiencia volumétrica obtenida para un AAA de 0° y variaciones en el RCA.</i>	94
<i>Fig 2.46: Eficiencia volumétrica obtenida para un RAA de 5° y variaciones en el RCA.</i>	95
<i>Fig 2.47: Eficiencia volumétrica obtenida para un RAA de 10° y variaciones en el RCA.</i>	95
<i>Fig 2.48: Eficiencia volumétrica obtenida para un RAA de 15° y variaciones en el RCA.</i>	96
<i>Fig 3.1: Configuración distribución variable para el rango 1000-9000 rpm</i>	98
<i>Fig 3.2: Configuración distribución variable para el rango 9000-17000 rpm</i>	98
<i>Fig 3.3: Configuración distribución Honda CBR600</i>	99
<i>Fig 5.1: Especificaciones técnicas Honda CBR 600 RR</i>	103
<i>Fig 5.2: Especificaciones técnicas Honda CBR 600 R</i>	104
<i>Fig 5.3: Especificaciones técnicas Honda CBR 600 RR</i>	104
<i>Fig 5.4: Especificaciones técnicas Honda CBR 600 RR</i>	105
<i>Fig 5.5: Especificaciones técnicas Honda CBR 600 RR</i>	105
<i>Fig 5.6: Especificaciones técnicas Honda CBR 600 RR</i>	106
<i>Fig 6.1: Ventana principal del programa</i>	124
<i>Fig 6.1: Cuadro de simulación del programa</i>	128
<i>Fig 6.3: Seguimiento de la simulación del modelo</i>	129
<i>Fig 6.4: Resultados de la simulación en formato .txt</i>	130
<i>Fig 6.5: Resultados de la simulación en formato .mrs</i>	131
<i>Fig 6.6: Resultados de la simulación en formato .prs</i>	132

---

# Notación

---

AAA	Adelanto Apertura Admisión
AAE	Adelanto Apertura Escape
ACA	Adelanto Cierre Admisión
ACE	Adelanto Cierre Escape
Ar	Inversa del dosado
DOHC	Configuración motor doble árbol de levas
Fig	Figura
Fr	Dosado relativo
Ge	Gasto específico
Hp	Poder calorífico del combustible
Kw	Kilovatio
Ma	Masa aire
MCI	Motor combustión interna
MCIA	Motor combustión interna alternativo
Md	Masa admitida
MEC	Motor encendido por compresión
MECH	Motor encendido por chispa
MW	Megavatio
Nb	Trabajo indicado
Pe	Presión efectiva
Pi	Presión indicada
PMI	Punto muerto inferior
PMS	Punto muerto superior
r	Relación de compresión
RAA	Retraso apertura admisión
RAE	Retraso apertura escape
RCA	Retraso cierre admisión
RCE	Retraso cierre escape
Rpm	Revoluciones por minuto
Vd	Volumen cilindro
Vc	Volumen cámara combustión
Vt	Cilindrada total
We	Trabajo específico
Wi	Trabajo indicado
Wpm	Trabajo pérdidas mecánicas

z

Número de cilindros

---

# 1 OBJETIVOS

---

Este proyecto versa sobre el diseño y análisis de las diferentes partes del sistema de admisión de aire de un motor de encendido provocado, en particular para un motor utilizado ampliamente en el mundo de la competición.

El sistema de admisión de aire es un componente imprescindible del motor, y es crítico en la cantidad de energía producida por el motor. Sin embargo, está integrado por muchos sub-componentes que deben funcionar bien y de forma armónica, a fin de que el motor realice correctamente su función.

Como herramienta utilizaremos el Software LOTUS SOFTWARE ENGENIERING, que nos ayudará en el proceso de análisis y diseño del sistema de admisión mediante simulaciones virtuales. Dicho software nos permitirá analizar el efecto de las diferentes variaciones del diseño en la potencia, el par, y otros parámetros hasta obtener el diseño óptimo que nos permita obtener el mayor rendimiento posible de nuestro motor.



# 2 FUNDAMENTOS

---

## 1.1. MCIA

El propósito de los motores térmicos es la obtención de energía mecánica a partir de la energía térmica almacenada en un fluido mediante un proceso de combustión.

Si es el propio fluido motor el que se utiliza para generar el estado térmico en una cámara cerrada, será un motor de combustión interna (MCI). Esta es la diferencia entre los MCI y los motores de combustión externa como la máquina de vapor.

Cuando la transmisión de trabajo se efectúa mediante el desplazamiento lineal de un émbolo de forma cíclica se denomina alternativo (MCIA).

La mezcla de aire y combustible se realiza antes de la combustión y los productos obtenidos tras la combustión son los fluidos de trabajo. El trabajo se produce aprovechando el calor desarrollado al quemarse la mezcla de aire y combustible en una cámara cerrada y la expansión de gases como fuente de energía.

Las ventajas que tienen los motores de combustión interna frente a otros tipos de motores son:

- La utilización de combustibles líquidos con elevado poder calorífico.
- Rendimiento térmico aceptable, con valores que dependerán del tipo de motor y sus condiciones operativas y que suele estar en torno al 30% de la energía del combustible.
- Buena potencia específica (potencia/peso motor), lo que permite utilizar motores compactos.
- Amplia gama de potencias, desde 0,1 kW hasta 32 MW.
- Disposiciones constructivas muy variadas que permiten adaptar el motor a un gran número de aplicaciones.

Los campos de aplicación de los MCIA son muy extensos, los más comunes son:

- Propulsión y automoción: automóviles, maquinaria, marítimo...
- Estacionarios de uso industrial

En la actualidad el uso de los MCIA supone fundamentalmente dos inconvenientes:

- Combustible empleado. Estos motores están alimentados en su mayoría (aunque existen desarrollos alternativos) por gasolina o gasóleos, dos derivados del petróleo que se trata de unos recursos no renovables, siendo previsible el agotamiento de esta fuente de energía a medio plazo, además del encarecimiento de precio.
- Contaminación. Los gases de la combustión de estos motores son, junto con las calefacciones de combustibles fósiles, los principales responsables de la contaminación en las ciudades, provocando episodios agudos de contaminación local, como el smog fotoquímico, contribuyendo de forma importante en fenómenos globales como el efecto invernadero y el consecuente cambio climático.

## 1.2. ELEMENTOS CONSTRUCTIVOS DE LOS MCIA

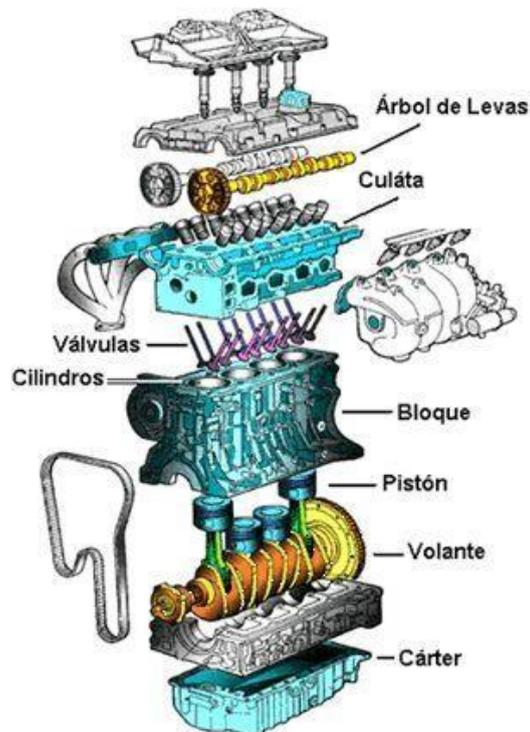


Fig 2.1: Despiece de un motor de 4T

- **Cilindro**

Conduce al pistón en su movimiento y es el elemento central del sistema de compresión.

- **Bloque de cilindros y bancada**

Sobre el bloque se apoyan las demás partes del motor por lo que su rigidez es esencial para el buen funcionamiento del motor.

El bloque debe disponer de conductos interiores para llevar el aceite de lubricación a presión a los diferentes cojinetes que soportan el cigüeñal, así como a la culata, que a su vez posee conductos para llevar el aceite al árbol de levas o de balancines.

- **Culata**

Es la pieza del motor de diseño más complejo debido a la cantidad de funciones y requerimientos que debe cumplir. Puede existir una culata común para todos los cilindros, caso de motores pequeños, o una para cada cilindro o par de cilindros en caso de motores más grandes.

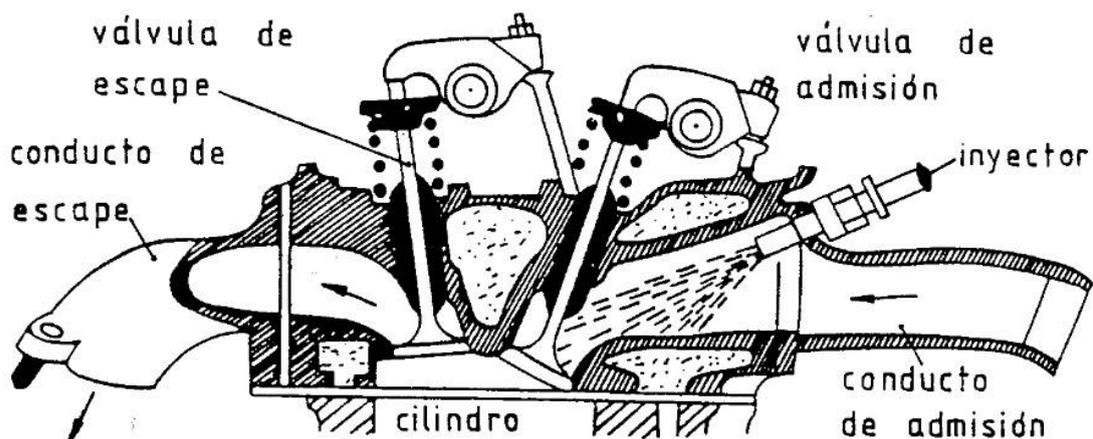
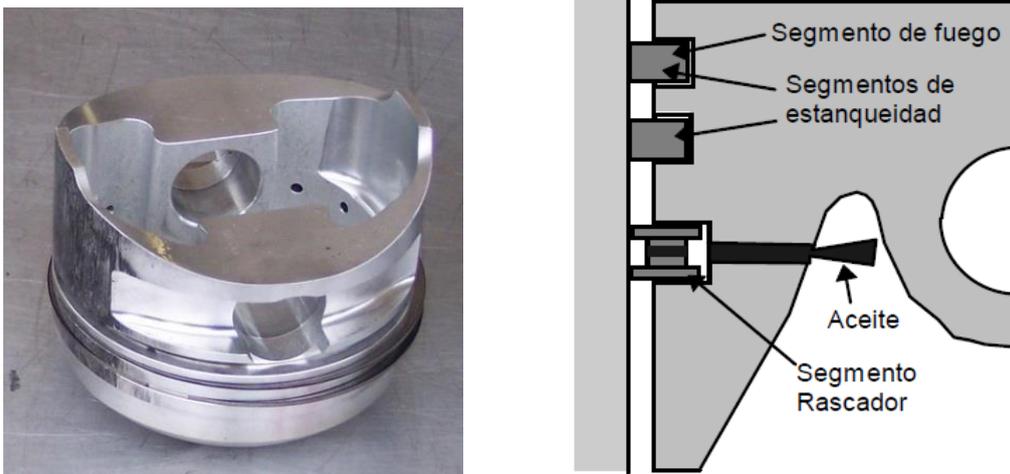


Fig 2.2: Esquema de una culata de motor de inyección indirecta

La culata por lo general tiene que alojar los siguientes elementos:

- **Conductos de admisión y de escape:** estos conductos empalman con los colectores de admisión y escape.
  - **Asientos de Válvula:** suelen ser postizos, de material duro y resistentes al choque.
  - **Guías de válvulas:** es la pieza sobre la cual desliza la válvula, suele ser de aleaciones especiales y mecanizadas con gran precisión para conseguir un buen centrado y mínimas fugas.
  - **Circuitos de refrigeración:** deben ser diseñados y contruidos de tal manera que minimicen las tensiones térmicas debidas a grandes diferencias de temperatura entre puntos muy próximos.
  - **Junta de culata:** sirve para evitar las fugas en la unión entre cilindro y culata, también sirve de junta en las uniones de los conductos de agua y aceite entre bloque y culata.
- **Pistón y segmentos**

El pistón transmite la fuerza de los gases a la biela, lo que supone requerimientos de resistencia mecánica. Debe ser lo más estanco posible al paso de gases de combustión al cárter y de aceite del cárter a la cámara de combustión, para este fin lleva a su alrededor unos aros metálicos que se ajustan al cilindro que se denominan segmentos. Por ser piezas móviles deben pesar lo menos posible y son difíciles de refrigerar.



*Fig 2.3: Pistón y segmentos*

- **Cigüeñal y biela**

Se encargan de transformar el movimiento alternativo en rotativo que suministre un par útil. Suelen estar fabricados en fundición o forja y en cualquiera de los dos casos son posteriormente mecanizados. En algunos casos, como en los pequeños motores de dos tiempos con barrido por cárter, el cigüeñal consta de dos piezas unidas por un bulón sobre el que se coloca la biela.

La biela es la encargada de transmitir la energía mecánica al cigüeñal, provocando un movimiento de rotación.



*Fig 2.4: Biela*

El cigüeñal se encarga de transformar el movimiento lineal alternativo del conjunto pistón-biela en un movimiento de giro uniforme, que es el que se transmitirá a la caja de cambios y de ahí a las ruedas.



*Fig 2.5: Cigüeñal*

- **Válvulas**

La válvula es el elemento con forma de trompeta que permite la apertura y el cierre sobre el cilindro, dejando así que la mezcla de aire y combustible se introduzca y que los gases escapen. Son las encargadas de controlar el paso de fluido por la cámara de combustión durante el proceso de renovación de la carga. La válvula más solicitada es la de escape por ser la

temperatura del fluido cuando pasa por ella muy alta.

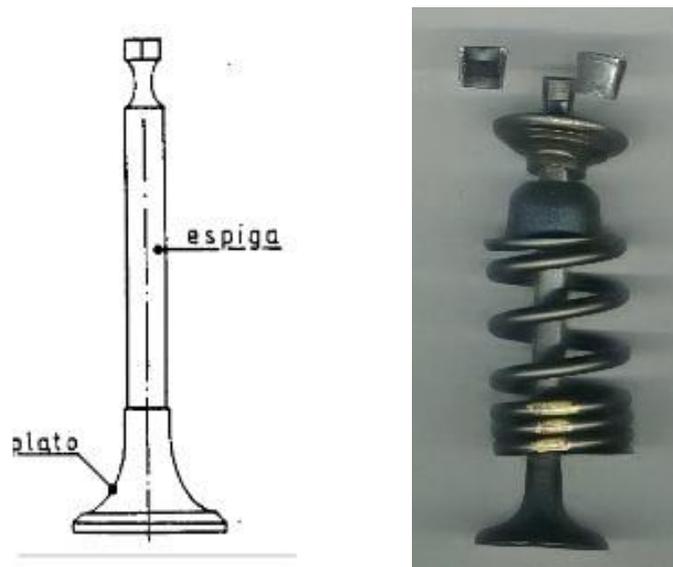


Fig 2.6: Imagen y esquema de una de las válvulas

- **Bujías**

La bujía es el elemento que provoca la chispa en los motores de encendido provocado y hace explotar la mezcla aire-gasolina en el interior de la cámara de combustión. En el caso de los motores diésel al ser de encendido por compresión, no disponen de bujías.

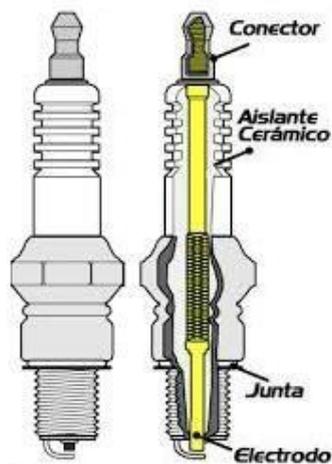


Fig 2.7: Esquema de las partes de una bujía

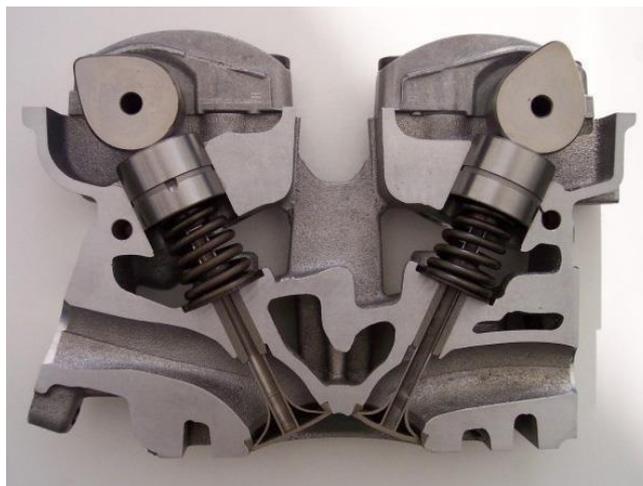
- **Sistema de distribución**

La leva es un elemento mecánico que transforma el movimiento circular en rectilíneo. La leva va girando y va haciendo que un cilindro (válvula) vaya en dirección arriba-abajo. Este movimiento es el que se aplica en el motor para que las válvulas de admisión y escape abran y cierren. A través de la leva de admisión se abre la válvula que introduce la mezcla aire-gasolina y a través de la leva de escape se abre la válvula que expulsa los gases resultantes de la combustión.



*Fig 2.8: Árbol de levas*

El conjunto de las levas del motor se denomina árbol de levas, y su misión es que todas las válvulas de admisión y escape estén sincronizadas. Los motores pueden disponer de un único árbol de levas (SOHC) o de dos (DOHC), utilizando un árbol de levas para las válvulas de admisión y otro para las de escape.



*Fig 2.9: Culata y válvulas de un motor que utiliza dos árboles de levas*

La correa de distribución transmite el movimiento desde el cigüeñal al árbol de levas, con

una relación de transmisión o de desmultiplicación de 1:2, es decir el árbol de levas gira a la mitad de revoluciones que el cigüeñal. Va montada sobre unas ruedas dentadas llamadas piñones. La función de esta correa es sincronizar los 4 tiempos del motor, la apertura y cierre de las válvulas de admisión y escape.

El sistema de distribución, por tanto, agrupa a todos los elementos mecánicos que provocan la apertura y cierre de las válvulas, y debe estar sincronizado con el movimiento de pistón (cigüeñal) por medio de la correa de distribución. Se completa un ciclo de funcionamiento cada dos vueltas del motor, pues el árbol de levas gira a la mitad de revoluciones que el cigüeñal.

- **Cárter**

El cárter aloja al tren alternativo constituido por cigüeñal, pistones y bielas. Además, cierra el bloque por la parte del cigüeñal, la opuesta a la culata, y lo aísla del exterior de forma estanca, y cumple adicionalmente con la función de actuar como depósito para el aceite del motor. Simultáneamente este aceite se refrigera al ceder el calor exterior.

Cárter de aceite Ford Escort VII Vehículo familiar (Kombi) GAL, ANL



*Fig 2.10: Carter de aceite de un Ford Escort*

## ESQUEMA GENERAL DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVO

Situando todos los elementos anteriormente definidos quedaría el siguiente esquema:

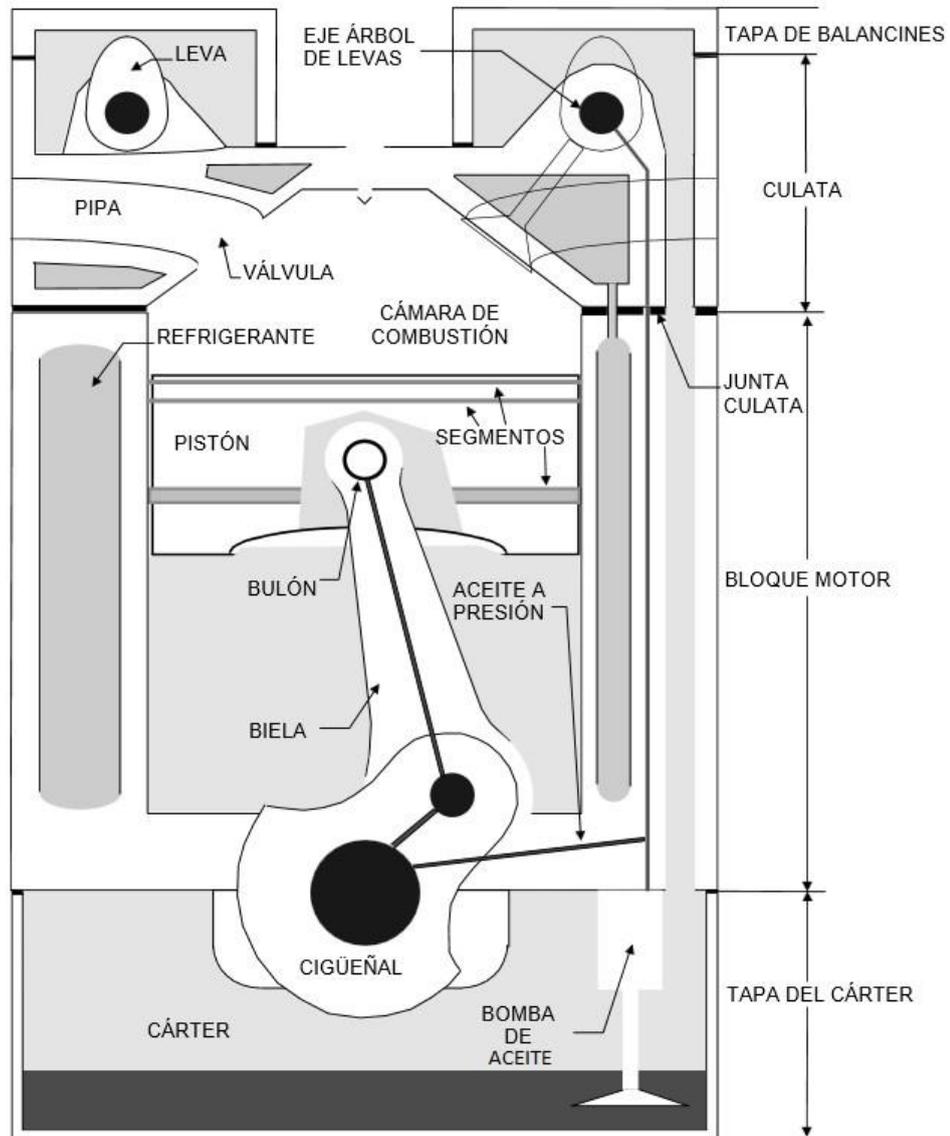


Fig 2.11: Esquema general de un motor de combustión interna alternativo

## 1.3. CLASIFICACIÓN DE LOS MOTORES

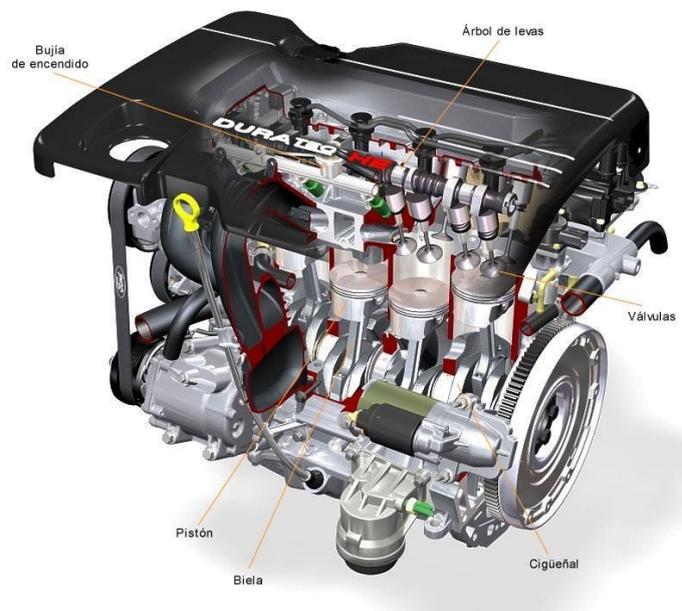
Los motores de combustión interna alternativos pueden clasificarse según diversos criterios:

### 1.3.1. Según el combustible empleado

- Motores de gas
- Motores de gasolina: el combustible utilizado es un líquido muy volátil derivado del petróleo.
- Motores de gasóleo o fueloil.

### 1.3.2. Según el proceso de combustión

1.3.2.1. Motores de encendido por chispa (MECH) o motores de explosión: el combustible y el aire mezclados se introducen juntos en el cilindro, se comprimen y una vez comprimidos se hace saltar una chispa eléctrica que provoca la explosión de la mezcla. La presión generada es convertida, vía los pistones, bielas y cigüeñal, en fuerza motriz.



*Fig 2.12: Motor de encendido provocado o por chispa*

1.3.2.2. Motores de encendido por compresión (MEC) o motores diésel: se introduce el aire al cilindro donde se somete a una fuerte compresión de forma que se garantiza la

autoinflamación del combustible en el momento de la inyección.

### 1.3.3. Según el modo de realizar el ciclo

- **Proceso de cuatro tiempos.**

Se requieren cuatro carreras del émbolo, es decir 2 revoluciones del motor para realizar el ciclo completo. El proceso se realiza en cuatro fases.

1. Carrera de admisión: con las válvulas de admisión abiertas, y las de escape cerradas, se produce el desplazamiento del émbolo o pistón desde el punto muerto superior (PMS) al punto muerto inferior (PMI). Debido a esto se crea en el cilindro una pequeña depresión, suficiente como para producir la entrada de gases a través del conducto de admisión. Estos gases serán aire o una mezcla de aire y combustible, dependiendo del tipo de motor. Cuando el pistón llega al PMI, la válvula de admisión se cierra y comienza la siguiente fase.
2. Carrera de compresión: con las válvulas de admisión y escape cerradas, se produce la compresión de la mezcla de gases que se ha introducido en el cilindro en la fase de admisión, desplazándose el pistón desde el PMI al PMS. En un punto cercano al PMS se produce la chispa en caso del motor de encendido o provoca o la autodetonación del combustible en caso de los motores de encendido por presión.
3. Combustión y carrera de expansión: la combustión, entre otros efectos, produce un aumento de la presión de los gases contenidos en el cilindro, empujando al pistón desde el PMS al PMI. Este desplazamiento es el único desplazamiento que produce trabajo.
4. Carrera de escape: en el PMI se abre la válvula de escape y el émbolo comienza a desplazarse hacia el PMS expulsando los gases quemados hacia el exterior del cilindro. Cuando el émbolo llega al PMS, la válvula de escape se cierra y se abre la válvula de admisión, comenzando de nuevo el proceso de la renovación de la carga.

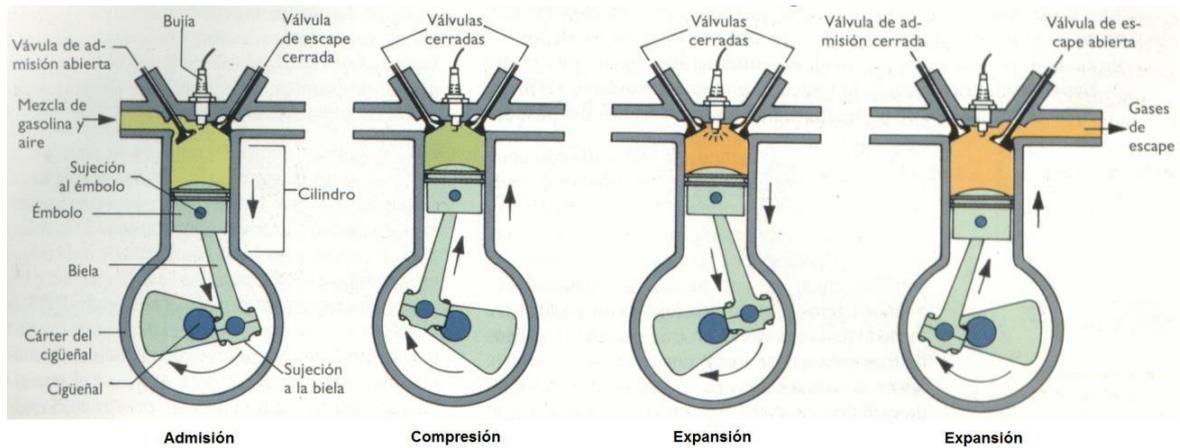


Fig 2.13: Proceso de funcionamiento de un motor de 4T

- **Proceso de dos tiempos.**

Aunque en el motor de dos tiempos ocurren las mismas cuatro fases, estas se realizan en dos carreras del émbolo, es decir 1 sola revolución del cigüeñal. La diferencia fundamental con respecto a los motores de cuatro tiempos reside en el proceso de la renovación de la carga, ya que en estos motores la mayor parte de los procesos de admisión y escape ocurre de manera simultánea, en lo que se denomina el proceso de barrida. Como este término indica, el pistón no expulsa los gases quemados y aspira los gases frescos, sino que son los gases frescos, que se encuentran a una mayor presión que los gases quemados, los que barren a estos.

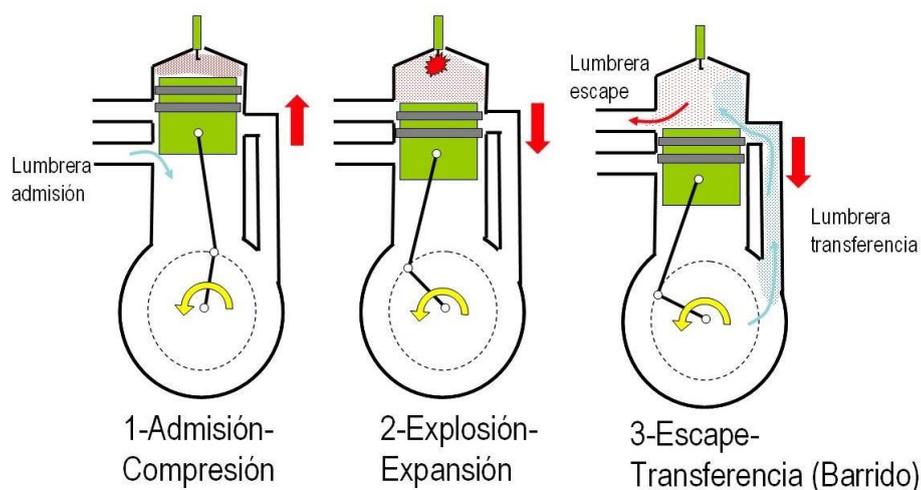


Fig 2.14: Proceso de funcionamiento de un motor de 2T

#### 1.3.4. Según el tipo refrigeración

Para el correcto funcionamiento del motor es necesario mantener algunas partes del motor a temperaturas compatibles con el engrase y evitar deformaciones térmicas inadmisibles, lo que obliga a refrigerar el motor. Existen dos formas de refrigerar el motor.

##### 1.3.4.1. Refrigeración por aire.

El aire atmosférico es dirigido hacia las aletas existentes en la superficie del cilindro de manera natural o impulsado por un ventilador o soplante.

Este método tiene como ventajas que es más barato y fiable y como inconvenientes que es más ruidoso y voluminoso.

##### 1.3.4.2. Refrigeración por líquido.

El motor cede calor a un líquido refrigerante que actúa generalmente como agente intermedio, que luego se enfriará en un radiador.

#### 1.3.5. Según el número de cilindros.

1.3.5.1. Monocilíndricos.

1.3.5.2. Policilíndricos.

#### 1.3.6. Según la disposición de los cilindros.

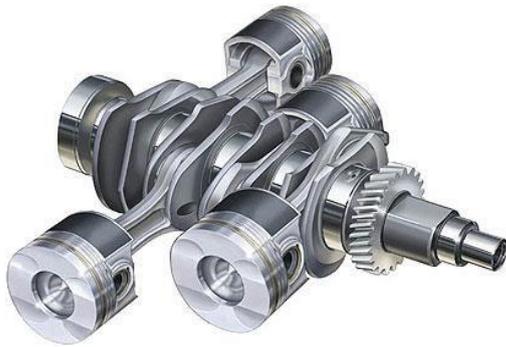
Existen muy diversas disposiciones constructivas que tienen influencia sobre el tamaño y la relación de aspecto del motor. Cuantos más cilindros, más caro y de más complicada construcción resulta. Los más comunes son los mostrados en las siguientes figuras:



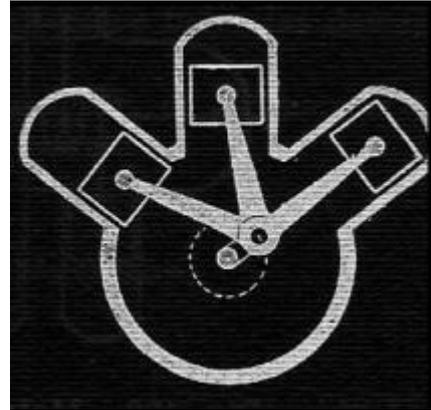
En línea



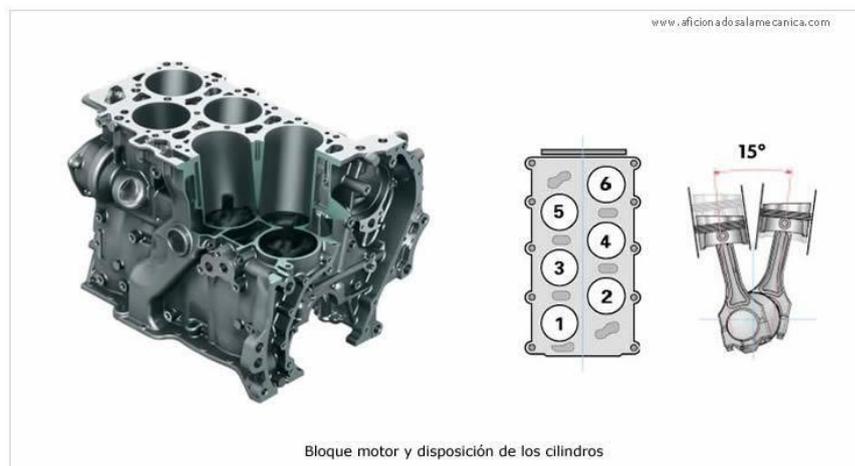
En V



**En V a 180° (Opuestos)**



**En W**



**En VR**

*Fig 2.15: Disposiciones constructivas de los motores*

### 1.3.7. Según la presión de admisión.

#### 1.3.7.1. Motor de aspiración natural o atmosférico

Motores en los que la presión en el colector de admisión es la atmosférica o algo menor si el motor está estrangulado

#### 1.3.7.2. Motor sobrealimentado

Motores en los que la presión en el colector de admisión es superior a la atmosférica, utilizando para ello un compresor (generalmente turbocompresor). Los motores sobrealimentados se emplean cada vez más, ya que manteniendo el tamaño del motor (peso) proporcionan mayor potencia. Adicionalmente al independizarse el motor de la

presión atmosférica exterior, se logra paliar la pérdida de rendimiento al trabajar a gran altura.

## 1.4. Características típicas de los MCIA

- **Formación de la mezcla**

En los motores de encendido por chispa es necesario disponer de una mezcla de combustible y aire lo más homogénea posible al final de la compresión y que además se encuentre dentro de los límites de inflamabilidad para garantizar la propagación del frente de llama. El método más tradicional para realizar la mezcla es el empleo de un carburador, aunque también existen sistemas de gasolina inyectada en los que la mezcla se realiza en el colector de admisión (inyección indirecta en el colector de admisión) o bien en el interior del cilindro (inyección directa) durante el proceso de admisión o admisión-compresión. En resumen, en los MECH se comprime la mezcla de aire y combustible que llega a ser homogénea en composición en el momento en el que salta la chispa en la bujía.

En los motores de encendido por compresión, el combustible se inyecta a elevada presión al final de la compresión, por tanto, la formación de la mezcla se produce siempre en el interior del cilindro. A diferencia de los MECH la mezcla que se quema es heterogénea.

- **Regulación de la carga**

En los MECH la regulación se realiza de manera cuantitativa, se introduce más o menos mezcla de aproximadamente la misma composición. La regulación se realiza mediante una válvula, generalmente de mariposa que estrangula el flujo regulando la cantidad de mezcla que entra al motor.

En los MEC la regulación de la carga es cualitativa, modificándose la cantidad de combustible que se inyecta, por lo que se varía la relación aire-combustible no siendo necesario estrangular la admisión de aire.

- **Naturaleza del combustible**

En los MECH se utilizan combustibles volátiles, gasolina generalmente, lo que simplifica el proceso de formación de la mezcla. Los combustibles más ligeros tienen una temperatura de autoinflamación más alta, que permite el incremento de la compresión de la mezcla.

En los MEC interesan temperaturas de autoinflamación bajas por lo que se emplean combustibles más pesados (Diésel), que al tener un carácter más lubricante facilitan el funcionamiento del equipo de inyección. El empleo de altas presiones de inyección permite la pulverización de combustibles más viscosos mejorando el proceso de mezcla.

- **Dosado**

Se denomina dosado o dosado absoluto ( $F$ ) a la relación combustible-aire (masa de combustible/masa de aire) que se utiliza en un proceso de combustión. La relación combustible-aire para la relación estequiométrica recibe el nombre de dosado estequiométrico ( $F_{st}$ ). Si se divide el dosado absoluto por el dosado estequiométrico, se obtiene el dosado relativo ( $F_R$ ). Analizando los rangos posibles del dosado relativo:

- Si  $F_R < 1$  se obtiene una mezcla pobre, y por tanto un exceso de aire.
- Si  $F_R = 1$  se tiene una mezcla estequiométrica.
- Si  $F_R > 1$  se tiene una mezcla rica con un exceso de combustible

Los MECH suelen trabajar con relaciones combustible-aire próximas a la estequiométrica, es decir  $0,85 < F_R < 1,15$

Los MEC siempre trabajan con mezclas pobres debido a las dificultades de formación de la mezcla que presentan este tipo de motores. Generalmente estos motores trabajarán con  $F_R \leq 0,7$

También es frecuente el uso de la relación inversa para definir el dosado.  $A_R = \frac{1}{F_R}$

- **Potencia específica**

La potencia específica se define como la relación entre la potencia que entrega el motor y su peso (kW/kg o kW/l).

Los MECH tienen generalmente potencias específicas superiores a los MEC no sobrealimentados, debido a que su régimen de revoluciones y a su presión media efectiva son más elevados. Con la introducción de la sobrealimentación en los MEC se consigue que aumente su presión media efectiva, reduciendo la diferencia existente con los MECH.

## 1.5. Parámetros fundamentales de los MCIA

- Parámetros geométricos

Diámetro del cilindro	D
Carrera del cilindro: Longitud que recorre el émbolo entre el PMS y el PMI	S
Relación carrera/diámetro	S/D
Sección del pistón	$A_p = \frac{\pi * D^2}{4}$
Cilindrada unitaria: Volumen desplazado en una carrera por el émbolo	$V_D = A_p * S$
Número de cilindros	z
Cilindrada total	$V_T = V_D * z$
Volumen final de compresión (Volumen de la cámara de combustión) Volumen muerto existente entre la culata y pistón en el PMS	$r = \frac{V_D + V_C}{V_C}$

Tabla 1.1: Parámetros fundamentales de los MCIA

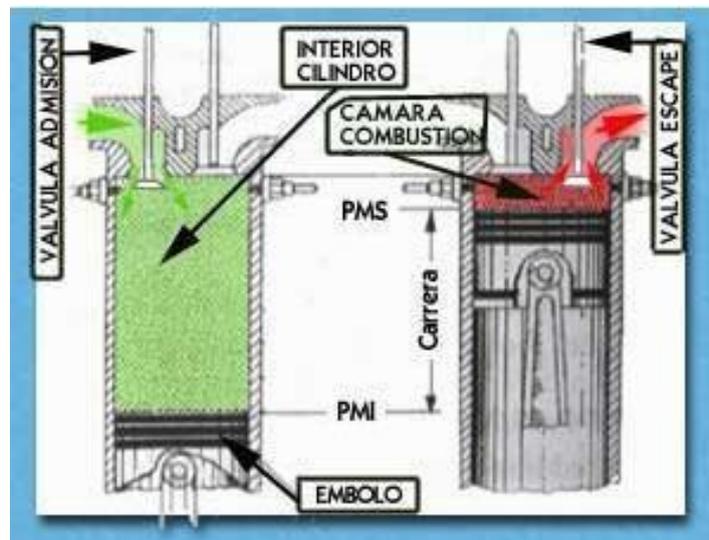


Fig 2.16: Puntos de referencia en el cilindro de combustión interna

- **Relación de compresión volumétrica**

Se define como la relación entre el volumen existente en el cilindro en el punto muerto inferior (Cilindrada más cámara de combustión) y en el punto muerto superior (volumen de la cámara de combustión).

- **Velocidad lineal media del pistón**

Se define de la forma, donde  $n$  es el número de revoluciones por unidad de tiempo al que gira el cigüeñal del motor. El valor de este parámetro indica la bondad del diseño del motor desde el punto de vista de los esfuerzos asociados a la inercia de los elementos y a la fricción.

- **Presión media y potencia**

A partir del diagrama p-V el trabajo indicado del proceso básico se define como el trabajo que se obtiene en el ciclo durante las carreras de expansión y compresión. Se calcula como

$$W_i = p_{mi} * V_d$$

El trabajo indicado de la renovación de la carga (admisión y escape) o trabajo de bombeo se define como  $N_B = n * i * W_B$ . Este trabajo generalmente no se considera como trabajo indicado y se incluye dentro de las pérdidas mecánicas.

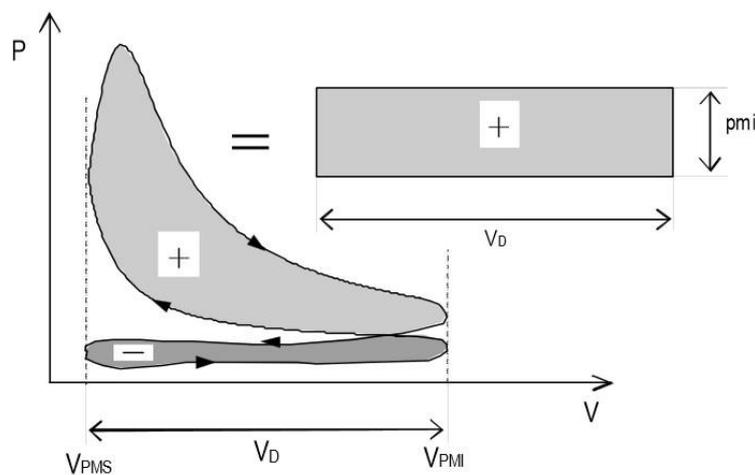


Fig 2.17: Determinación de la presión media indicada en un motor de 4T

La presión media indicada se define como una presión constante que actuando sobre el pistón durante una carrera proporciona un trabajo igual al indicado del ciclo.

La potencia indicada de un cilindro será:

$$W_i = p_{mi} \cdot V_d \cdot n \cdot i$$

Donde  $i$  es el número de ciclos por revolución, para motores de 4 tiempos igual a 0.5, 1 para el caso de los motores de dos tiempos.

En el caso que el motor sea policilíndrico, la potencia indicada, siendo  $z$  el número de cilindros del motor, será:

$$W_i = p_{mi} \cdot V_d \cdot n \cdot i \cdot z$$

La potencia efectiva que se obtendrá en el cigüeñal será menor que la potencia indicada, ya que en todo motor existirá una potencia que se pierde al ser absorbida por las pérdidas mecánicas.

$$W_e \doteq W_i - W_{pm}$$

La potencia absorbida por las pérdidas mecánicas incluye las pérdidas por fricción mecánica, las pérdidas por bombeo y la potencia necesaria para el accionamiento de los elementos auxiliares que posee el motor.

Al igual que la presión media indicada podemos definir una presión media efectiva ( $p_{me}$ ) como la presión constante que actuando sobre el pistón durante una carrera proporciona un trabajo igual al trabajo efectivo producido por el motor.

La potencia efectiva puede expresarse también como:

$$W_e = p m_e * V_T * n * i$$

- **Rendimientos y consumo específico**

El rendimiento se define como el cociente entre la potencia obtenida del motor y la potencia térmica aportada al mismo por el combustible. Pueden definirse por tanto dos rendimientos, el rendimiento indicado y el rendimiento efectivo según la potencia que se considere.

$$\eta_i = \frac{W_i}{m_f * H_p}$$

$$\eta_e = \frac{W_e}{m_f * H_p}$$

Siendo  $m_f$  el consumo específico, y  $H_p$  el poder calorífico del combustible. Los valores óptimos del rendimiento efectivo para los MCIA se obtienen para unas determinadas condiciones de funcionamiento del motor y oscilan entre 0.25-0.30 para MECH y 0.30-0.5 para MEC.

Otra manera de definir el rendimiento es lo que se conoce como consumo específico. El consumo específico se define como el consumo horario de combustible en relación a la potencia producida y tiene como expresión:

$$g_{ef} = \frac{m_f}{N_e}$$

Las unidades son habitualmente  $g/kWh$  pues expresa directamente los gramos consumidos para dar una determinada potencia en  $Kw$  durante una hora.

## 1.6. Renovación de la carga en motores de 4T.

El proceso de renovación de carga consiste, tal y como su nombre indica, en evacuar los gases quemados del ciclo anterior y reemplazarlos con carga fresca para ser quemada en el

ciclo siguiente.

En los motores de cuatro tiempos el control de las fases del ciclo abierto se realiza mediante el sistema de distribución que comanda la apertura sincronizada de las válvulas de admisión y de escape. En estos motores la renovación de la carga se realizará en una de las dos vueltas necesarias para completar el ciclo. El proceso de la renovación de la carga tiene una gran influencia en las prestaciones de los MCIA, como será un hecho de estudio en este proyecto. En primer lugar, para quemar el combustible es necesaria una determinada cantidad de aire que ha de ser suministrada durante este proceso. De esta manera, la potencia máxima que se puede obtener del motor está limitada por la cantidad de aire introducida en los cilindros. La efectividad de llenado de los cilindros será el primer objetivo en la optimización del proceso de renovación de la carga. Por otra parte, el proceso de renovación de la carga tiene un coste energético que va a repercutir en el rendimiento efectivo del motor.

### 1.7. Rendimiento volumétrico.

El rendimiento volumétrico se define como la relación entre la masa de mezcla fresca que entra en el motor por ciclo y la que llenaría la cilindrada en unas condiciones de referencia.

$$\eta_v = \frac{m_f}{m_i}$$

Donde:

$\eta_v$ : rendimiento volumétrico

$m_f$ : masa de mezcla fresca por unidad de tiempo que entra al motor.

$m_i$ : Densidad de la mezcla a la presión  $p_i$  y a la temperatura  $T_i$  de referencia.

Si tomamos como referencia la densidad exterior, en condiciones ambiente, el rendimiento englobará la influencia de todo el sistema de admisión en el llenado del cilindro. Por otro lado, si tomamos la densidad en las condiciones de un punto intermedio, el rendimiento volumétrico medirá la influencia de los elementos existentes desde ese punto al interior del cilindro.

En los motores de aspiración natural se suele emplear el rendimiento volumétrico referido a la densidad en condiciones exteriores (rendimiento volumétrico global). En cambio, en los motores sobrealimentados la densidad de referencia se toma en las condiciones de salida del compresor, ya que si se tomase la densidad exterior el rendimiento sería mayor que la unidad.

En nuestro caso al no contar con un sistema de sobrealimentación y la necesidad de estudiar la influencia de todos los elementos del sistema de admisión la densidad de referencia se tomará en las condiciones de presión y temperatura exteriores.

### 1.8. Potencia y presión media efectivas en función del rendimiento volumétrico

Como se definió anteriormente, la potencia efectiva se puede expresar de la forma:

$$W_e = m_f * H_p * \eta_e = m_a * F * H_p * \eta_e$$

Y el gasto de aire se puede expresar en función de rendimiento volumétrico de la forma:

$$m_a = \rho_{ia} * \frac{n}{2} * V_T * \eta_V$$

Sustituyendo en la expresión de la potencia efectiva obtenemos:

$$W_e = \rho_{ia} * \frac{n}{2} * V_T * \eta_V * F * H_p * \eta_e$$

Además, la presión media efectiva se define como:

$$pme = \frac{W_e}{V_T * \frac{n}{2}}$$

De las ecuaciones anteriores se pueden deducir las siguientes consecuencias:

- Las presiones medias, tanto efectiva como indicada, crecen con el aumento de la densidad del aire en las condiciones exteriores (ambientales en caso de motores no sobrealimentados), lo que trae como consecuencia un aumento de la potencia del motor.
- Las presiones medias crecen con el rendimiento volumétrico, es decir con la perfección del llenado. Es en este aspecto en lo que nos vamos a centrar en el presente proyecto, tratar de mejorar las prestaciones del motor a partir de la mejora del rendimiento volumétrico de nuestro motor.

- Para valores dados de densidad y poder calorífico del combustible, el valor de F (dosado) que hace máximo el rendimiento recibe el nombre de dosado de máximo rendimiento y el que hace máximas las presiones medias, se denomina dosado de máxima potencia.
- La utilización de combustibles que cuenten con un poder calorífico superior aumenta en principio las presiones medias, aunque otros factores ligados al cambio de combustible pueden afectar el valor de los rendimientos ya sea de manera positiva o negativa.
- Una mejora de los rendimientos conlleva un aumento de las presiones medias respectivas, aunque esto no implica que los valores máximos de los rendimientos hagan máximas las presiones medias, ya que los restantes factores pueden modificar el valor final de éstas.

### **1.9. Proceso de admisión ideal.**

El término de comparación de la masa admitida, es decir el denominador del rendimiento volumétrico, sería la masa de mezcla fresca en un proceso de admisión ideal bajo las siguientes hipótesis:

- La velocidad del pistón es lo suficientemente lenta como para que los fenómenos de inercia sean despreciables.
- No existe transferencia de calor al fluido durante el proceso de admisión.
- No existen pérdidas de carga durante el proceso, desde las condiciones exteriores hasta el estado de parada final en el cilindro.
- Las válvulas se abren y cierran instantáneamente en los puntos muertos.
- Se suponen iguales en todo el momento los calores específicos de los gases residuales y la mezcla fresca y que no existen reflujos en la admisión.

El rendimiento volumétrico en un MECH depende de la posición de la mariposa del carburador o de la del equipo de inyección. La regulación se basa precisamente en variar dicho rendimiento, o lo que es lo mismo, la masa de mezcla admitida. El rendimiento volumétrico aumenta al abrir la mariposa (acelerador) y disminuye al cerrarla.

Todas las disposiciones y mejoras constructivas van encaminadas a mejorar el rendimiento a plena carga.

En la siguiente figura aparece representado en primer lugar el proceso de admisión ideal en el que coinciden las presiones de admisión y escape (Atmosférico a plena admisión) de

manera que el fluido no entra hasta que el pistón comienza a moverse por lo que el rendimiento volumétrico vale la unidad.

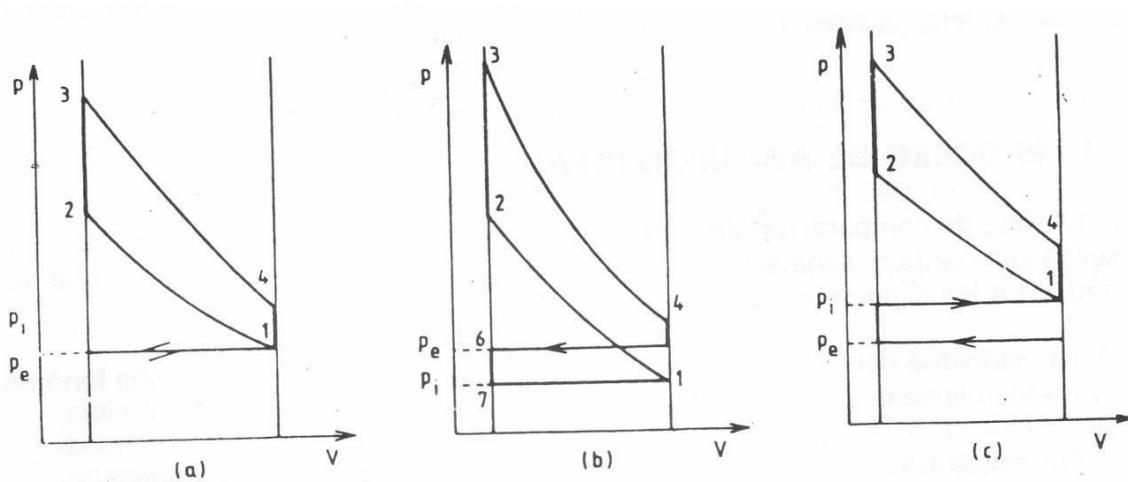


Fig 2.18: Proceso de admisión ideal

En segundo lugar, aparece representado el caso en el que la presión de admisión es inferior a la de escape (Atmosférico a admisión parcial). Lo que ocurre es que cuando la válvula de escape abre y comienza a subir el pistón hacia el PMS los gases se encuentran a la presión de escape. Al abrir la válvula de admisión existe más presión en el interior del cilindro, por lo que parte del flujo circula por el colector de admisión hasta que se alcanza la presión de admisión. En el momento que el pistón comienza a bajar, vuelve a entrar parte de los gases residuales resultantes de la combustión, por lo que la carrera de admisión no es del todo efectiva y el rendimiento volumétrico es menor que la unidad.

Por último, aparece representado el caso en el que la presión de admisión es superior a la presión de escape (motor sobrealimentado). Lo que ocurre es que cuando la válvula de escape abre y comienza a subir el pistón hacia el PMS los gases se encuentran a la presión de escape. Con la apertura de la válvula de admisión, la presión de la mezcla que entra es superior que la existente en el cilindro entrando mezcla fresca sin necesidad de mover el pistón, por lo que el rendimiento volumétrico es superior a la unidad.

En estas condiciones el valor del rendimiento volumétrico sigue la expresión:

$$\eta_w = \frac{\gamma - 1}{\gamma} + \frac{r - (p_e/p_i)}{\gamma * (r - 1)}$$

Donde  $r$  es la relación de compresión volumétrica.

En la práctica el rendimiento volumétrico se reduce por la transferencia de calor entre los gases residuales calientes y la mezcla fresca cuando ambos fluidos se mezclan durante el proceso de admisión.

## 1.10. Factores que afectan al rendimiento volumétrico

Posteriormente se determinará la influencia de los diferentes factores que afectan al rendimiento volumétrico de un motor:

- **Factores de diseño geométrico**

El dimensionado, la forma constructiva y los materiales empleados en los distintos elementos que forman el sistema de admisión afectan a sus temperaturas superficiales y por tanto a la transferencia de calor al fluido de admisión. Ello afecta al proceso de admisión en dos sentidos opuestos:

- Favoreciendo la gasificación del combustible aumentando el rendimiento volumétrico
- Hace el proceso menos adiabático, lo que provoca que disminuya dicho rendimiento.

Además de estos factores se analizarán otros factores de diseño que afectan de manera directa al rendimiento volumétrico

- **Secciones de paso y forma de las válvulas**

La zona correspondiente a las válvulas es la que presenta mayores pérdidas de carga de todo el sistema de admisión y, por tanto, la que presenta mayores limitaciones de diseño. En la siguiente figura se representa los principales parámetros que definen la geometría de una válvula.

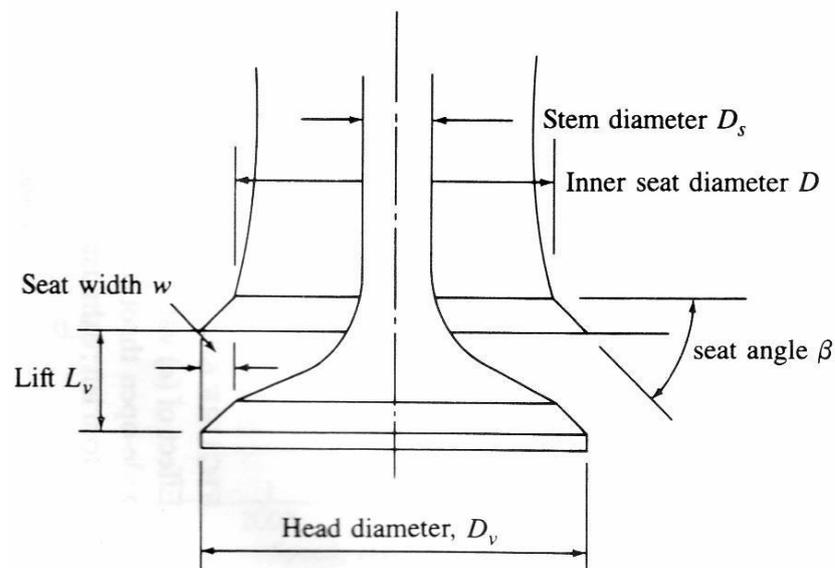


Fig 2.19: Parámetros geométricos característicos de una válvula

El conducto o pipa de admisión es generalmente de sección circular con un área no mayor de la necesaria para obtener la potencia deseada. El diseño del conducto de escape debe asegurar la refrigeración eficiente del asiento y la guía de la válvula, y que la longitud del vástago expuesta a los gases de escape sea lo más corta posible.

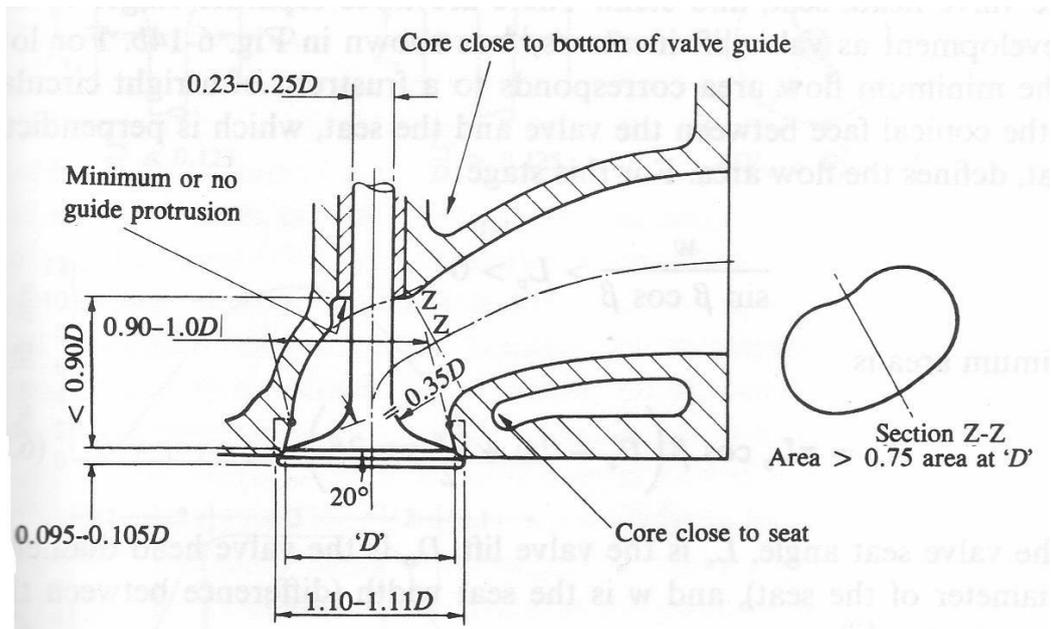
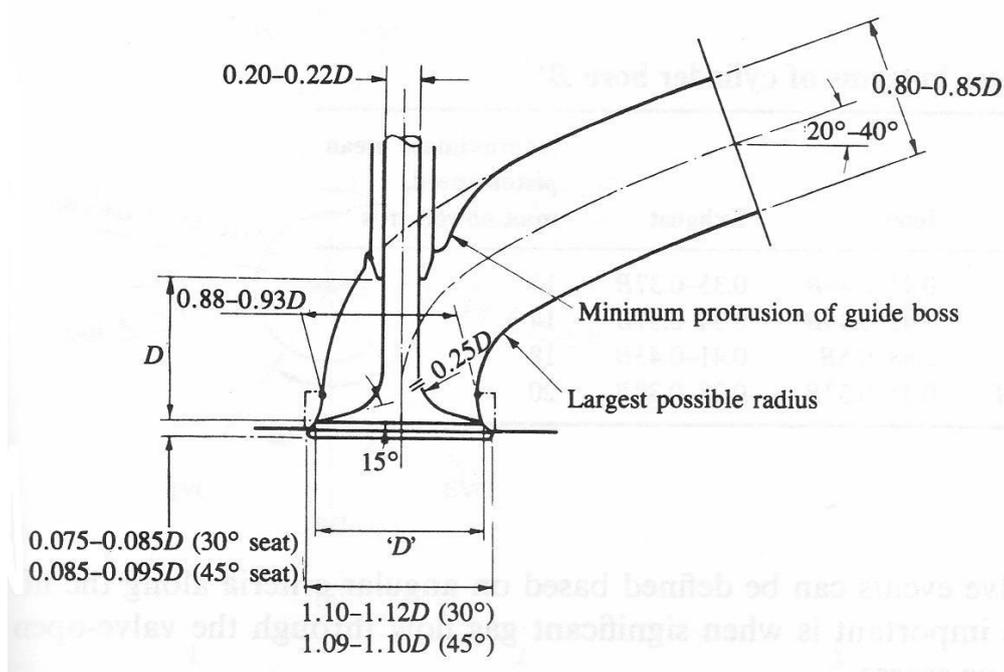


Fig 2.20: Valores típicos de los parámetros geométricos de las válvulas de admisión y escape

De forma general se puede decir que secciones de paso mayores mejoran el llenado para una cilindrada determinada. Con este objetivo se utilizan varias válvulas por cilindro, lo que además de aumentar la sección de paso favorece la turbulencia en el interior del cilindro. El área instantánea de paso de flujo a través de una válvula depende del levantamiento y la geometría de la misma y de su asiento. Existen tres etapas diferenciadas en el levantamiento de una válvula.

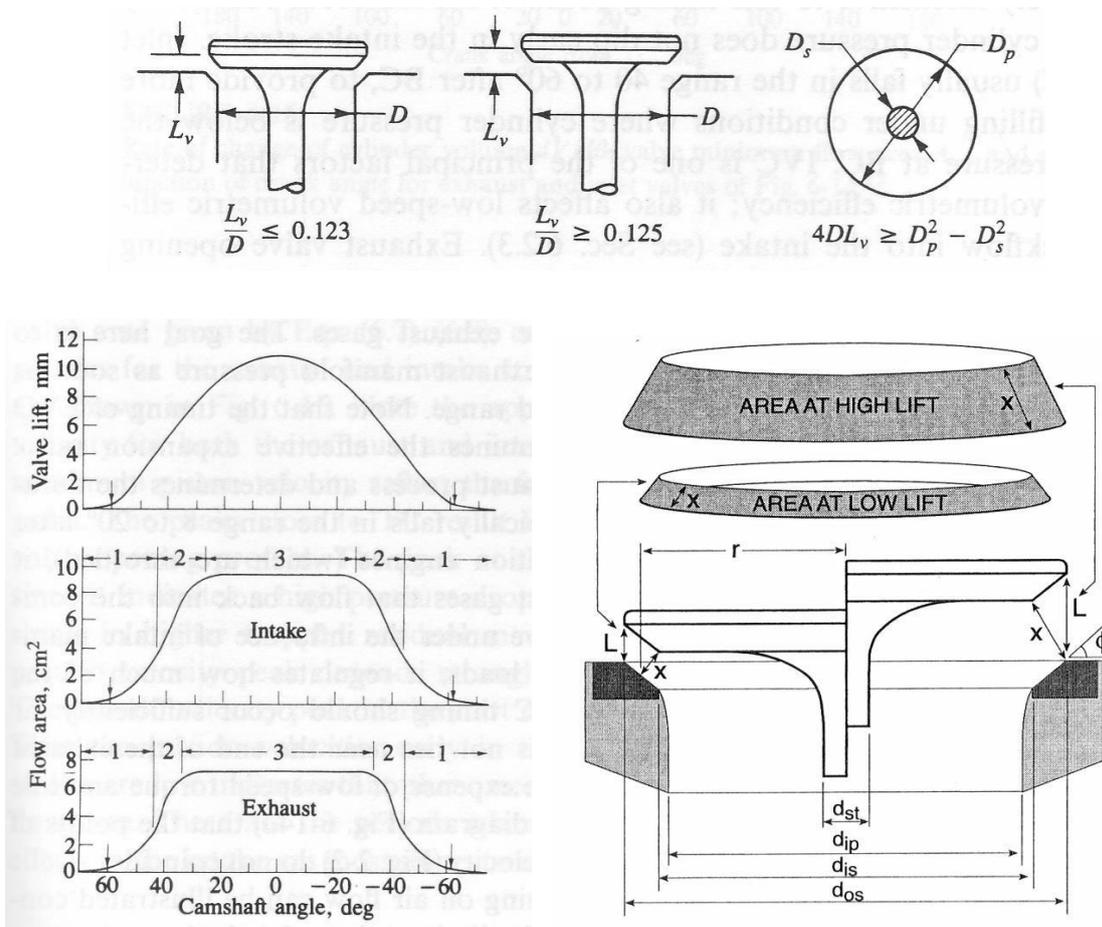


Fig 2.21: Levantamiento y área mínima de paso de válvulas de admisión y escape

El levantamiento máximo de la válvula es generalmente alrededor del 12% del diámetro del cilindro.

El gasto másico a través de una válvula depende del área efectiva de paso. Se calcula normalmente mediante la ecuación para flujo compresible isentrópico unidimensional, y los

efectos del flujo real se tienen en cuenta mediante un coeficiente de descarga que se determina experimentalmente. Este coeficiente es función de la geometría, del número de Reynolds, del número de Mach y de las propiedades del fluido. El gasto másico puede expresarse, por tanto, mediante la expresión:

$$m = \frac{C_D A_R p_{01}}{(RT_{01})^{0.5}} * \left(\frac{p_2}{p_{01}}\right)^{1/\gamma} * \left\{\frac{2\gamma}{\gamma-1}\right\} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_{01}}\right)^{\gamma-1/\gamma}\right]^{0.5}$$

Donde  $p_{01}$  y  $T_{01}$  son la presión y la temperatura de remanso aguas arriba de la válvula, la presión estática justo aguas debajo de la válvula y el área característica de referencia de la misma.

El valor de  $C_D$  está relacionado con el área característica que se elija y su producto se denomina área efectiva o capacidad de descarga de la válvula. Pueden tomarse como área de referencia:

- El área nominal de la cabeza de la válvula,  $\frac{\pi}{4} D_V^2$
- El área de paso en el asiento de la válvula,  $\frac{\pi}{4} D_P^2$
- El área geométrica mínima  $A_m$ , cuya expresión depende del levantamiento y se analizó anteriormente
- El área de cortina,  $\pi D_V L_V$

Se puede seleccionar cualquiera de las anteriores, pero la más conveniente es el área de cortina ya que varía linealmente con el levantamiento de la válvula y además se puede calcular fácilmente.

En la siguiente figura se representa el coeficiente de descarga de una válvula de admisión típica, de asiento redondeado, que es una función discontinua de la relación. Dicho coeficiente está calculado tomando el área de cortina como área característica. Se puede apreciar como para levantamientos muy bajos el flujo permanece sin desprenderse del asiento y de la cabeza de la válvula, como consecuencia de esto el valor de es alto. Con levantamientos intermedios el flujo se desprende de la cabeza de la válvula lo que produce una disminución brusca de, después el coeficiente de descarga va aumentando a medida que lo hace ya que el espesor de la zona desprendida permanece casi constante mientras que el área mínima aumenta. Para levantamientos altos el flujo se desprende también del asiento y el empieza a disminuir a medida que aumenta.

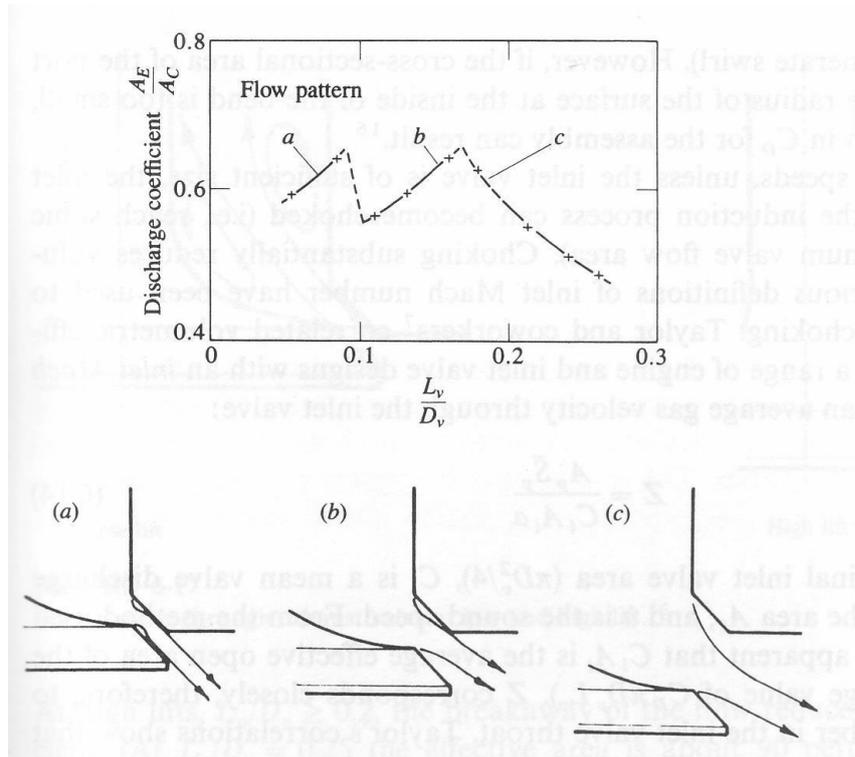


Fig 2.22: Coeficiente de descarga en función del levantamiento en una válvula de admisión típica

Los valores máximos de se encuentran en torno a 0,25. En la siguiente imagen se puede observar la influencia de aumentar el levantamiento máximo de la válvula sobre el rendimiento volumétrico en un motor típico. Se puede apreciar como a bajas vueltas varía poco, pero a altas vueltas sí que se obtiene un aumento considerable. A medida que vamos aumentando más el levantamiento máximo el beneficio que se obtiene en el rendimiento volumétrico es menor y aumentamos las tensiones que sufren las válvulas.

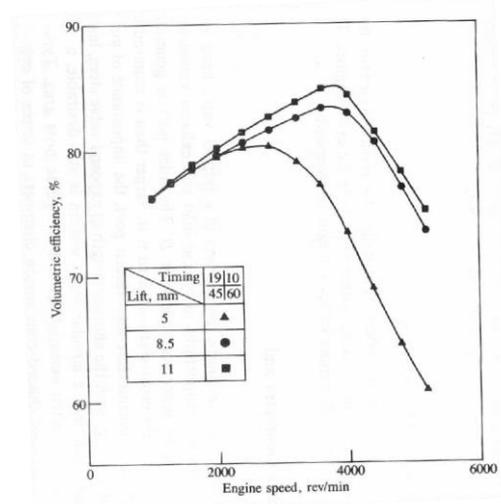


Fig 2.23: Influencia del levantamiento máximo de la válvula de admisión en el

Otros factores que afectan al comportamiento del conjunto de la válvula de admisión son la anchura y ángulo  $\beta$  del asiento, el redondeado de los bordes, la geometría del conducto y la forma de la cabeza del pistón. La amplitud del asiento influye sobre los valores de en los que se produce el cambio de un régimen de flujo a otro. El ángulo del asiento afecta al coeficiente de descarga a bajos levantamientos. El redondeo de los bordes del asiento reduce la tendencia al desprendimiento del flujo aumentando el valor del coeficiente de descarga a altos levantamientos.

Algunos motores modernos incorporan un sistema de longitud de conductos variables, utilizando un recorrido corto para regímenes altos, y un recorrido alto para regímenes bajos.

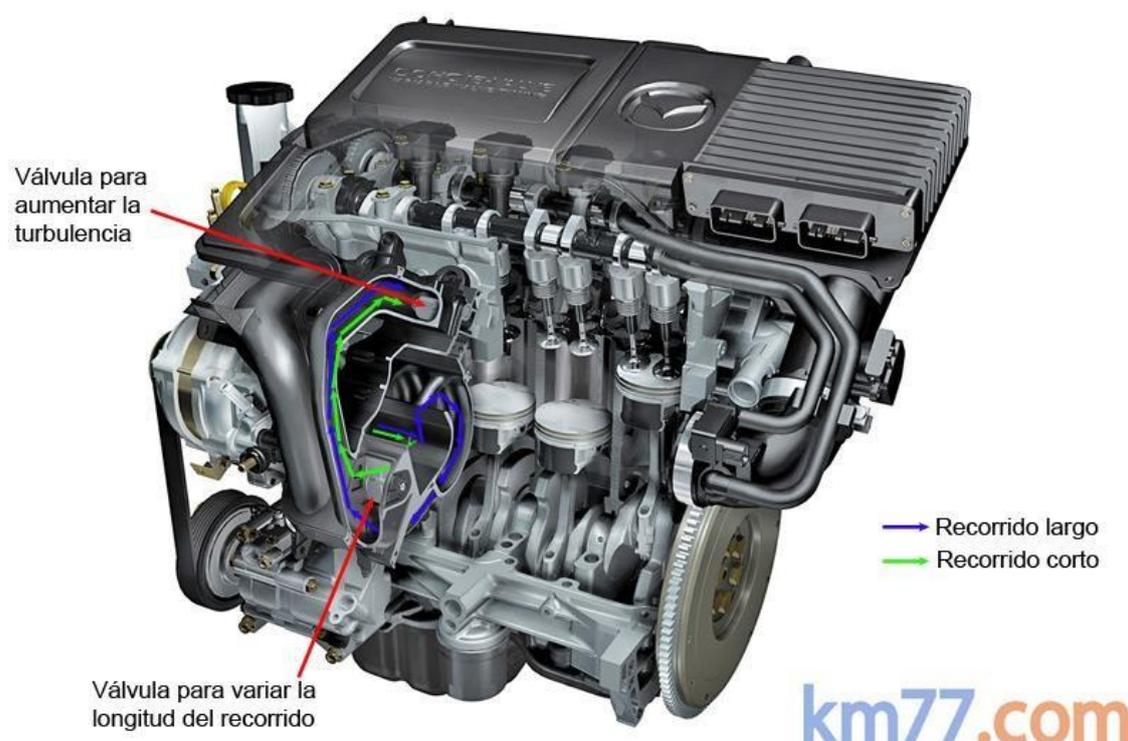


Fig 2.24: Sistema de admisión de longitud variable de un motor MazRelación carrera-diámetro

- **Relación carrera/diámetro**

Para una misma cilindrada, diámetros reducidos y carreras largas producen mayores velocidades lineales medias del pistón y por tanto mayores velocidades medias de circulación del fluido para un mismo número de revoluciones, y por la influencia de la inercia, aumentará también el rendimiento volumétrico. En consecuencia, aumentará la presión media efectiva y el par motor a bajo régimen. En contrapartida la potencia específica disminuye como se demuestra a continuación.

$$W_e = pme * V_T * \frac{n}{2}$$

Si para la misma cilindrada establecemos un valor máximo constante de  $a$  medida que la carrera aumenta la potencia por litro disminuye.

También hay que tener en cuenta que a altos regímenes aumentan los efectos de la inercia sobre el rendimiento volumétrico, pero estos son compensados por la influencia negativa de la pérdida de carga debida a la fricción que también aumenta. Esto hace que en la expresión anterior el término  $pme$  se pueda considerar aproximadamente constante y que la potencia por litro disminuya a medida que aumenta la carrera.

- **Factores de funcionamiento**

- **Régimen de giro**

La influencia que tiene sobre el rendimiento volumétrico el régimen de giro del motor es consecuencia de la interrelación de diversos fenómenos que se analizarán a continuación.

Pérdidas de carga debidas a la fricción

El rendimiento volumétrico tiene tendencia a disminuir cuando aumenta el número de revoluciones, debido a que el aumento de la velocidad de circulación del fluido conlleva un aumento de las pérdidas por fricción del proceso. Esta pérdida de carga es proporcional al cuadrado de la velocidad de circulación del fluido y por tanto a la velocidad lineal media del pistón.

Como la pérdida de carga está relacionada directamente con el número de Mach del flujo, obtendremos una expresión que relacione dicho parámetro con el rendimiento volumétrico, para analizar la dependencia entre ambos.

El coeficiente de descarga instantáneo de la válvula de admisión se define de la forma:

$$C_{Da} = \frac{m_a}{A_v u \rho}$$

Donde:

$m_a$ : gasto másico instantáneo a través de la válvula para un ángulo de giro del cigüeñal  $\alpha$

Tomando el flujo como incompresible, el gasto másico teórico de referencia puede expresarse de la forma:

$$m_{teorico} = A_{V\alpha} u \rho$$

Donde:

$A_{V\alpha}$  : sección de paso instantánea de la válvula.

$u$  : velocidad instantánea del fluido en la válvula.

$\rho$  : densidad del fluido en el exterior.

De las ecuaciones anteriores, despejando “u” se obtiene:

$$u = \frac{m_a}{\rho * A_V * C_{Da}}$$

Se define el número de Mach medio en la válvula de la forma:

$$M_V = \frac{u}{a}$$

$$u = \left(\frac{D}{D_V}\right)^2 \frac{C_m}{C_D} \frac{\pi}{\alpha_2 - \alpha_1} \eta_V$$

Donde  $\alpha_2 - \alpha_1$  representa el ángulo del cigüeñal durante el que está abierta la válvula de admisión.

El número de Mach medio valdrá, por tanto:

$$M_V = \left(\frac{D}{D_V}\right)^2 \frac{C_m}{C_D} \frac{\pi}{\alpha_2 - \alpha_1} \eta_V$$

Este número de Mach medio representa una mejor correlación del rendimiento volumétrico que el índice de Mach  $Z$  utilizado anteriormente por Taylor y que se define de la forma:

$$Z = \left(\frac{D}{D_V}\right)^2 \frac{C_m}{C_D}$$

Los experimentos realizados por Taylor ponen de manifiesto que el rendimiento volumétrico decrece rápidamente para valores del índice de Mach  $Z$  superiores a 0,6 como se puede apreciar en la siguiente figura.

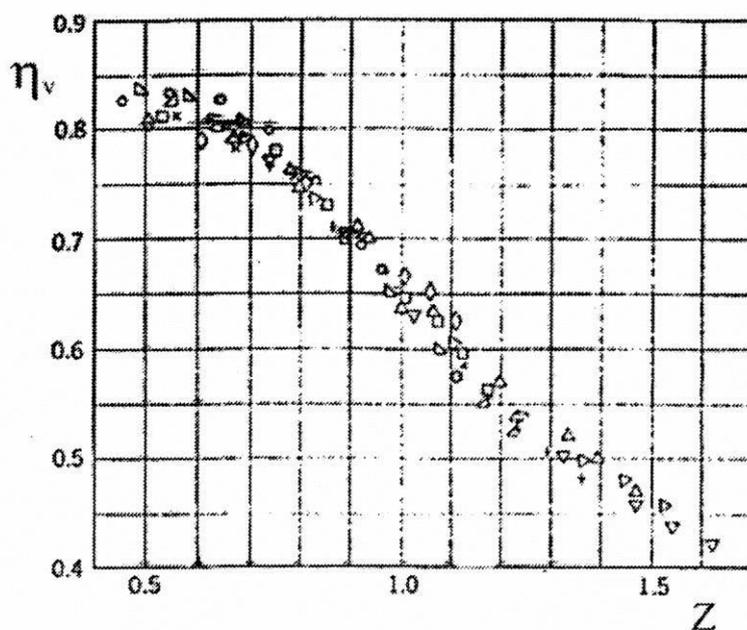


Fig 2.25: Rendimiento volumétrico en función del índice de Mach

Por otra parte, los ensayos realizados con motores de cuatro cilindros por Fukutani y Watanabe permitieron obtener las siguientes conclusiones:

- El número de Mach medio  $M_V$  es más representativo de las características del rendimiento volumétrico que el índice de Mach  $Z$  utilizado por Taylor.

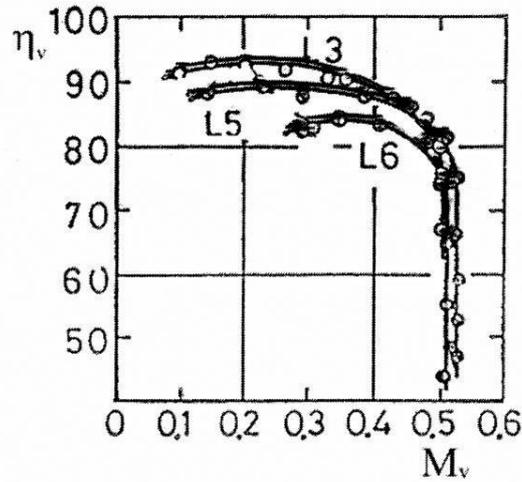


Fig 2.26: Rendimiento volumétrico en función del número de Mach

- Cuando el valor de  $M_V$  se aproxima a 0,5 el rendimiento volumétrico siempre disminuye rápidamente. La relación entre la presión de admisión y la presión en el interior del cilindro supera la relación entre la presión de admisión y la presión crítica, durante la mayor parte del periodo en que permanece abierta la válvula de admisión lo que provoca que el flujo a través de la válvula se bloquee.

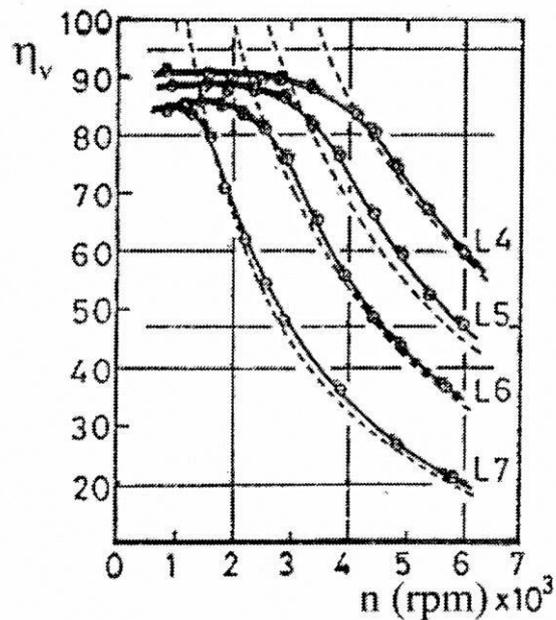


Fig 2.27: Rendimiento volumétrico en función régimen de giro para distintas secciones efectivas

### Efectos de inercia

A altas velocidades del motor, cuando la válvula de admisión está cerrando aumenta la presión de entrada de la misma debido a la inercia del gas que circula por el sistema de admisión, y esto permite que el proceso de carga continúe cuando el pistón comienza a subir. Este efecto es mayor a medida que el régimen de giro del motor aumenta. Con el retraso del cierre de la admisión (RCA), del que hablaremos con más detalle más adelante, permite el aprovechamiento de este fenómeno.

### Retroceso de gases hacia el conducto de admisión.

Debido al RCA, puede existir un cierto retroceso de gases hacia el conducto de admisión desde el cilindro cuando el motor gira a velocidades bajas, siendo mayor cuanto más bajo es el régimen de giro lo que provoca que disminuya el rendimiento volumétrico. Debido a que el RCA solo puede optimizarse para un cierto rango de regímenes, generalmente altos, para aprovechar los efectos de inercia, la solución ha sido integrar sistemas con RCA variable, que permitan modificar dicho retraso en función del régimen de giro, minimizando así las penalizaciones en el rendimiento volumétrico

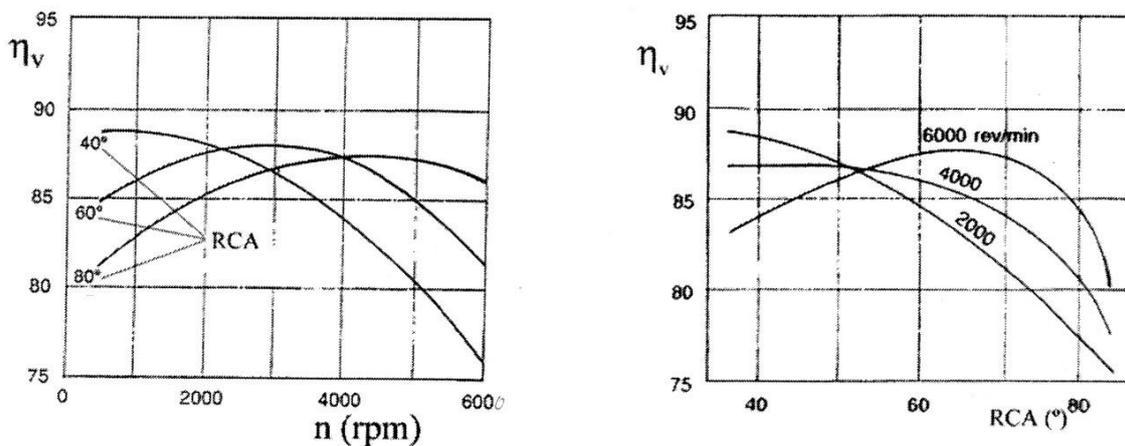


Fig 2.28: Rendimiento volumétrico en función del régimen de giro y el RCA

### Sintonización de los colectores

Como se ha analizado anteriormente, la apertura de las válvulas de admisión origina ondas de expansión que se propagan aguas arriba del colector de admisión, pudiendo reflejarse en el extremo abierto de dicho colector como ondas de presión. Estas ondas

reflejadas se propagan hacia los cilindros originando un aumento de presión por encima de la presión nominal al llegar a la válvula de admisión. Si esta onda llega antes de que cierre la válvula aumentará el gasto másico en el cilindro y por tanto mejorará el rendimiento volumétrico. El tiempo que tardan estas ondas en recorrer estas, los conductos dependerán de la longitud de los conductos y del régimen de giro al que esté girando el motor.

Como resumen, en la imagen se puede ver el efecto de todos los factores analizados anteriormente y como afectan al rendimiento volumétrico en función del número de vueltas.

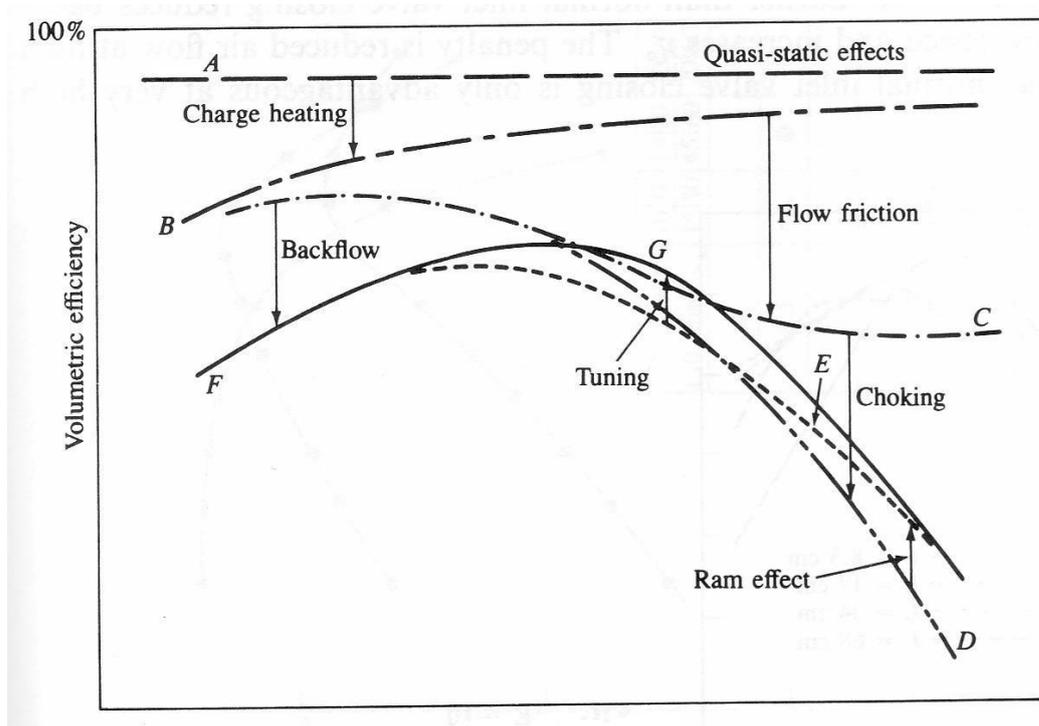


Fig 2.29: Rendimiento volumétrico en función de la velocidad media del pistón.

Los efectos que no dependen de la velocidad hacen caer el rendimiento del 100% a la curva A. Entre estos efectos se encuentran la vaporización del combustible, el dosado, el grado de admisión y la relación de compresión. Las pérdidas debidas a la transmisión de calor desde el sistema de admisión y el cilindro hacen que la curva A caiga hasta la B, siendo este efecto mayor a bajas velocidades debido fundamentalmente al mayor tiempo de residencia de los fluidos en el interior del cilindro. El efecto de la fricción, que aumenta con el cuadrado de la velocidad, provoca que la curva B caiga hasta la C. A altos regímenes de giro, el flujo que entra en el cilindro llega a bloquearse durante parte del proceso de admisión. En consecuencia, el gasto másico admitido no varía significativamente con el aumento del régimen de giro a partir del momento del bloqueo. Esto provoca que la curva C caiga hasta la

D. El RCA tiene el efecto positivo del aprovechamiento de la inercia a altos regímenes de giro, haciendo que la curva D suba hasta la E. El RCA tiene también como efecto negativo el retroceso de gases hacia la admisión a bajas velocidades haciendo que la curva C caiga hasta la F a bajas vueltas. Por último, el correcto aprovechamiento de la sintonización de los colectores de admisión y/o escape permite mejorar el rendimiento volumétrico de forma importante, sobre el rango de velocidades del motor que se desee, haciendo que la curva F suba hasta la G.

#### – **Temperatura exterior**

La distribución de temperatura en el sistema de admisión depende fundamentalmente de su geometría y de la temperatura del refrigerante.

Cuando aumenta la temperatura exterior, el proceso se hace más adiabático al disminuir la diferencia de temperatura entre el fluido y las paredes del sistema de admisión, siempre más calientes. Experimentalmente se ha comprobado que el rendimiento volumétrico mejora con la raíz cuadrada de la temperatura exterior, esto es:

#### – **Dosado**

En los motores de encendido provocado (MECH) el dosado se mantiene sensiblemente constante. El dosado relativo ( $F_R$ ) varía entre el de máximo rendimiento, en torno 0,85, y el de máxima potencia, en torno a 1,15.

Se ha comprobado en la práctica que en estos márgenes de variación los distintos factores que influyen en el rendimiento volumétrico, como son la temperatura de residuales y el aumento del número de Mach por variación de  $\lambda$ , quedan prácticamente compensados. Por tanto, el rendimiento volumétrico se mantiene prácticamente constante para dosados relativos superiores a 0,8.

En motores diésel, la variación de la carga se obtiene variando la cantidad de combustible inyectado, trabajando con dosados relativos entre 0,2 y 0,8. El aumento del dosado relativo disminuye el rendimiento volumétrico por el aumento simultáneo de las temperaturas de las paredes y de los residuales que hacen que el proceso sea menos adiabático y que se dilate la mezcla. Por tanto, el rendimiento volumétrico disminuye a medida que se aumenta el dosado relativo hasta llegar a 0,8, a partir del cual el rendimiento se mantiene constante.

## – Vaporización del combustible

En los motores de encendido por compresión la inyección de combustible tiene lugar cuando las válvulas están cerradas, con lo cual las características físicas del combustible no afectan al rendimiento volumétrico.

En los MECH, cuando el combustible que se suministra al motor es líquido, caso más común, la vaporización del mismo tienen cierta influencia en el llenado, ya que la mezcla admitida se enfría debido al calor latente de vaporización, aumentando la densidad en el sistema de admisión y mejora el rendimiento volumétrico.

En MECH con alimentación por carburador el efecto anterior viene penalizado por el aumento del combustible depositado en las paredes del colector, lo que facilita la transmisión de calor a la mezcla. Normalmente es necesario incorporar un sistema de calefacción en el sistema de admisión, especialmente cuando el calor latente de vaporización del combustible es elevado, con el objetivo de mejorar la gasificación del combustible consiguiendo una vaporización completa y en consecuencia un reparto de la mezcla más homogéneo aún a costa de penalizar el rendimiento volumétrico.

En los MECH con inyección de combustible líquido justo aguas arriba de la válvula de admisión, (Inyección indirecta, como es nuestro motor), el llenado del motor mejora respecto al uso del carburador ya no es necesario el calentamiento del sistema de admisión, la cantidad de combustible líquido depositado en los conductos de admisión disminuye, resultando el proceso de admisión más adiabático y mejorando por tanto el rendimiento volumétrico.

## 1.11. Diagrama de distribución

Una de las modificaciones que permiten mejorar el proceso de llenado es la variación de los momentos de apertura y cierre de las válvulas del motor con relación al momento teórico para hacerlo. El momento teórico para abrir y cerrar las válvulas es en el PMS y en el PMI (Las válvulas de admisión abren en el PMS y cierran en el PMI, mientras que las válvulas de escape lo hacen al contrario), pero al adelantar las aperturas y retrasar los cierres se consigue mejorar el proceso de llenado aumentando de forma significativa las prestaciones del motor, al aumentar la cantidad de mezcla fresca que se introduce en el cilindro y mejorar la velocidad con la que se vacía el cilindro de los gases de combustión.

En la imagen se muestran los diagramas de la distribución teórica y real de los momentos de apertura y cierre de las válvulas.

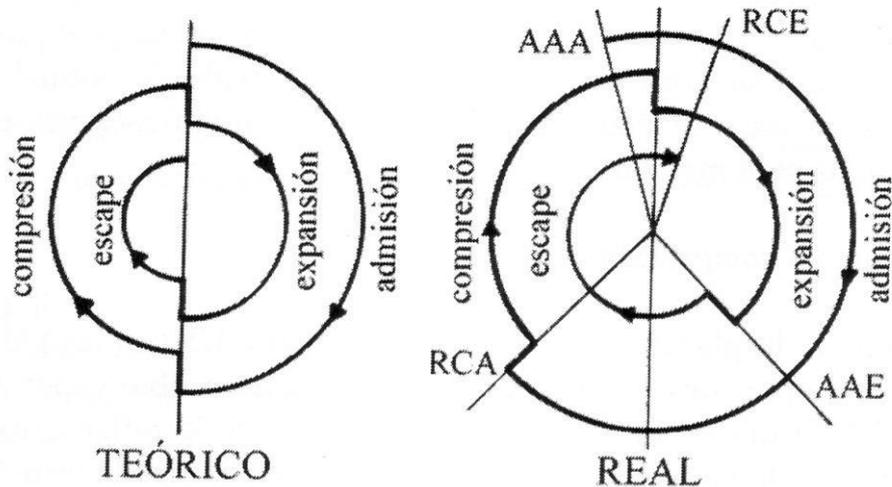


Fig 2.30: Diagramas circulares de la distribución teórica y real de un motor 4T

Los avances y retrocesos dependen del régimen de giro y están relacionados con la posición de las levas en el árbol de levas. Para cambiar los avances y retrocesos de las válvulas, por ejemplo, para aumentar la potencia en un motor destinado a competiciones, es necesario reemplazar el árbol de levas completo. Tanto el avance como el retroceso se miden en los grados que gira el cigüeñal antes o después de que el pistón alcance el PMS (punto muerto superior) o el PMI (punto muerto inferior). Los avances y retrocesos son cuatro:

#### Avance de la Apertura de Admisión (AAA)

Si analizamos el funcionamiento de un motor de cuatro tiempos, vemos que el mejor momento para abrir la válvula de admisión es cuando el pistón se encuentra en el punto más alto de su recorrido (PMS). Sin embargo, debido a que la mezcla aire/combustible se encuentra en movimiento, al abrir la válvula de admisión antes que el pistón llegue al PMS, se permite que esta ingrese por más tiempo al cilindro, consiguiendo un mejor llenado.

#### Retraso del Cierre de Admisión (RCA)

Por la misma razón, debido a la inercia que mantiene la mezcla aire/combustible, si mantenemos la válvula de admisión abierta un tiempo después que el pistón alcanzó el PMI, incluso cuando este está ya subiendo, permitimos que continúe entrando la mezcla, lo que permite un llenado aún mayor del cilindro, con el consiguiente aumento del rendimiento

volumétrico del motor. Otro motivo es el aumento de rendimiento o de aprovechamiento del trabajo que puede producir el motor al conseguir una carrera de expansión más larga que la de compresión. El punto óptimo de cierre de la válvula es aquel en el que el flujo de la válvula se invierte, es decir, el punto para el que el caudal se anula.

#### Avance de la Apertura de Escape (AAE)

Suele ser de unos 40-45° antes del PMI, lo que permite vaciar el cilindro más rápidamente. Teóricamente, con esto se pierde potencia al estar los gases de la combustión haciendo presión sobre el pistón durante menos tiempo, pero esta pérdida es muy baja y se compensa con creces al aumentar la velocidad de vaciado del cilindro.

#### Retraso del Cierre de Escape (RCE)

Al igual que en los casos anteriores, debido a la inercia que mantienen los gases de escape, éstos continúan saliendo por su válvula, incluso cuando el pistón pasó el PMS e inició la carrera descendente. La apertura de la válvula de admisión se efectúa momentos antes del cierre del escape, para optimizar, nuevamente debido a la inercia que presentan los gases frescos y quemados, el intercambio de los mismos dentro del cilindro disminuyendo la masa de residuales que queda en el cilindro. El cierre de la válvula debe coincidir con el punto para el que el caudal se anula.

#### Cruce de válvulas

El retraso del cierre de las válvulas y el avance de la apertura provocan un "solapamiento" en las aperturas de las válvulas de admisión y escape, llamado cruce de levas o cruce de válvulas, consiste en el espacio, medido en grados sexagesimales de giro del cigüeñal, en el que la válvula de escape y la de admisión se encuentran abiertas en forma simultánea. Suele ser de unos 20° a 25° para motores normales de uso urbano o de carretera, y en el caso de los motores de altas prestaciones, para competición, puede llegar a 35° o incluso más. Un cruce de válvulas amplio permite al motor alcanzar unas RPM más altas, pero su funcionamiento a bajas velocidades reducirá drásticamente el rendimiento del motor, entregando menos potencia y un par motor menor. Por el contrario, un cruce de levas corto, permitirá al motor obtener un buen rendimiento a regímenes bajos, pero por encima de las 3.500/4.000 rpm (dependiendo del diseño del motor) sus prestaciones decaen.

Con ambas válvulas abiertas al mismo tiempo lo que se consigue es optimizar el proceso de vaciado y llenado del cilindro, haciéndolo más eficiente.

Los gases producto de la combustión han alcanzado una alta velocidad al ser barridos por el pistón en su carrera ascendente, acercándose al PMS. Los gases de escape continúan saliendo por efecto de la inercia, aun cuando el pistón ha pasado el PMS y comienza a descender. Manteniendo abierta la válvula de escape se logra vaciar completamente el cilindro de estos gases, que continúan saliendo por efecto de la inercia ya mencionada, a pesar que el pistón se encuentra descendiendo, ya en la fase de admisión.

Previo a lo expuesto anteriormente, adelantando la apertura de la admisión antes que el pistón llegue al PMS, permite que los gases de escape, que están ya saliendo a gran velocidad, arrastren tras de sí a los gases frescos, presentes en la lumbrera de admisión. Así se consigue un llenado del cilindro más rápido y completo. Con esto también se consigue que disminuya la masa de residuales que queda en el cilindro para el siguiente ciclo.

Cuanto mayores sean los ángulos AAA y RCE mayor será el intercambio. Por esta razón, para poder elevar las RPM del motor (al margen de otros cambios que pueden o deben hacerse en el motor), hay que acelerar el vaciado y llenado del cilindro. Esto se consigue, entre otras cosas, aumentando el cruce de válvulas. En cambio, a bajas RPM parte de los gases frescos escapan por la válvula de escape antes que esta se cierre, con lo que la fuerza de la explosión es menor, y en consecuencia, disminuyen el par motor y la potencia.

Al depender del régimen de giro los avances y retrocesos, para optimizar el comportamiento del motor interesa poder variar la apertura y cierre de las válvulas según el régimen de giro en el que el motor se encuentre, lo que permite mejorar el funcionamiento del motor al mejorar el rendimiento volumétrico.

La distribución de válvulas variable es un sistema que hace variar el tiempo de apertura y cierre de las válvulas de admisión de aire (o escape de gases) en un motor de combustión interna alternativo, especialmente de ciclo Otto, en función de las condiciones de régimen y de carga motor con objeto de optimizar el proceso de renovación de la carga. El objetivo final es mejorar el rendimiento volumétrico en todas las circunstancias, sin recurrir a dispositivos de sobrealimentación.

Estos sistemas permiten utilizar el tiempo óptimo de apertura y cierre de las válvulas a cualquier régimen de giro del motor. Según el fabricante del sistema se utilizan diferentes soluciones que modifican el calado de los árboles de levas, hacen actuar otra leva a altas

revoluciones o modifican por medio de excéntricas la posición del árbol de levas sobre sus apoyos.

Hay dos sistemas fundamentales a la hora de variar la distribución.

1. Variación de la alzada de válvula, con ello se consigue modificar simultáneamente el avance y cierre de la válvula, además de disminuir el área de paso de los gases frescos.
2. Desplazamiento del árbol de levas con respecto al cigüeñal.

De la combinación de estos dos movimientos es posible ajustar cada uno de los ángulos de manera independiente al valor deseado.

#### Retroceso de gases hacia el conducto de admisión.

Debido al RCA, puede existir un cierto retroceso de gases hacia el conducto de admisión desde el cilindro cuando el motor gira a velocidades bajas, siendo mayor cuanto más bajo es el régimen de giro lo que provoca que disminuya el rendimiento volumétrico. Debido a que el RCA solo puede optimizarse para un cierto de rango de regímenes, generalmente altos, para aprovechar los efectos de inercia, la solución ha sido integrar sistemas con RCA variable, que permitan modificar dicho retraso en función del régimen de giro, minimizando así las penalizaciones en el rendimiento volumétrico.

## 3 SIMULACIONES

---

### 3.1. Selección del motor

En este proyecto se va a partir de un motor inicial de una motocicleta. El motor seleccionado es el de la Honda CBR 600 RR, modificando sus prestaciones y mejorando en lo posible las mismas.

La elección de este motor viene motivada porque el proyecto versa sobre las modificaciones de las prestaciones en un motor que, siendo un motor de una motocicleta creada para su uso diario, su estructura es utilizada ampliamente en la competición, no solo en el mundo del motociclismo, como puede ser el campeonato del mundo de Moto 2, como en otras competiciones automovilísticas, tanto en rallies como en la competición universitaria denominada Formula Student.

Este motor destaca por su fiabilidad y por sus altas prestaciones, pese a tener una cilindrada reducida. Podremos ver como varían las prestaciones de este motor realizando una serie de modificaciones concretamente en el ciclo de admisión del mismo, viendo sus modificaciones frente a variaciones en las condiciones operativas del funcionamiento del motor.



Fig 3.1: Motor CBR 600 RR

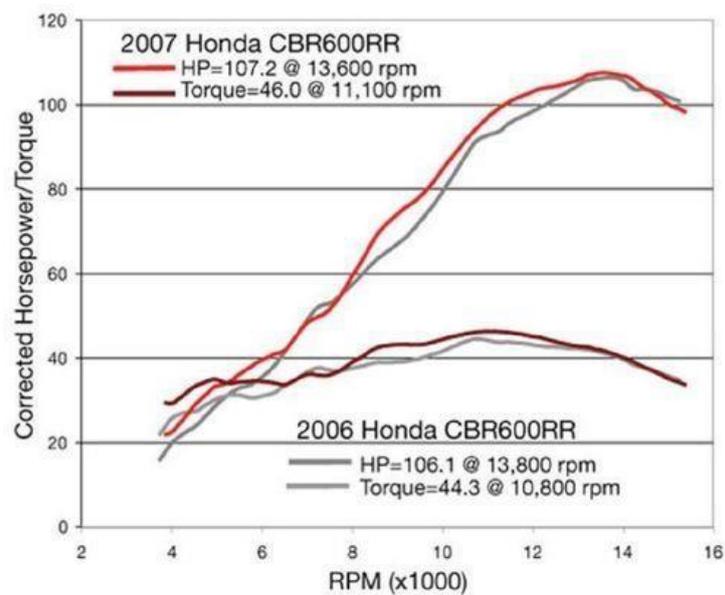


Fig 3.2: Curvas de par/potencia de una CBR600 RR

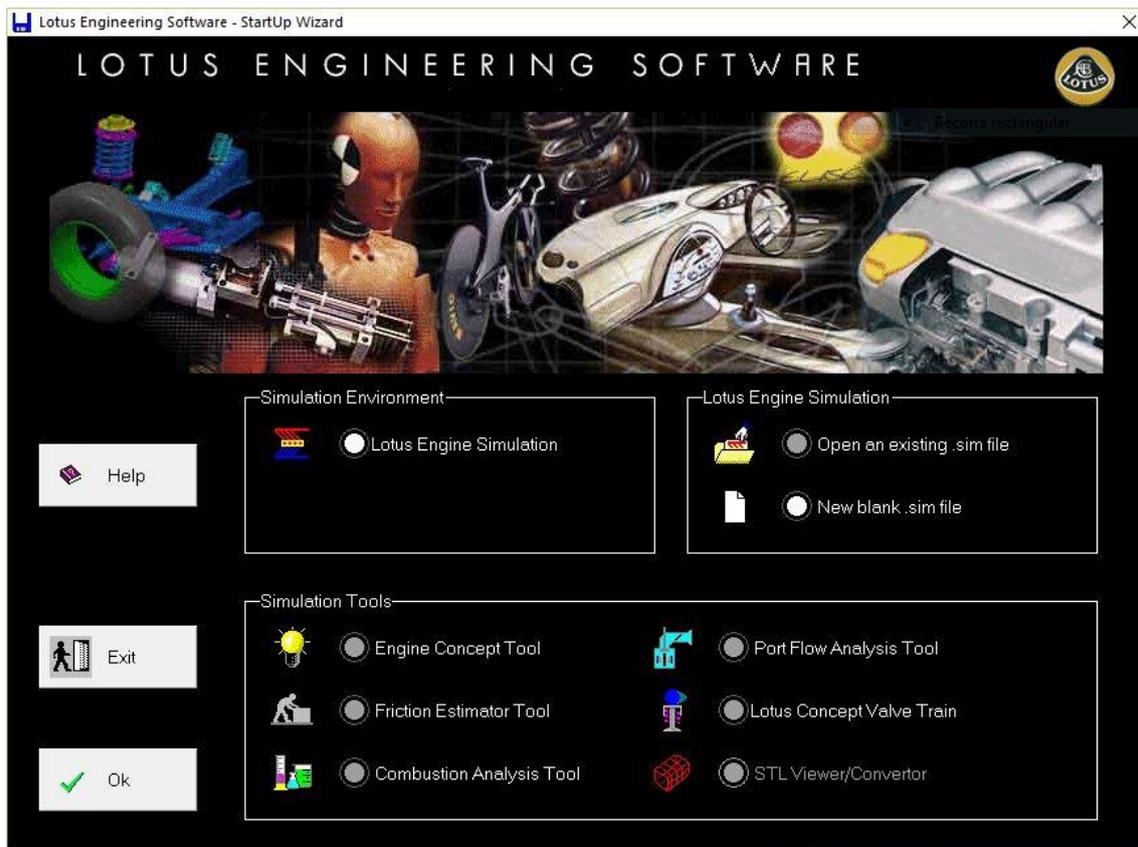
Características del motor seleccionado:

- Cilindrada: 599cc
- Potencia Máxima: 86 kW / 13.000 rpm
- Par Motor Máximo: 66 Nm / 11.000 rpm
- Tipo de motor: 4 Tiempos.

- 4 Cilindros en línea.
- Refrigeración líquida.
- 16 Válvulas.
- Diámetro × carrera: 67×42,5 mm.
- Rel. compresión: 12:1.
- Alimentación: Inyección electrónica de gasolina
- Orden de encendido: 1-2-4-3

### 3.2. Simulador

El simulador utilizado en este proyecto será el LOTUS EGENIERING SOFTWARE. Este software permite realizar simulaciones con una gran variedad de motores, desde monocilíndricos a policilíndricos, pasando por los motores de 2 tiempos y de 4 tiempos, creado fundamentalmente para su uso en competición.



*Fig 3.3: Imágenes del LOTUS SOFTWARE 1*

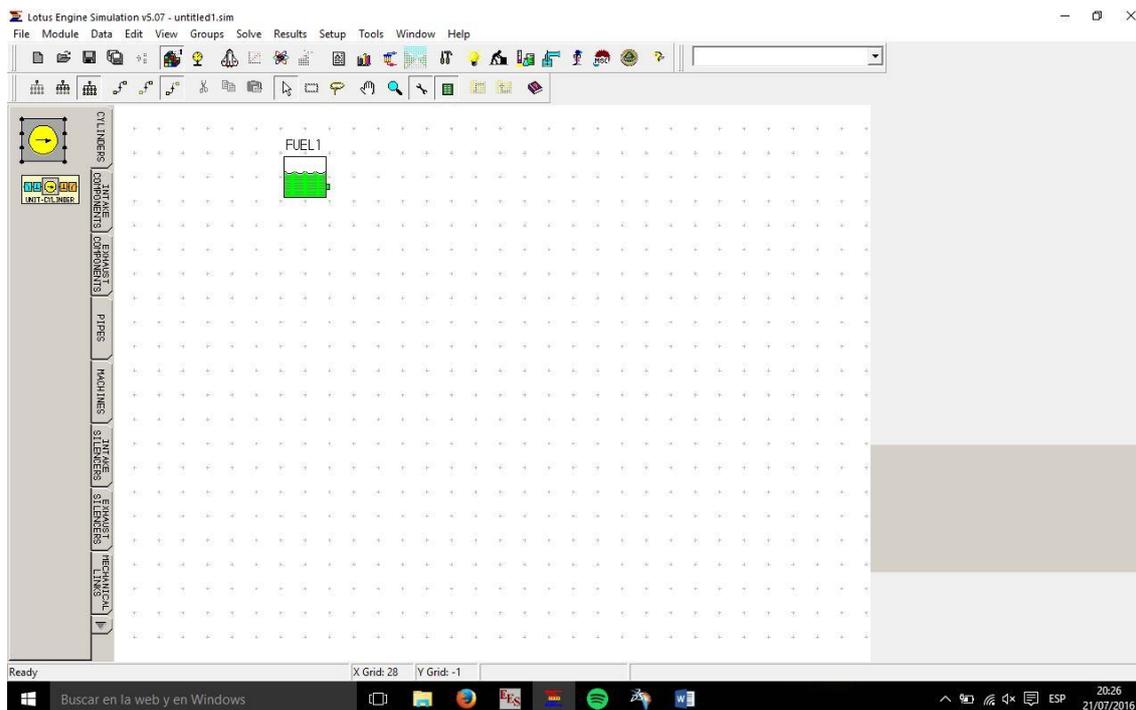


Fig 3.4: Imágenes del LOTUS SOFTWARE 2

Este es un software de desarrollo de motores que permite simular condiciones de motor en diferentes casos durante un cierto número de ciclos hasta que se alcanza el régimen permanente en esas condiciones, siendo este valor definido por el usuario. El programa tiene un lenguaje de programación por bloques, los cuales se van uniendo mediante conductos (de admisión o de escape), y dichos bloques corresponden con las diferentes partes del motor.

Este software permite obtener las curvas de par y potencia entregadas por el motor, emisiones y consumo, análisis acústico, etc. En particular en este proyecto el software se va a utilizar para realizar un análisis de algunas de las condiciones operativas en las que puede funcionar el motor (temperatura y presión), así como la variación de otros parámetros (relación de compresión y variaciones en los puntos de apertura y cierre de la válvula de admisión) para estudiar, y que sea objeto de análisis, las variaciones que se produzcan en las características del motor.

Lo primero que debemos hacer es crear nuestro modelo del motor en el software. Introducimos los datos del motor que se adjuntan en el *Anexo 6.1*, creando y dando forma a los cilindros, válvulas, conductos de admisión, etc. Comenzamos definiendo el número de cilindros que tendrá nuestro motor, en este caso cuatro, y si es un motor de cuatro o de dos tiempos. Definimos el combustible que vamos a utilizar, y el método utilizado para

introducirlo en el motor (inyección directa, indirecta, cuerpo de carburación, etc.).

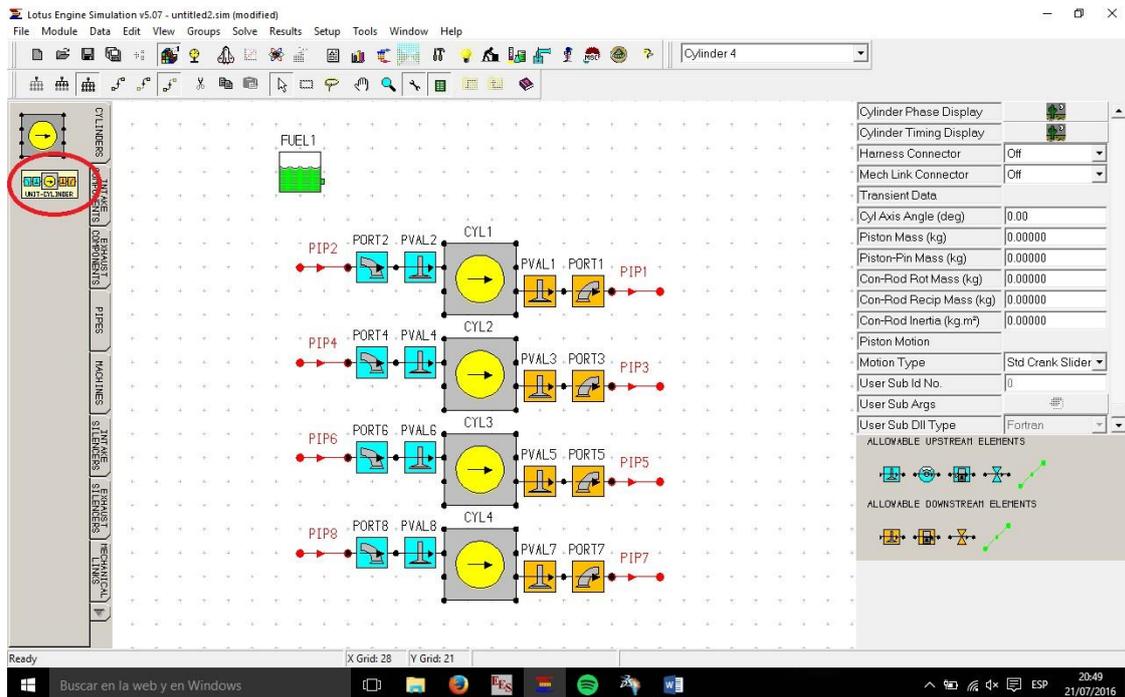


Fig 3.5: Imágenes del LOTUS SOFTWARE 3

A continuación, determinamos otros parámetros importantes como pueden ser el orden de ciclo de los cilindros, el material de los componentes del mismo, y una gran variedad de opciones que proporciona este potente software.

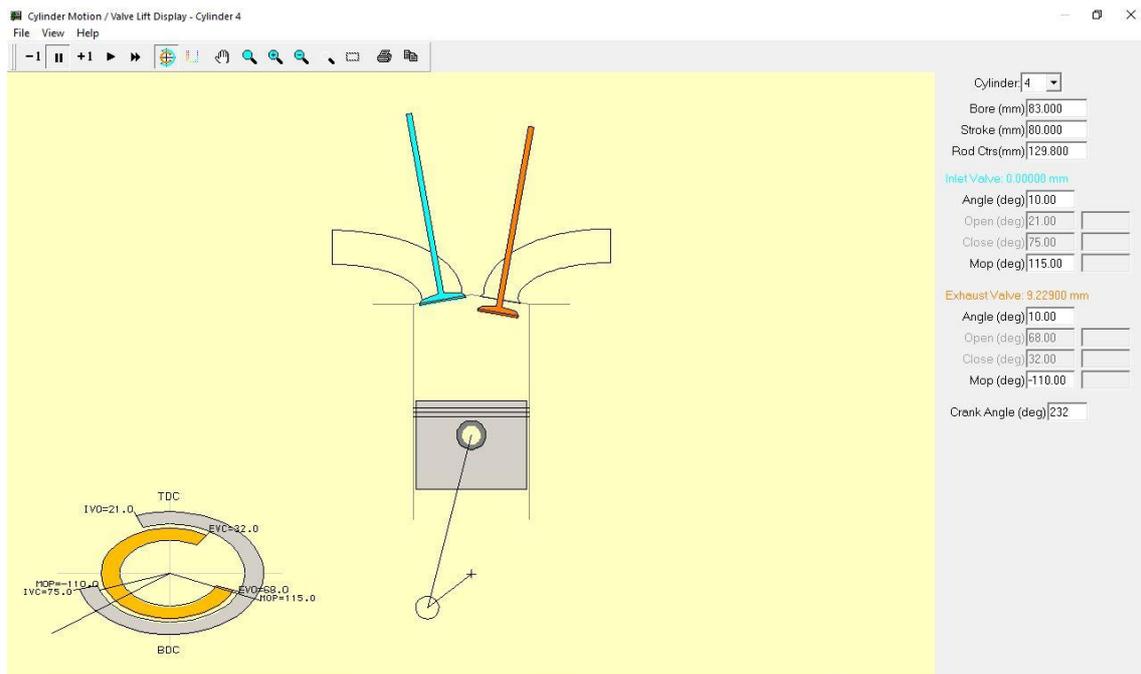


Fig 3.6: Determinación de los grados de apertura y cierra de las válvulas de admisión y escape

Pasamos ahora a definir el número de válvulas por cilindro que queremos en nuestro motor, que en nuestro caso será de dos. Una vez realizado este paso, pasamos a dar formas a las “pipes”, los conductos de admisión y de escape del motor. En este caso, comenzamos dando valores, puesto que no se tienen datos de la medida real de este componente hasta alcanzar las prestaciones de nuestro motor.

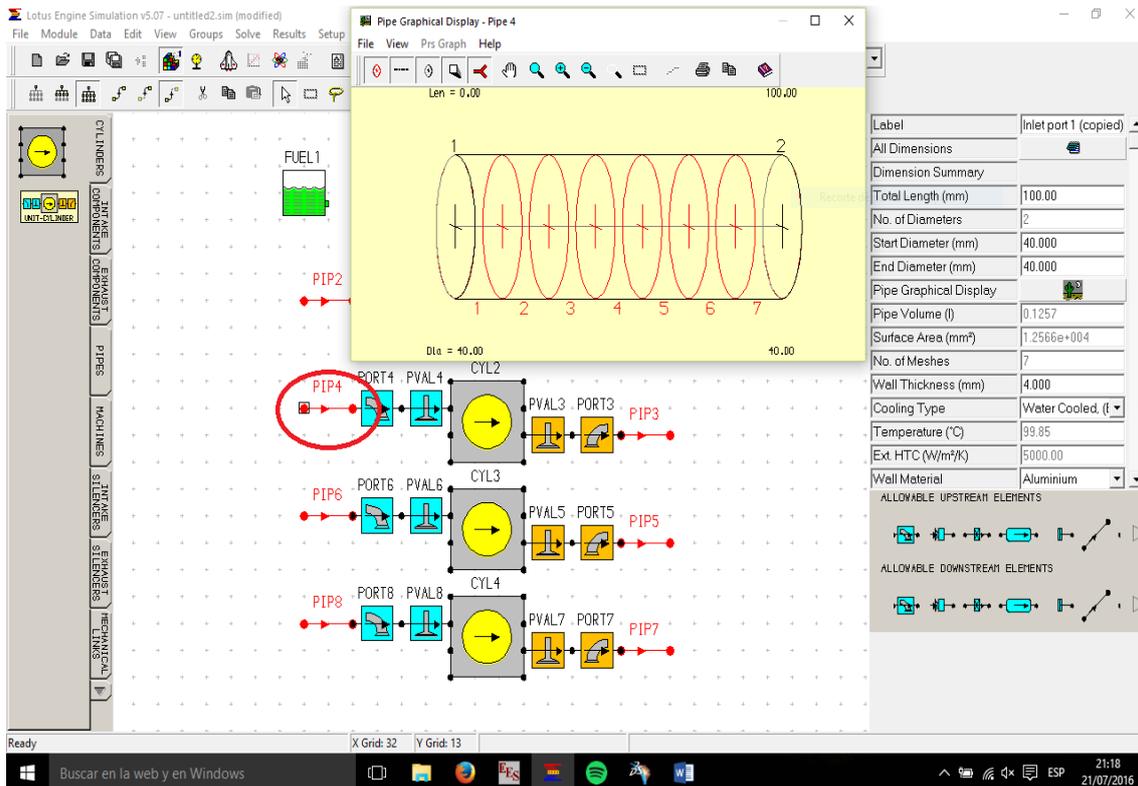


Fig 3.7: Gráfica y datos de las toberas de admisión y escape

En este caso se ha optado por diseñar unas toberas que sean “simples”, sin variaciones en su diámetro, debido a lo complicado de poder obtener los datos reales del motor CBR.

Terminamos por crear el modelo real del motor, añadiendo los distintos “plenums”, colectores de admisión de entrada y colectores de escape, y el control a la entrada y a la salida.

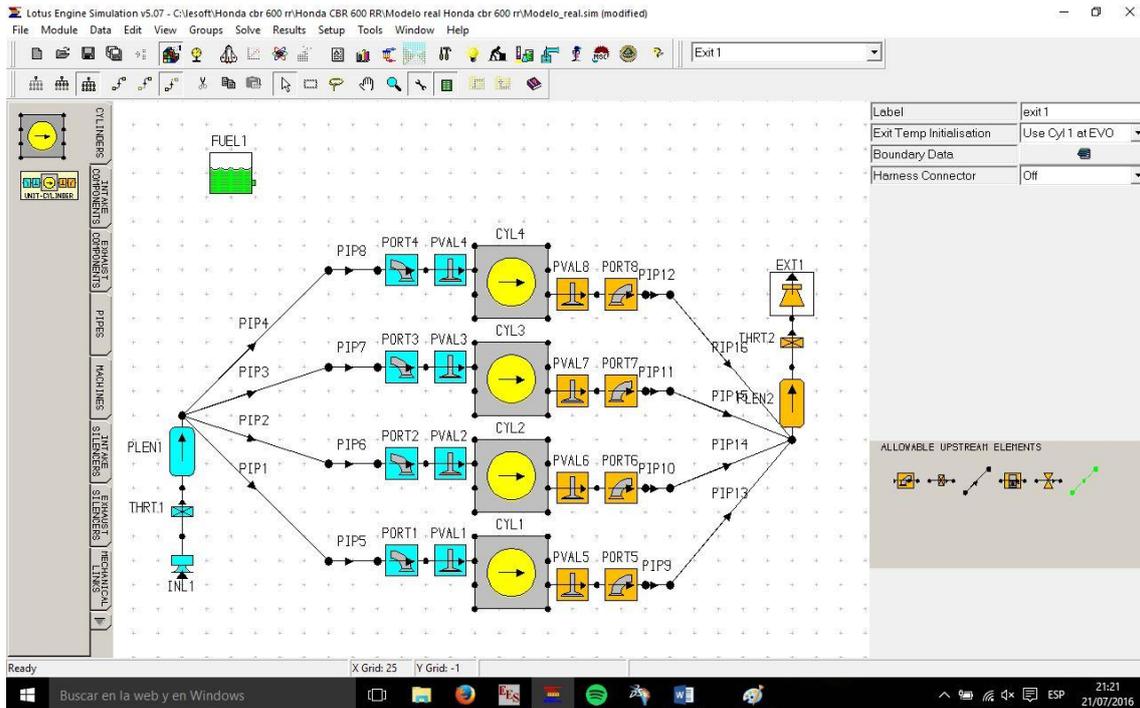


Fig 3.8: Modelo real Honda CBR 600 RR

Una vez presentado el modelo de nuestro motor, comenzaremos las simulaciones para poder sacar las prestaciones reales, y a partir de aquí, empezar con nuestro estudio paramétrico del mismo.

Los resultados obtenidos son los siguientes:



Fig 3.9: Parámetros CBR 600 RR

Otra de las ventajas que nos ofrece el programa una vez simulado, es el poder ver cómo evoluciona el fluido a medida que los ciclos de los distintos cilindros se suceden, eligiendo nosotros el rango de velocidades (rpm) para los cuales queremos obtener los resultados. Como podemos apreciar en la imagen, obtenemos datos de temperaturas, presión, densidad, velocidades instantáneas en los distintos puntos elegidos, etc.

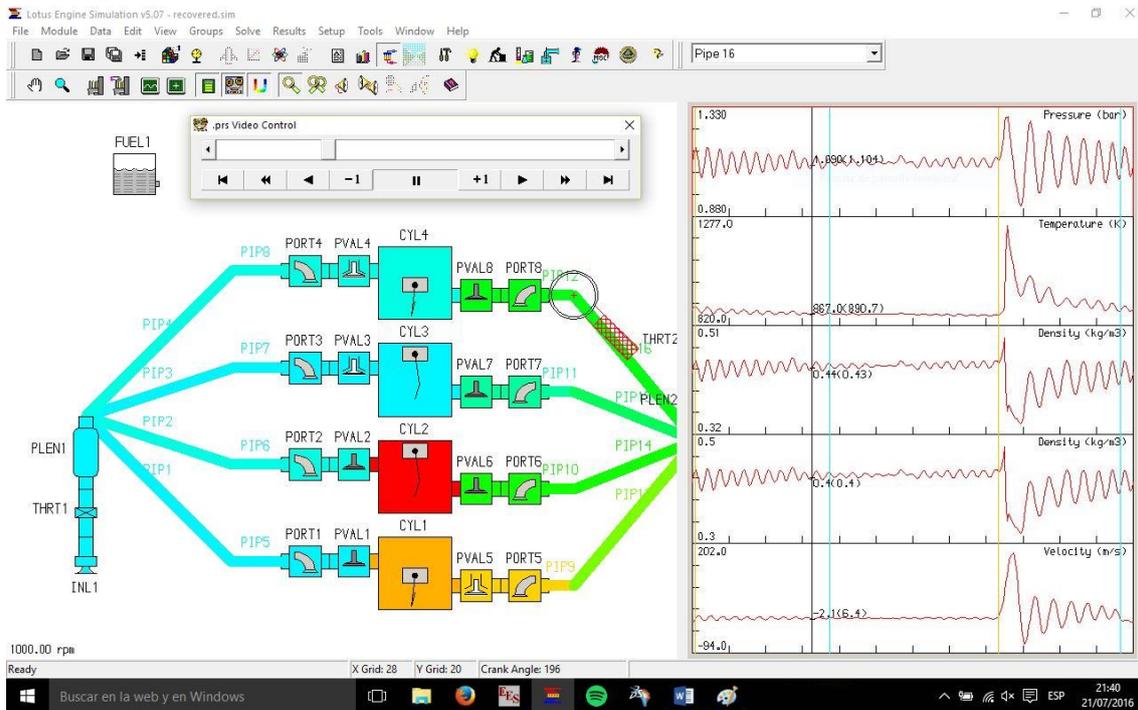


Fig 3.10: Modelo dinámico real Honda CBR 600 RR

### 3.3. Variaciones de la temperatura de admisión

En este primer apartado vamos a realizar un estudio paramétrico modificando las condiciones ambientales que rodean el motor durante su funcionamiento, con el objetivo de ver las variaciones que se producen en parámetros tan significativos como la potencia, par, gasto específico y efectividad volumétrica, las cuales están relacionadas directamente entre sí.

En la siguiente gráfica, podemos ver como varía la potencia al variar la temperatura de entrada al motor. Se aprecia como al disminuir la temperatura de entrada, aumenta la potencia producida por el mismo. La presión de admisión del cilindro es la variable de control de carga de un MEP. Sus variaciones provocan cambios en el proceso de renovación de la carga con alteración de la fracción de gases residuales y por tanto sobre la combustión.

Muy relacionado con la presión esta la temperatura de admisión. En realidad, quien determina el grado de carga en el motor (MEP) es la densidad existente en la admisión, dependiendo esta tanto de la presión como de la temperatura. La densidad máxima de admisión admisible para la operación de un MEP viene impuesta por consideraciones de carga térmica y mecánica del motor. Ello suele expresarse en términos de presión máximas, salvo por la influencia de la temperatura.

Podemos ver entonces como, a medida que disminuye la temperatura ambiente, y por lo tanto la temperatura de admisión al motor, la densidad aumenta, provocando un aumento de la presión en los conductos de admisión, y la presión máxima alcanzada en el interior del cilindro. Esto provoca un aumento de la potencia producida por el motor, como hemos dicho con anterioridad. También, a medida que disminuye la temperatura exterior, disminuye la temperatura de la mezcla en el cilindro, y por lo tanto la tendencia a la detonación.

Temperature (°C)	Density (kg/m <sup>3</sup> )	Thermal Conductivity (W/m/K)	Dynamic Viscosity (kg/ms)
-100	2.05	0.016	1.20E-05
0	1.294	0.024	1.70E-05
100	0.946	0.032	2.20E-05
200	0.746	0.039	2.60E-05
300	0.616	0.045	3.00E-05
400	0.524	0.051	3.30E-05
500	0.456	0.056	3.60E-05
600	0.404	0.061	3.90E-05
700	0.363	0.066	4.20E-05
800	0.329	0.071	4.40E-05

Tabla 3.1: Datos del gasto en función de la temperatura

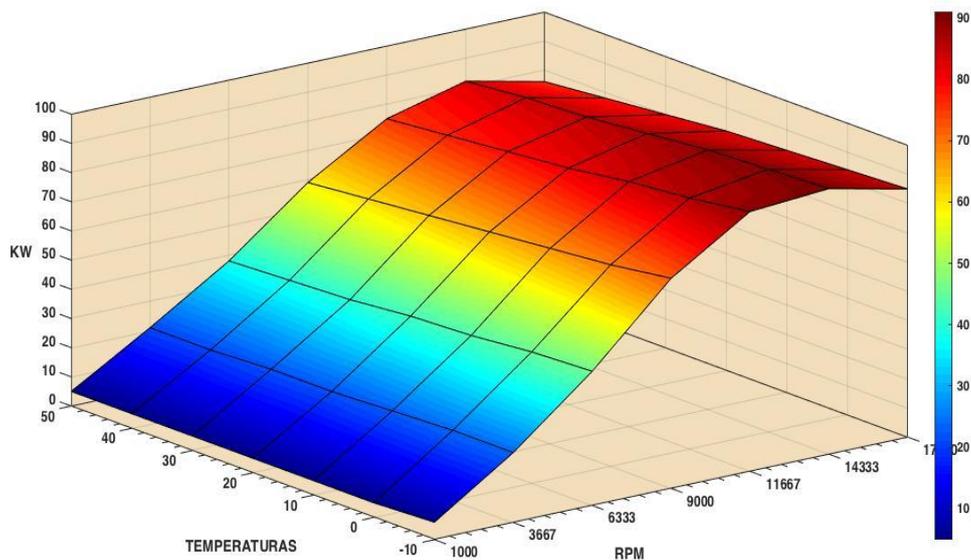


Fig 3.11: Potencia (Kw) obtenida en función de la temperatura

Además, según lo dicho anteriormente, vemos como al aumentar la presión en el interior del cilindro con la disminución de la temperatura de admisión, el trabajo realizado por el mismo es mayor, consiguiendo así un aumento del par producido, como se puede apreciar en la siguiente gráfica.

Debemos decir que el par producido va directamente ligado con el rendimiento volumétrico, y con la potencia específica, ya que esta es producto de del par por el régimen de giro del cigüeñal. Es por eso por lo que el par decae a altas revoluciones del motor.

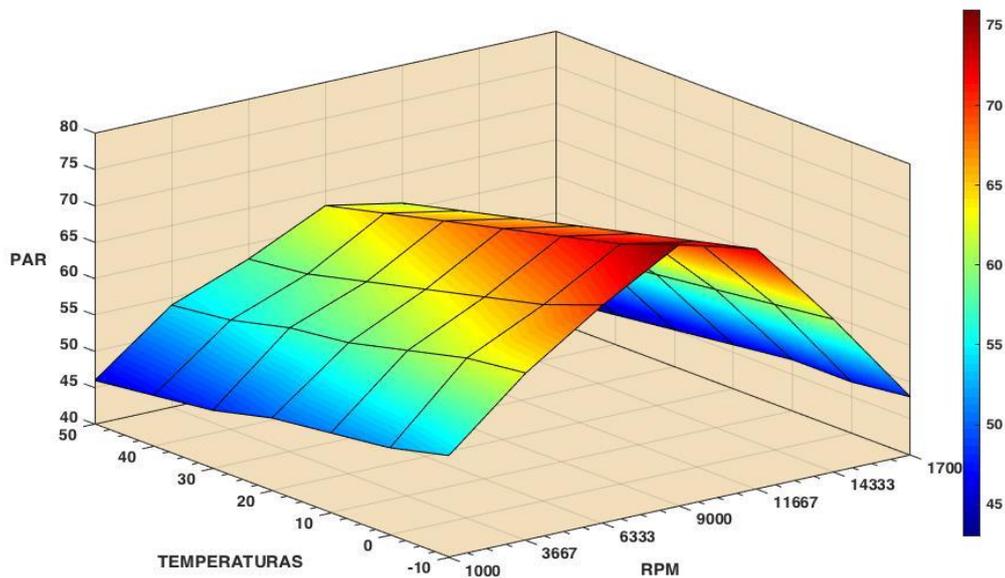


Fig 3.12: Par (N/m) obtenido en función de la temperatura

En la siguiente gráfica representamos el gasto en función de la potencia producida. Como podemos apreciar, apenas supone una variación el aumento de la temperatura ya que, aunque la potencia aumente, también lo hace el gasto admitido por el motor, al aumentar la densidad del motor provocado por la disminución de la temperatura de admisión.

$$gr_{kWh} = \frac{m_{ad}}{kW} = \frac{1}{\eta_e * H_p}$$

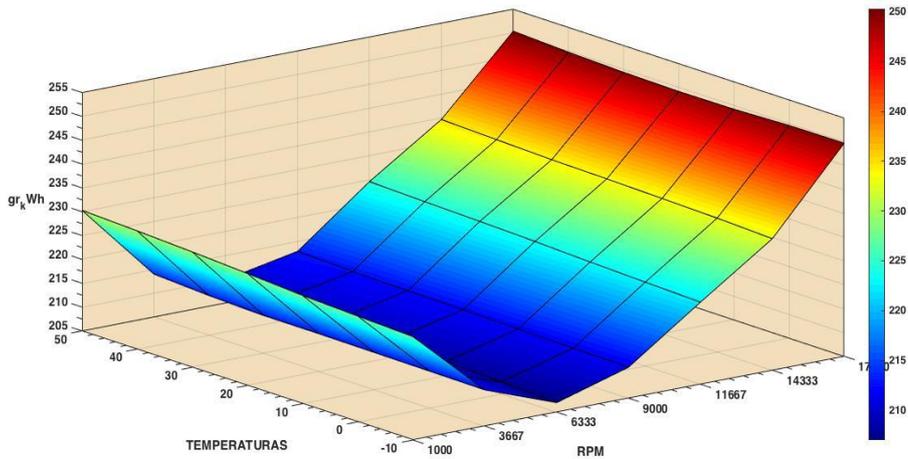


Fig 3.13: Gasto específico (gr/kWh) obtenido en función de la temperatura

En cuanto a la efectividad volumétrica, obtenemos los siguientes resultados, expresados en la gráfica ilustrada a continuación. Como podemos observar, la efectividad aumenta conforme aumenta la temperatura de admisión del motor. Por el rendimiento volumétrico, podemos establecer la siguiente relación:

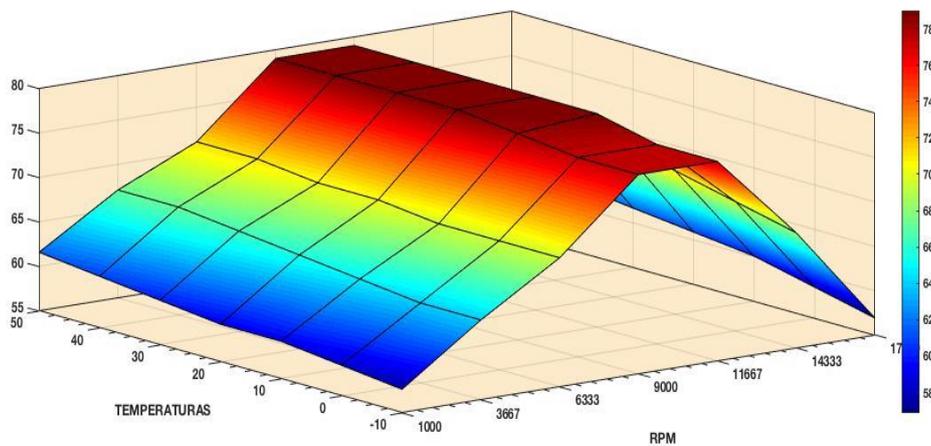
$$\eta_v \cong k * \sqrt{T_i}$$

Esto se explica por el hecho de que el proceso se vuelve más adiabático al ser menor la diferencia de temperaturas entre el fluido y las paredes del sistema de admisión, siempre más caliente. Si se supone que la capacidad de aspiración del motor, cuantificada por su cilindrada total, se puede llenar con la densidad de masa de aire del lugar de donde se aspira el motor, se obtiene una referencia para valorar la eficacia con la que se realiza el proceso real de renovación de la carga. En este caso, tomamos como referencia las condiciones del exterior, y no las situadas justo aguas arriba de la válvula de admisión. La efectividad volumétrica se define, como el gasto real introducida en el cilindro entre el gasto de referencia (condiciones del exterior). Sin embargo, el programa toma como efectividad volumétrica el flujo de aire contenida en el cilindro entre el volumen de aire contenido en el volumen barrido (en condiciones de referencia) y por el número de “aspiraciones” por segundo.

Dado que el aire es el portador principal de oxígeno para la combustión, resulta habitual sustituir el numerador por el gasto real de aire introducido.

$$\eta_v = \frac{m_a}{m_{ref}}$$

Podemos observar cómo se produce una disminución de la efectividad volumétrica a medida que aumenta el régimen de giro. Esto se debe fundamentalmente al aumento de las pérdidas por fricción, y al aumento de la velocidad de Mach, tal y como se ha explicado en el *Apartado 1.9*.



*Fig 3.14: Eficiencia Volumétrica obtenida en función de la temperatura*

### 3.4. Variaciones de la relación de compresión

En este apartado vamos a realizar un análisis viendo como varían los ya conocidos parámetros con el aumento y la disminución de la relación de compresión en nuestro motor. En este caso, desde una relación 11,3:1 a 13,1:1.

Esta variación de la relación de compresión, no solo la convierte en un atractivo para las variables de diseño, sino como variable de operación. Ello permite modificar las curvas de actuaciones del motor.

No debemos de caer en el error de aumentar en exceso la relación de compresión, puesto que podemos provocar un autoencendido del combustible, reduciendo la potencia y otras características propias del motor.

En cuanto a la potencia del motor, vemos como sufre una pequeña variación a medida

que variamos la relación de compresión. La presión alcanzada en el interior del cilindro es mayor, pero también lo es mayor su temperatura y su tendencia a la detonación, por lo que se ve poco afectado.

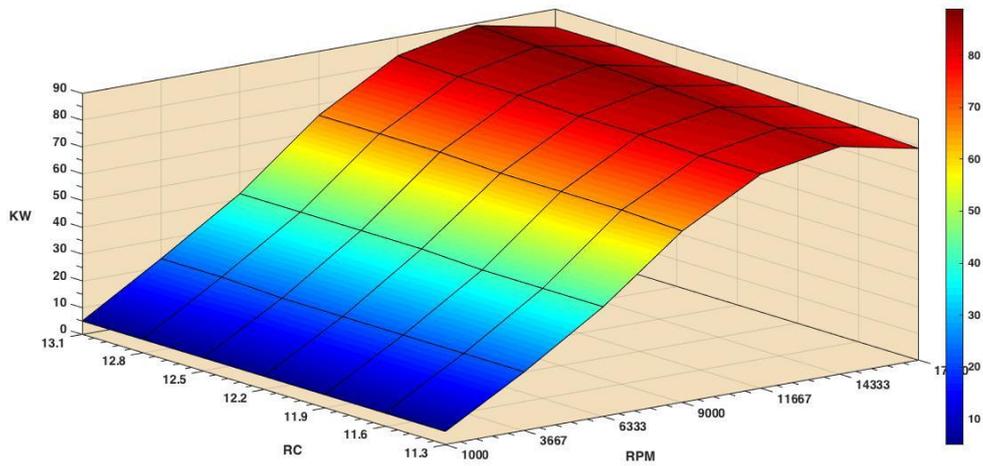


Fig 3.15: Potencia (kW) en función de la relación de compresión

Así mismo, el par varía de forma similar a la potencia ya que, según lo dicho anteriormente, es proporcional al régimen de giro entre la potencia.

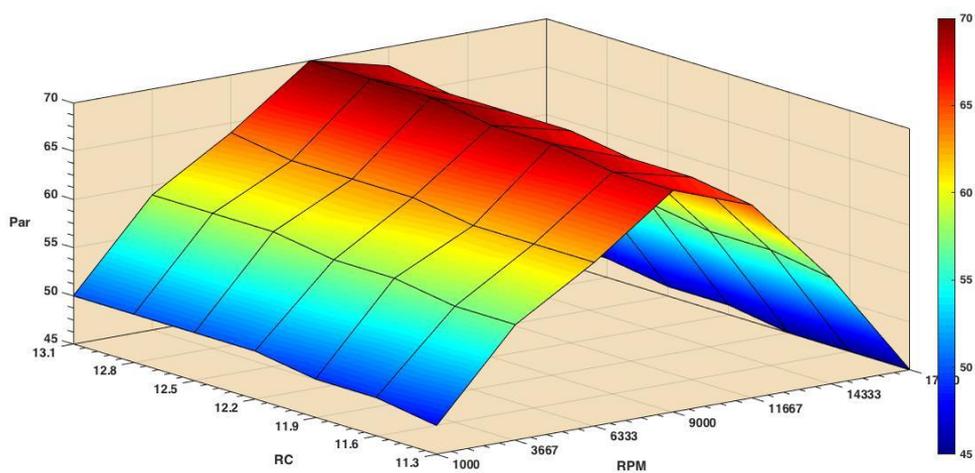
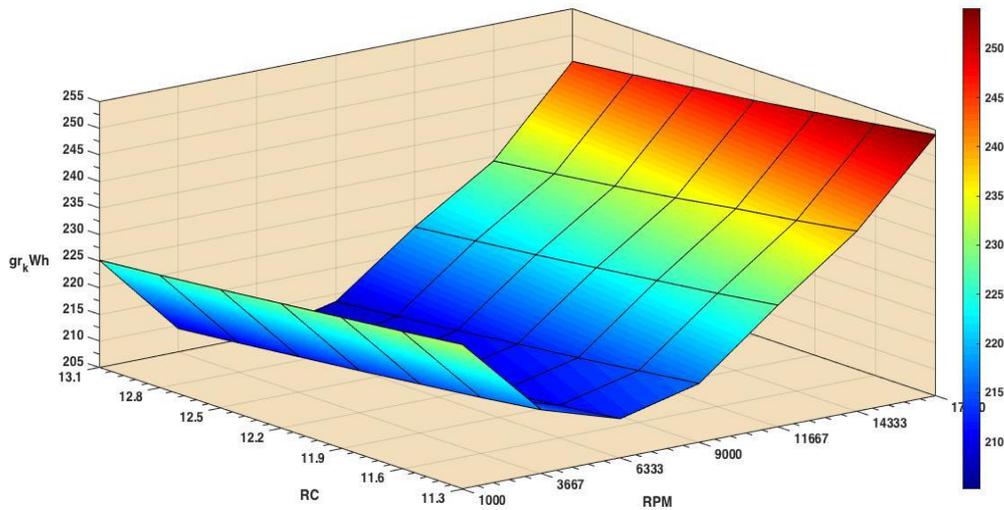


Fig 3.16: Par (N/m) en función de la relación de compresión

En cuanto al consumo específico, vemos como a medida que aumenta la relación de compresión el consumo específico se ve reducido. La consecuencia viene directamente de que, para un mismo gasto de combustible, a ser la presión y la temperatura mayor en el interior del cilindro, producirá una mayor potencia (kW), aunque sea leve como hemos visto anteriormente.

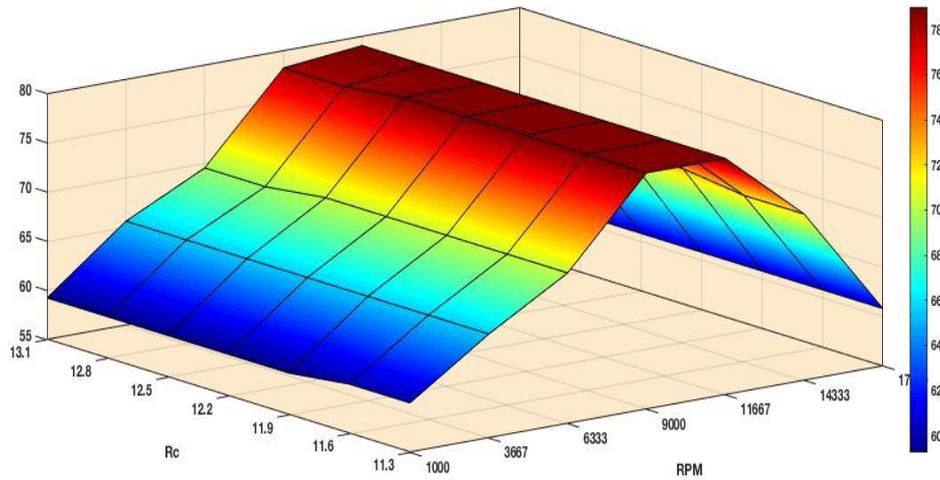
Es por ello por lo que el gasto específico disminuye con el aumento de la relación de compresión.

$$gr_{kWh} \downarrow = \frac{m_f}{kWh} \uparrow$$

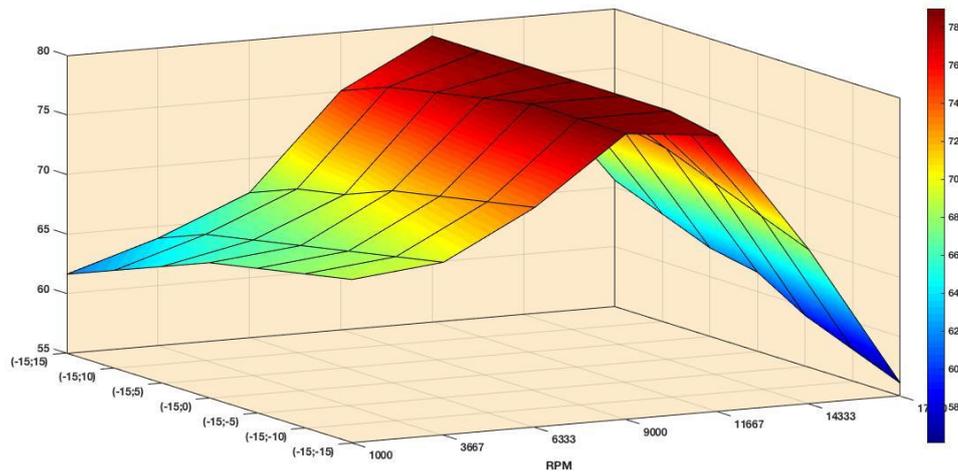


*Fig 3.17: Gasto específico en función de la relación de compresión*

Pasamos ahora a estudiar la eficiencia volumétrica. Como podemos observar no hay cambios apreciables, ya que tanto la masa admitida en el cilindro es la misma, como las condiciones en el exterior. Es por esto por lo que las variaciones son prácticamente inexistentes.



*Fig 3.18: Eficiencia volumétrica en función de la relación de compresión*



### 3.5. Variaciones en la apertura y cierre de la válvula de la admisión

En esta ocasión vamos a realizar una serie de modificaciones en el sistema de admisión del motor, para identificar las variaciones que se producen en las prestaciones del mismo. Nos centraremos en la variación tanto de la apertura como el cierre de las válvulas de admisión, mediante un sistema de distribución variable, logrando las prestaciones máximas para un motor destinado a la competición.

En la actualidad hay diversos métodos para poder llegar a crear la distribución variable, que serán comentadas posteriormente.

Centraremos el estudio en una variación de hasta 15 grados (siempre respecto al giro del cigüeñal), provocando tanto un adelanto como un atraso en la apertura y el cierre de la válvula de admisión, pasando por distintos puntos y combinando ambas, creando una amplia matriz de puntos que darán lugar a su estudio.

Tal y como se puede apreciar en la gráfica, tendremos 49 puntos. Comenzamos el estudio provocando un adelanto en la apertura de la válvula de admisión de 15 grados (AAA), y variamos el cierre de la válvula adelantando esta (ACA) en 15, 10, 5 y 0 grados, y retrasando el cierre de la misma (RCA) en 5, 10 y 15 grados respectivamente. Esta secuencia la repetiremos para los distintos valores del adelanto en la apertura de la válvula de admisión.

Se ha decidido aunar todos los puntos obtenidos en una misma gráfica para que resulte más sencilla su interpretación. Si nos fijamos en la gráfica de la potencia obtenida, vemos como hay una clara modificación de la tendencia entre el bajo y el alto régimen de vueltas del motor.

Para el ángulo dado del AAA, vemos como a bajas vueltas la potencia es mayor cuanto mayor es el adelanto del cierre de la admisión. Tendencia que comienza a cambiar en torno a las 11.000 rpm, donde permanece más o menos invariante. Después, a altas vueltas vemos como el resultado obtenido para una potencia máxima cambia de manera sustancial, siendo los puntos de mayor retraso en el cierre de la admisión los que presentan la mayor potencia obtenida.

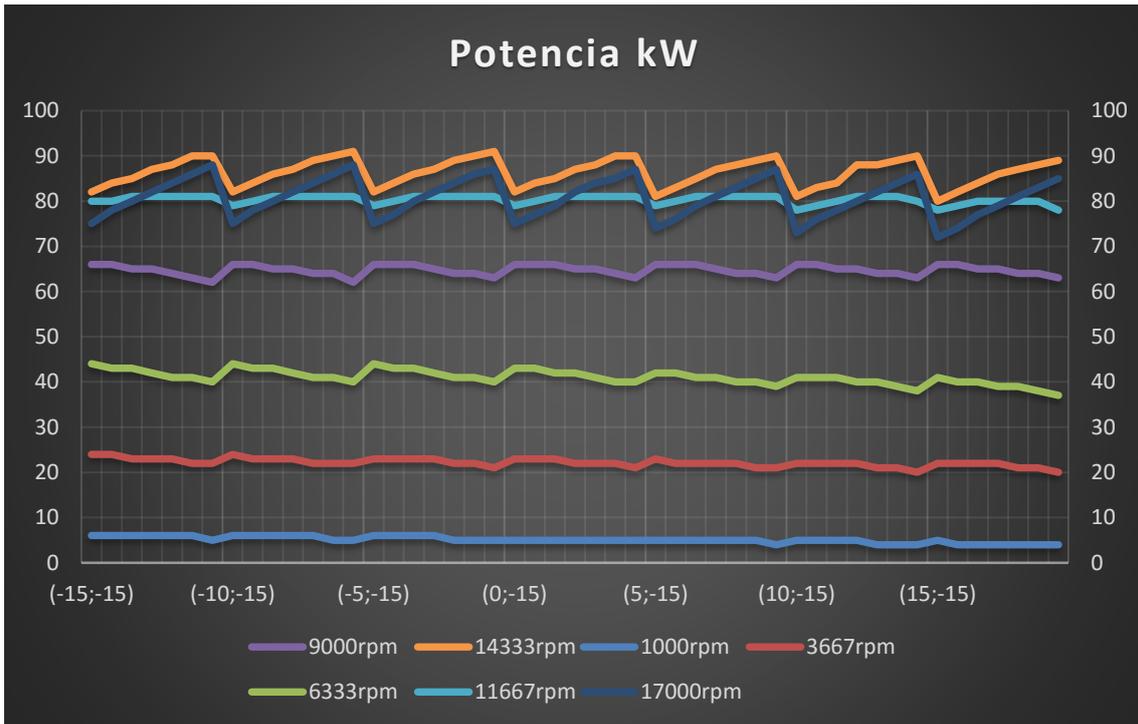


Fig 3.19: Potencia (kW) obtenida para distintos valores de AAA y de RCA.

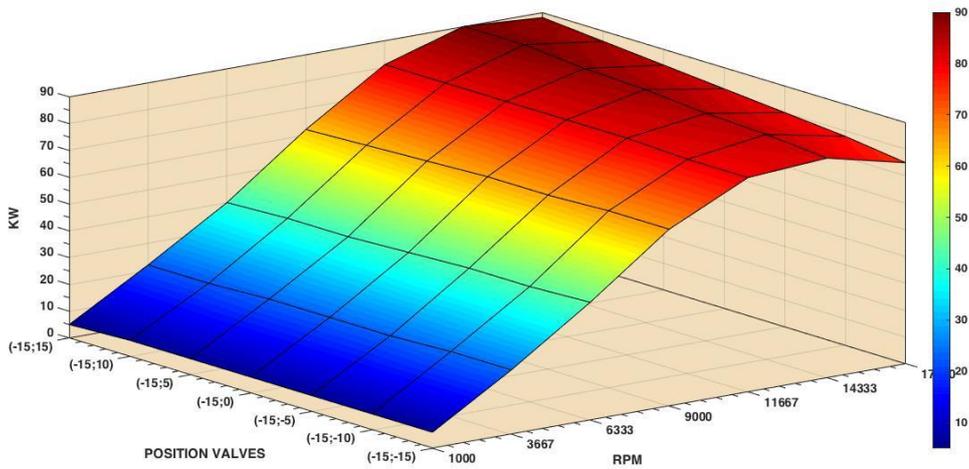


Fig 3.20: Potencia (kW) obtenida para un RAA de 15° y variaciones en el RCA.

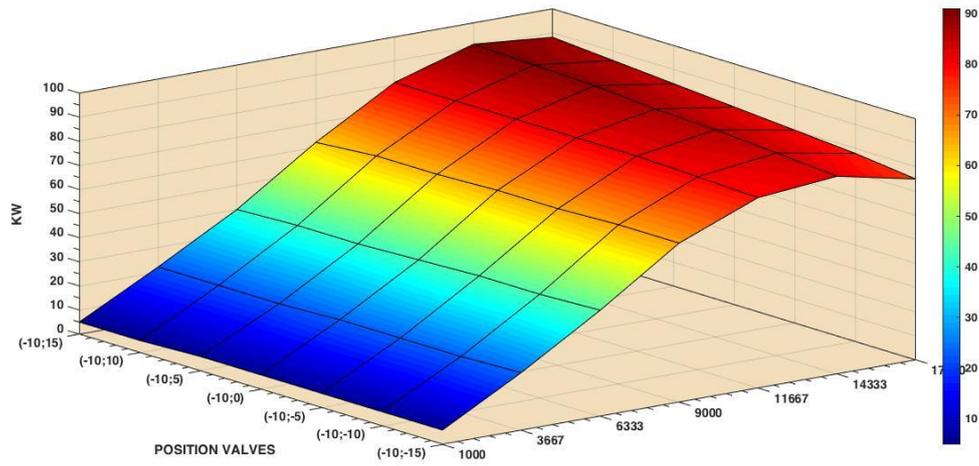


Fig 3.21: Potencia (kW) obtenida para un RAA de  $10^\circ$  y variaciones en el RCA.

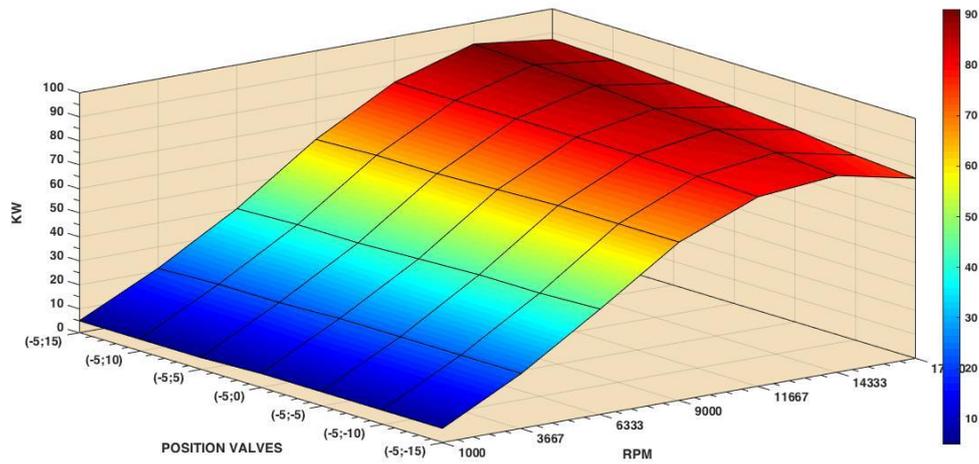


Fig 3.22: Potencia (kW) obtenida para un RAA de  $5^\circ$  y variaciones en el RCA.

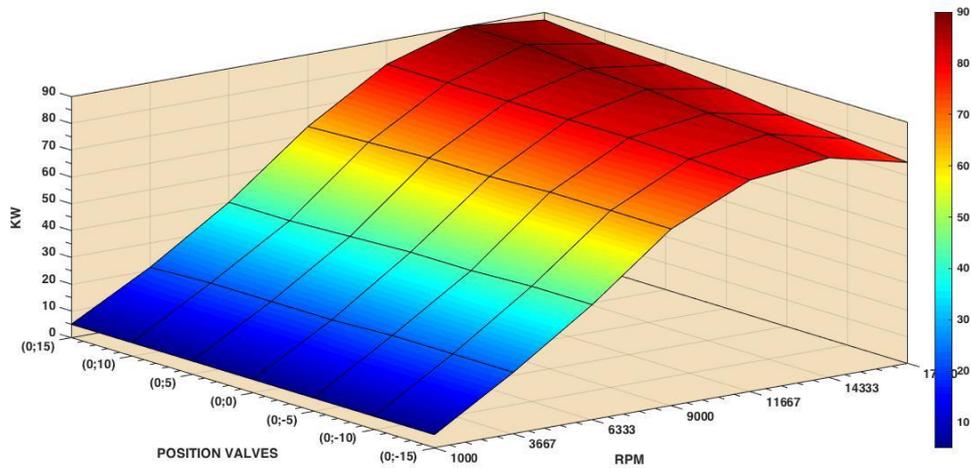


Fig 3.23: Potencia (kW) obtenida para un AAA de 0° y variaciones en el RCA.

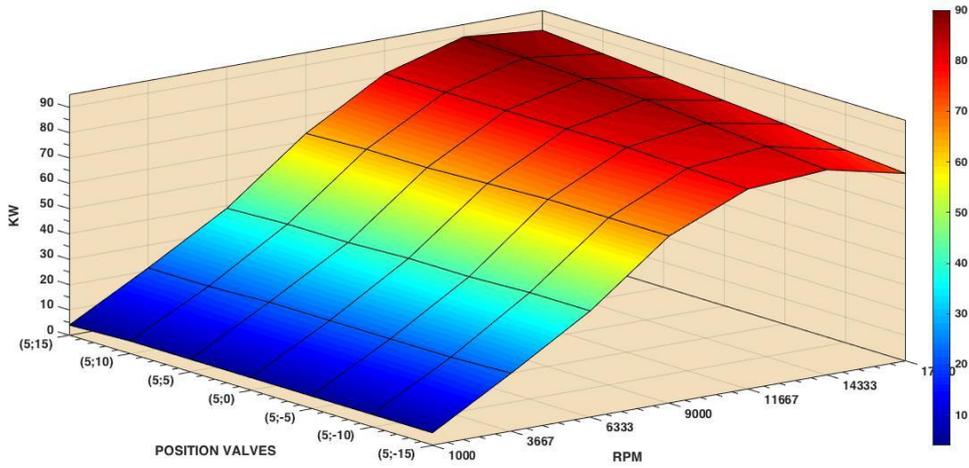


Fig 3.24: Potencia (kW) obtenida para un AAA de 5° y variaciones en el RCA

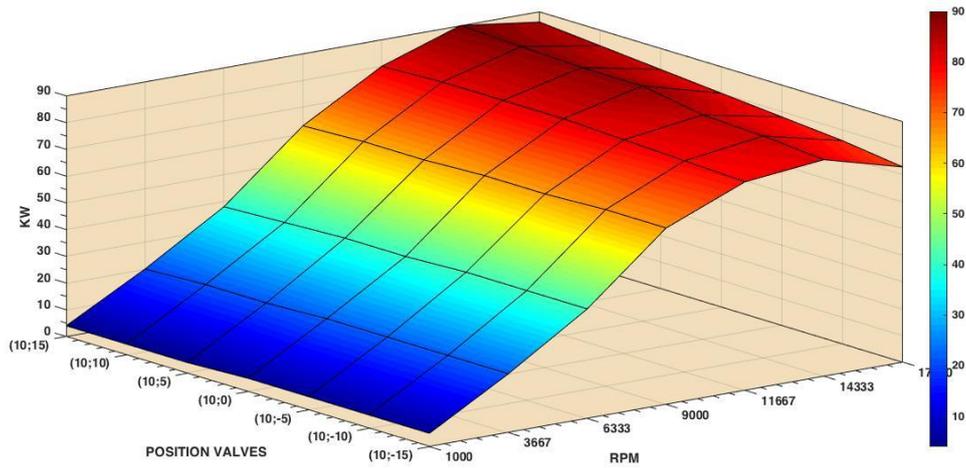


Fig 3.25: Potencia (kW) obtenida para un AAA de 10° y variaciones en el RCA.

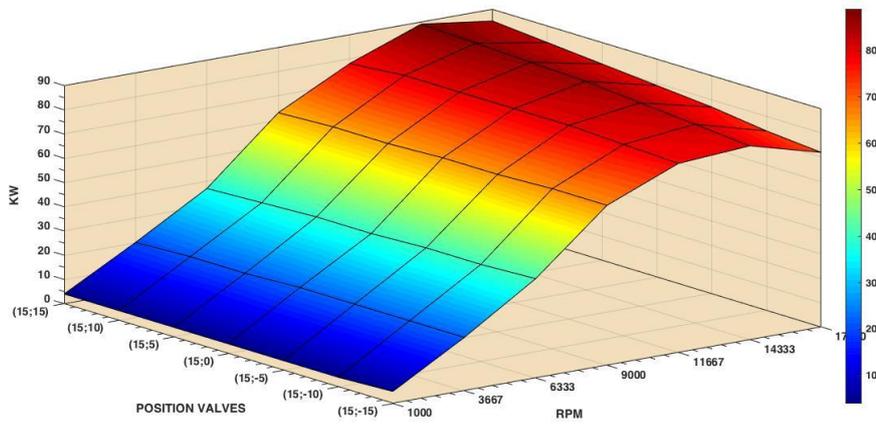


Fig 3.26: Potencia (kW) obtenida para un AAA de 15° y variaciones en el RCA.

Pasamos ahora a la gráfica que representa la curva de Par obtenido en las mismas circunstancias expresadas anteriormente. Vemos como la tendencia que sigue el Par es prácticamente similar a las curvas de potencia, ya que, como bien se ha comentado a lo largo de este proyecto, de manera simple el par no es más que la potencia entre el régimen de giro. Por lo tanto, las variaciones que sufre el Par deben de ir ligadas con las variaciones de la potencia, si bien debemos de tener en cuenta las pérdidas mecánicas y efectivas, que se incrementarían al aumentar el régimen de giro.

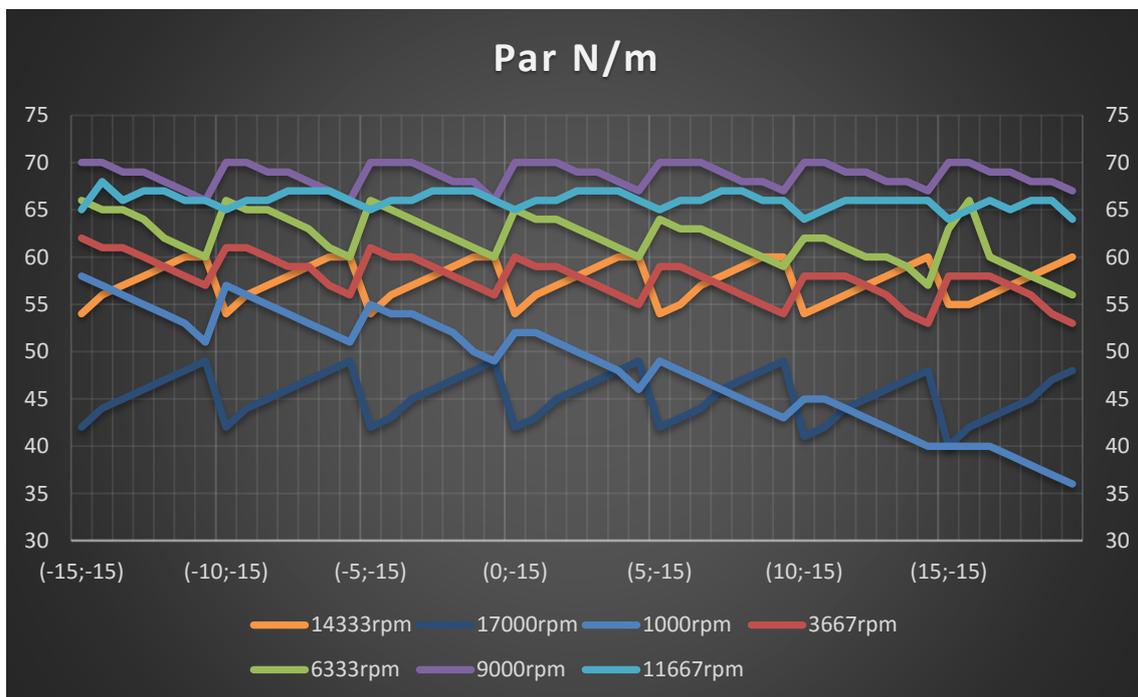


Fig 3.27: Par (N/m) obtenido para distintos valores de AAA y de RCA.

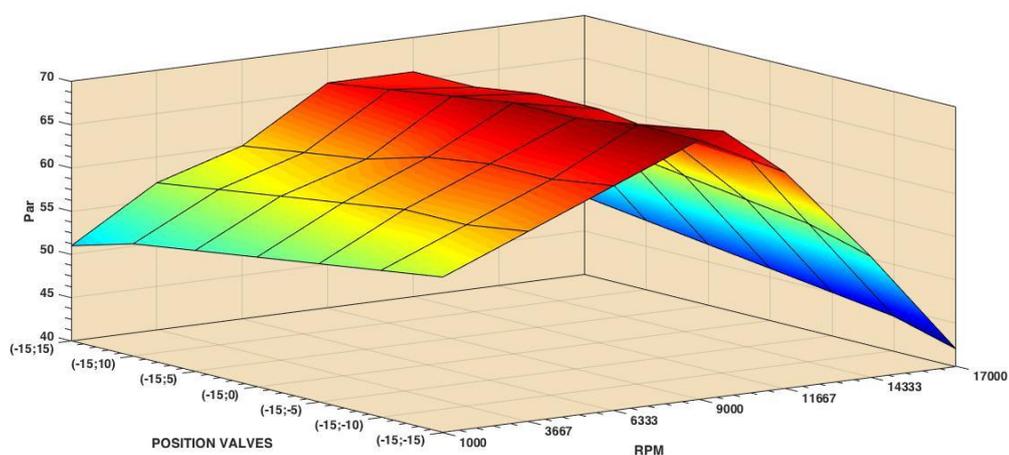


Fig 3.28: Par (N/m) obtenido para un RAA de 15° y variaciones en el RCA.

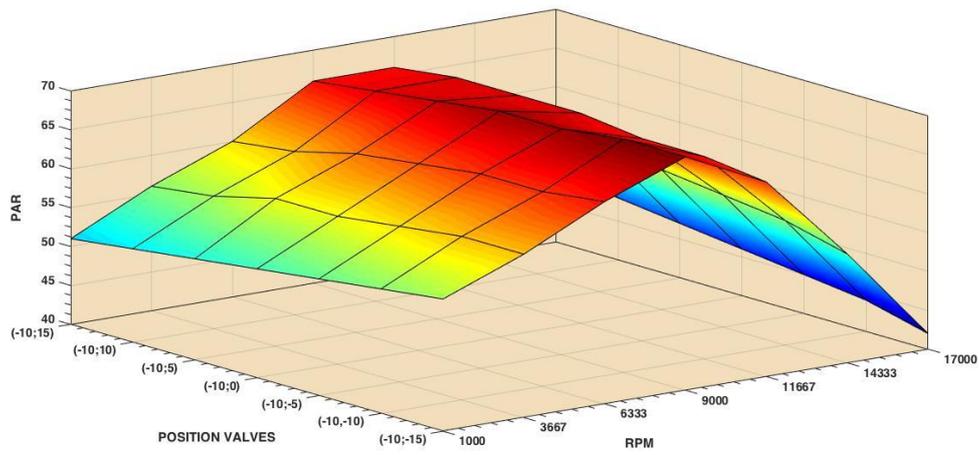


Fig 3.29: Par (N/m) obtenido para un RAA de 10° y variaciones en el RCA.

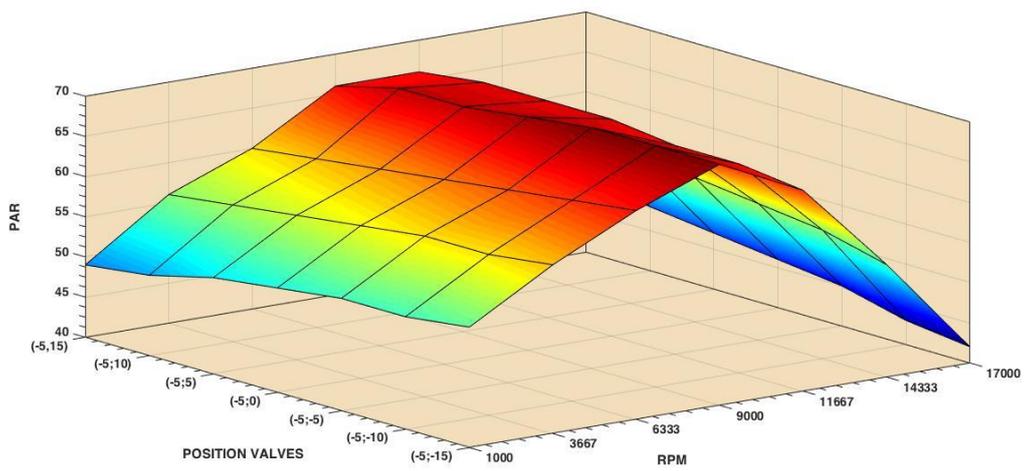


Fig 3.30: Par (N/m) obtenido para un RAA de 5° y variaciones en el RCA.

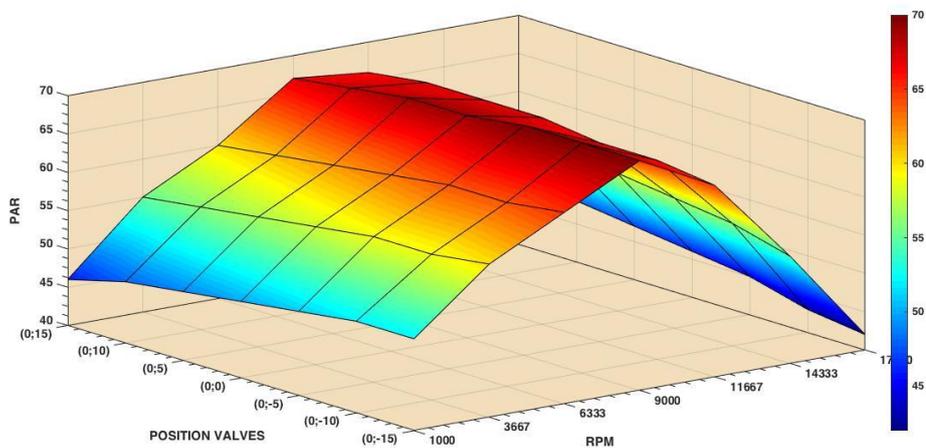


Fig 3.31: Par (N/m) obtenido para un AAA de  $0^\circ$  y variaciones en el RCA.

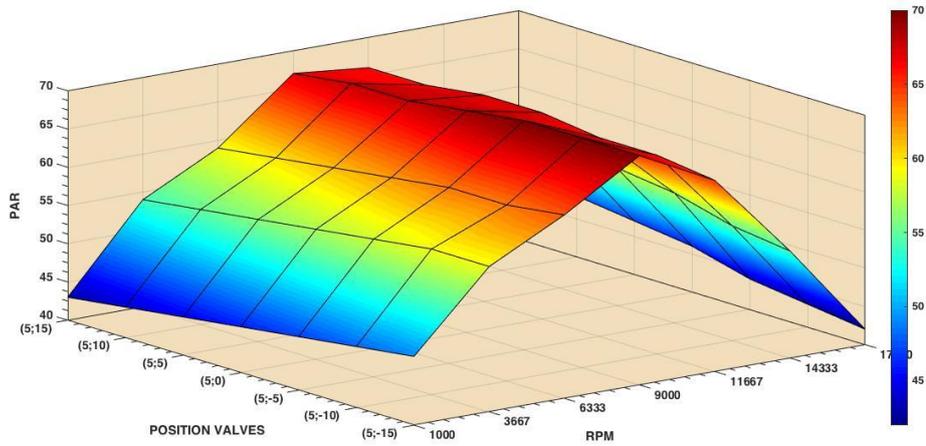


Fig 3.32: Par (N/m) obtenido para un AAA de  $5^\circ$  y variaciones en el RCA.

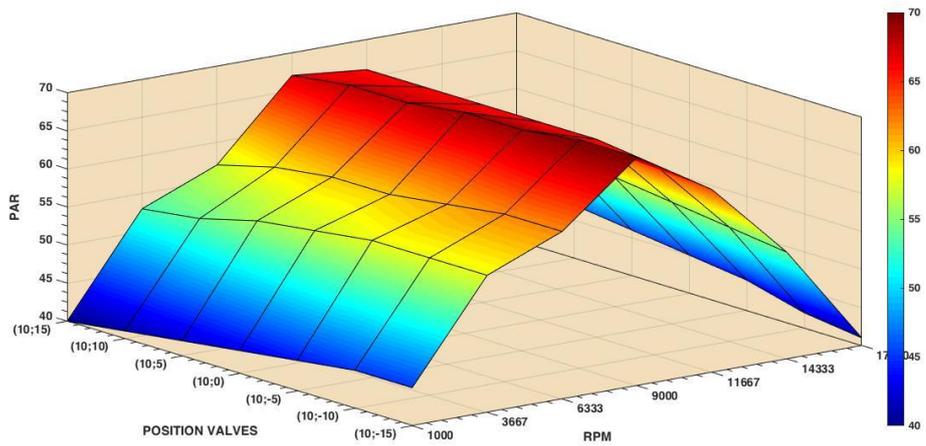


Fig 3.33: Par (N/m) obtenido para un AAA de  $10^\circ$  y variaciones en el RCA.

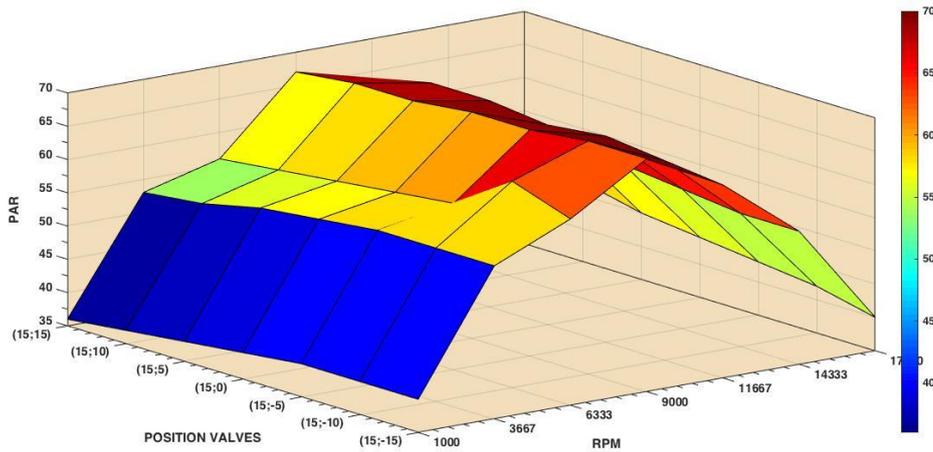


Fig 3.34: Par (N/m) obtenido para un AAA de 15° y variaciones en el RCA.

En cuanto al consumo específico se refiere, vemos como las variaciones que se producen son pequeñas, presentando alguna diferencia a revoluciones bajas. Estas variaciones se producen como consecuencia del retraso en el cierre de la válvula de admisión. A bajos regímenes se produce el retroceso de parte de la mezcla admitida en el cilindro a los colectores de admisión durante la etapa de la compresión, existiendo una baja inercia por parte del fluido.

Disminuye por tanto la masa admitida total en el proceso de admisión, pero al disminuir en mayor medida la potencia (*Ver gráfica 2.17*), el consumo específico aumenta.

En definitiva, con un retraso importante en el cierre de la válvula de admisión aparecerán reflujos a bajo régimen de giro, pero el llenado a alto régimen será mejor. Con un retroceso más reducido se pueden evitar los reflujos a bajo régimen, pero se verá afectado negativamente el llenado a altos regímenes.

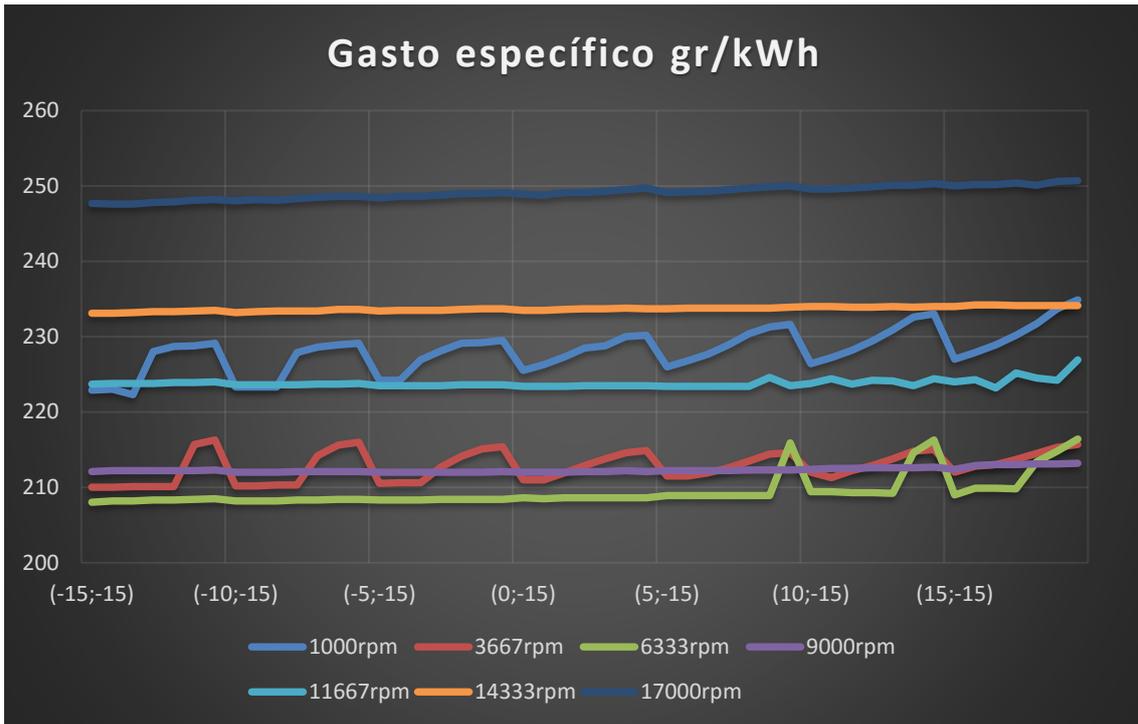


Fig 3.35: Gasto específico (gr/kWh) obtenido para distintos valores de AAA y de RCA.

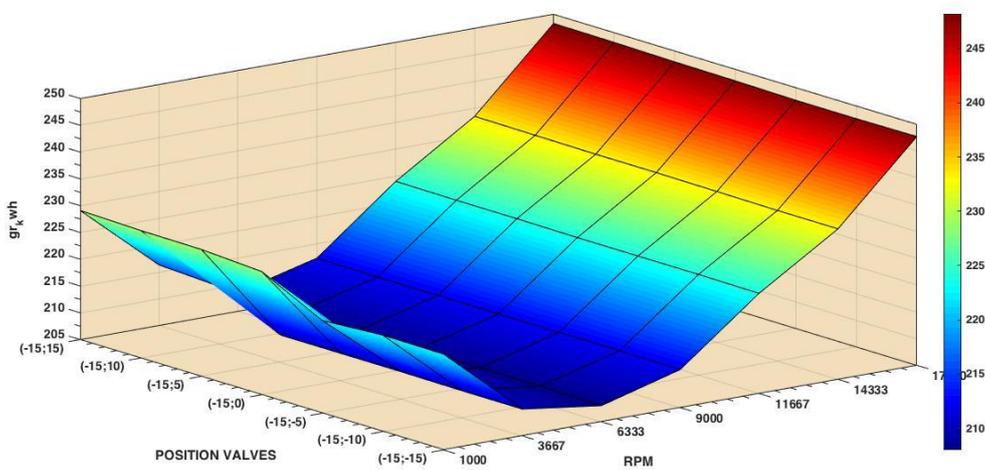


Fig 3.36: Gasto específico (gr/kWh) obtenido para un RAA de 15° y variaciones en el RCA.

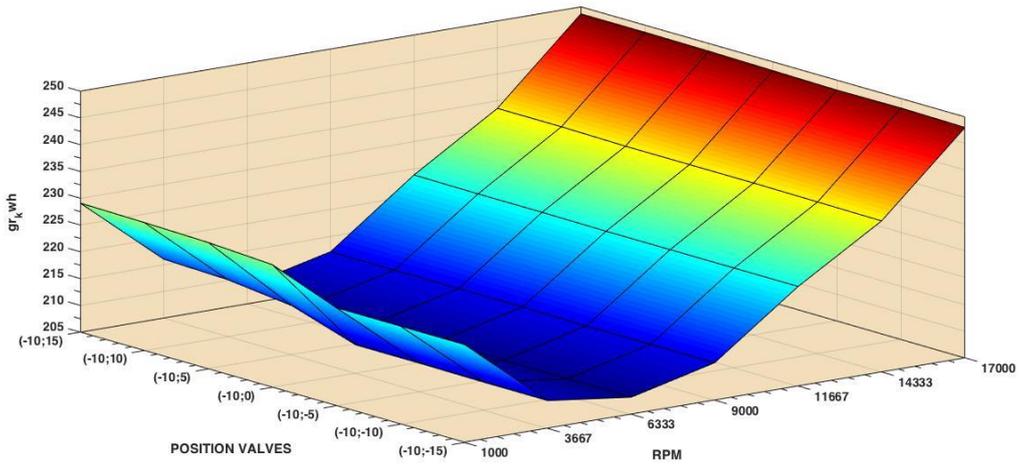


Fig 3.37: Gasto específico ( $gr/kWh$ ) obtenido para un RAA de  $10^\circ$  y variaciones en el RCA.

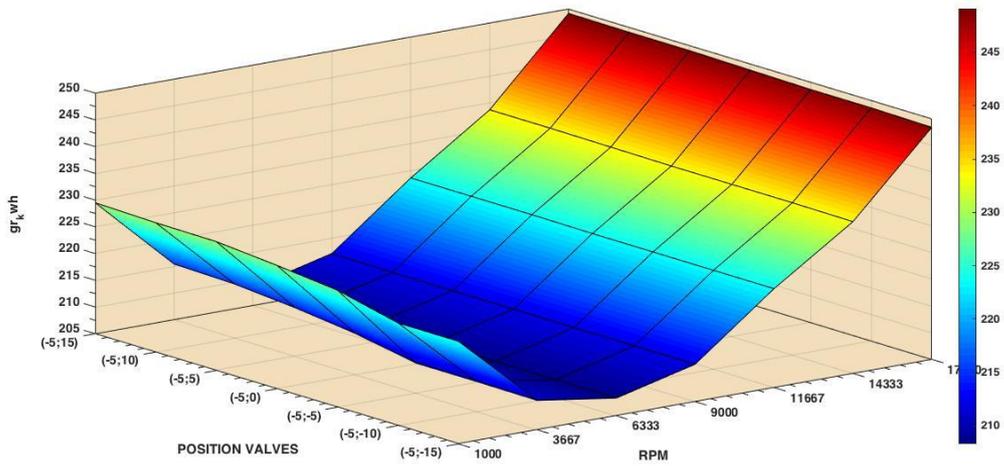


Fig 3.38: Gasto específico ( $gr/kWh$ ) obtenido para un RAA de  $5^\circ$  y variaciones en el RCA.

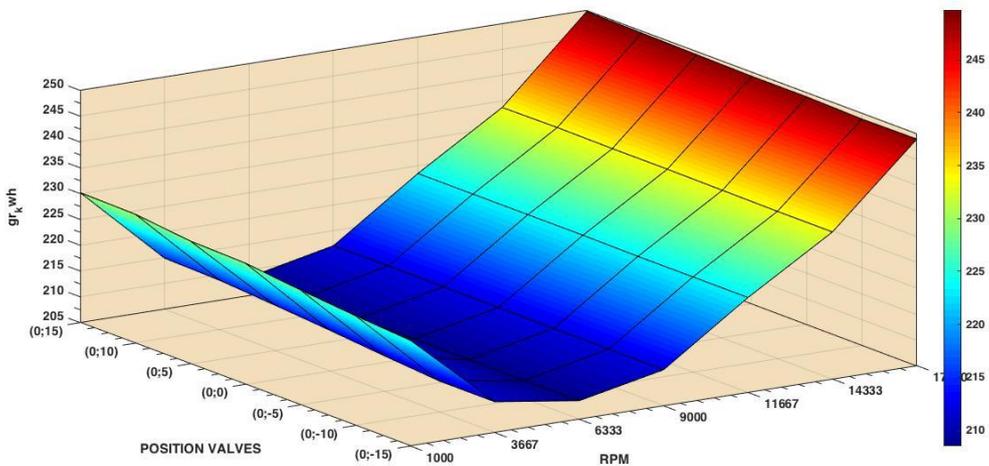


Fig 3.39: Gasto específico (gr/kWh) obtenido para un AAA de 0° y variaciones en el RCA.

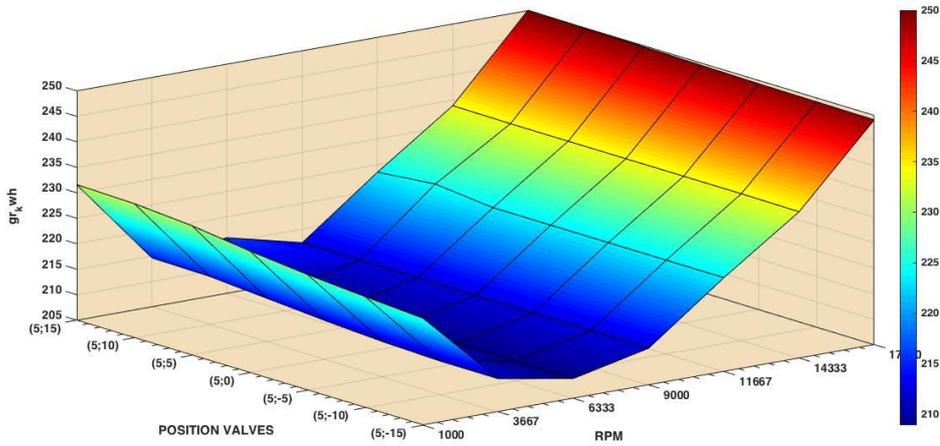


Fig 3.40: Gasto específico (gr/kWh) obtenido para un AAA de 5° y variaciones en el RCA.

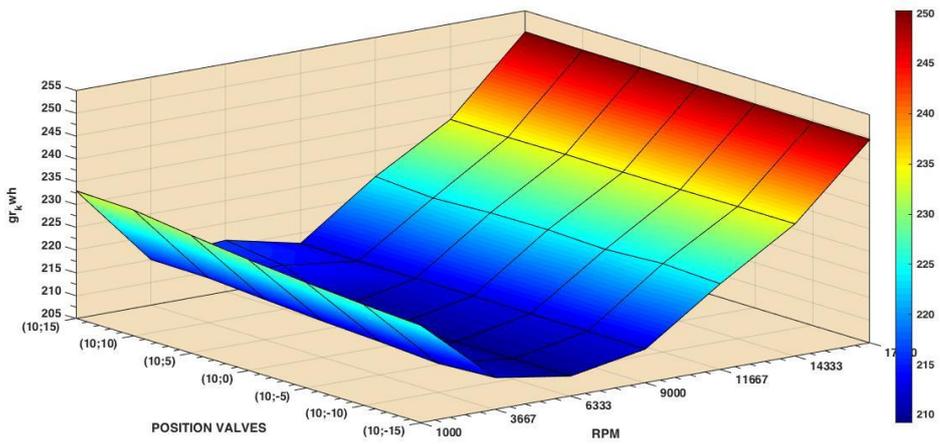


Fig 3.41: Gasto específico (gr/kWh) obtenido para un AAA de 10° y variaciones en el RCA.

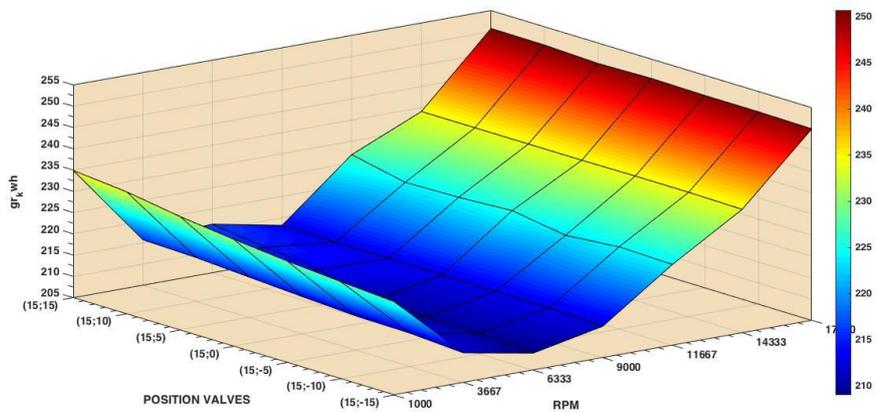


Fig 3.42: Gasto específico (gr/kWh) obtenido para un AAA de 15° y variaciones en el RCA.

Pasamos ahora a estudiar los resultados obtenidos para la eficiencia volumétrica. Como en el resto de gráficas, vemos el cambio de tendencia entre el bajo y el alto régimen de giro del motor. Para bajos regímenes, la eficiencia volumétrica decae a medida que aumenta el retraso en el cierre de la admisión. La explicación es sencilla, un llenado menor (tal y como hemos explicado en la sección anterior) disminuye el rendimiento. A altas vueltas al ser mayor el llenado, sucede lo contrario, aumentado el rendimiento. El incremento de gasto en la última fase de la admisión incluso compensa que antes del cierre de la válvula puedan aparecer pequeños reflujos.

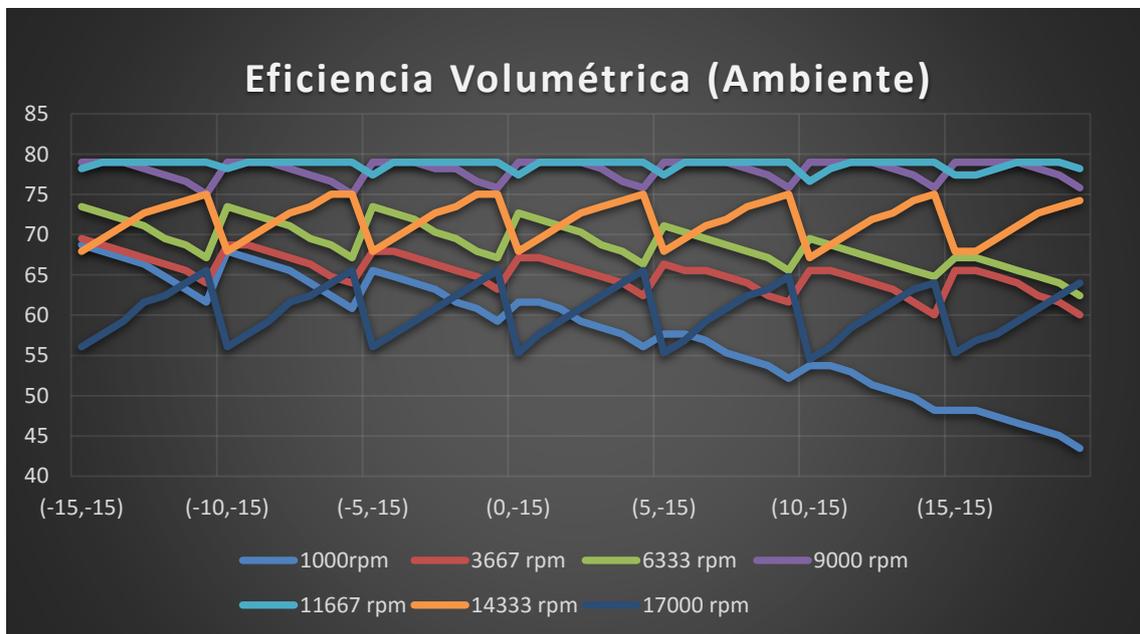


Fig 3.43: Eficiencia volumétrica obtenida para distintos valores de AAA y de RCA.

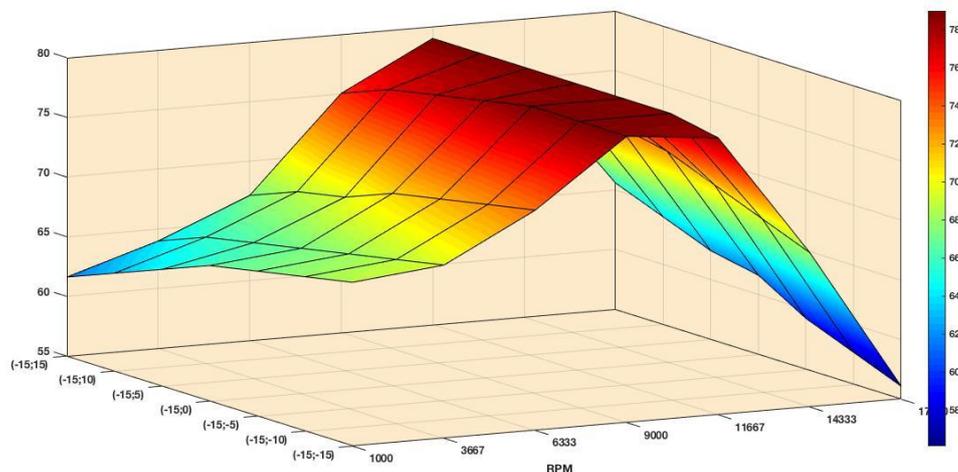


Fig 3.44: Eficiencia volumétrica obtenida para un RAA de  $15^\circ$  y variaciones en el RCA.

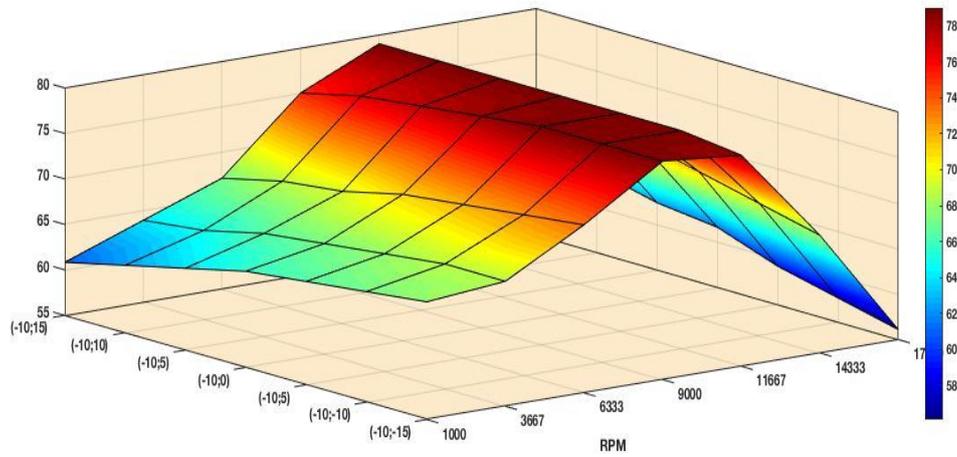


Fig 3.45: Eficiencia volumétrica obtenida para un RAA de  $10^\circ$  y variaciones en el RCA.

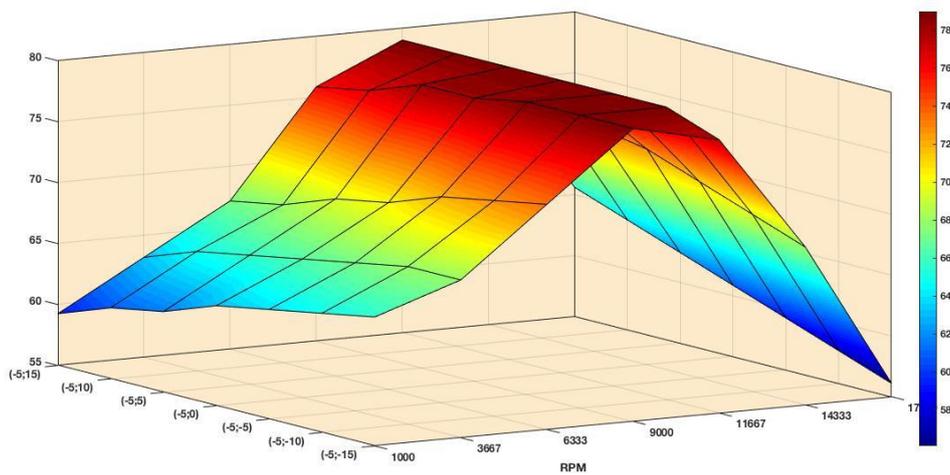


Fig 3.46: Eficiencia volumétrica obtenida para un RAA de  $5^\circ$  y variaciones en el RCA.

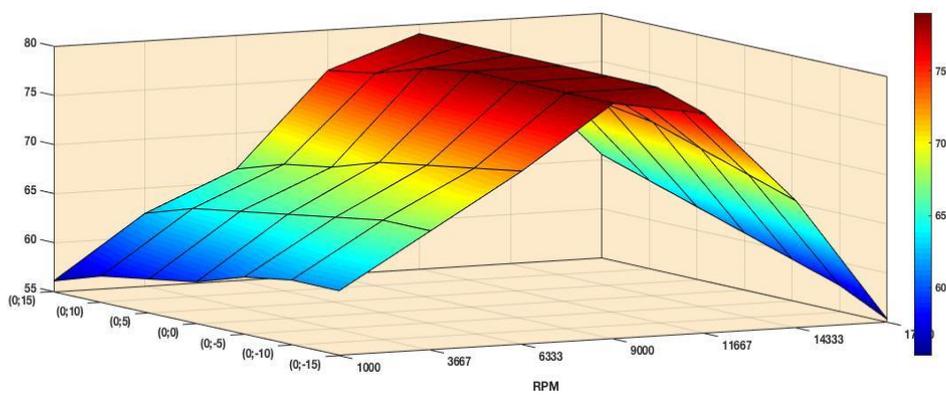


Fig 3.47: Eficiencia volumétrica obtenida para un RAA de  $0^\circ$  y variaciones en el RCA.

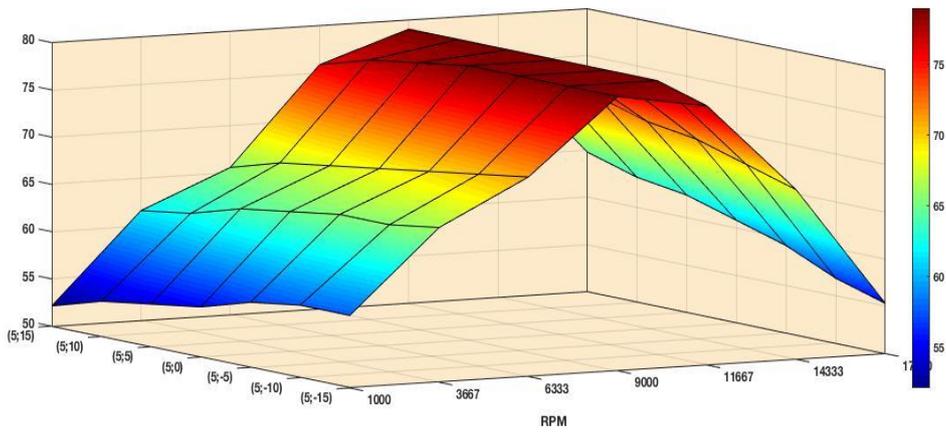


Fig 3.48: Eficiencia volumétrica obtenida para un AAA de 5° y variaciones en el RCA.

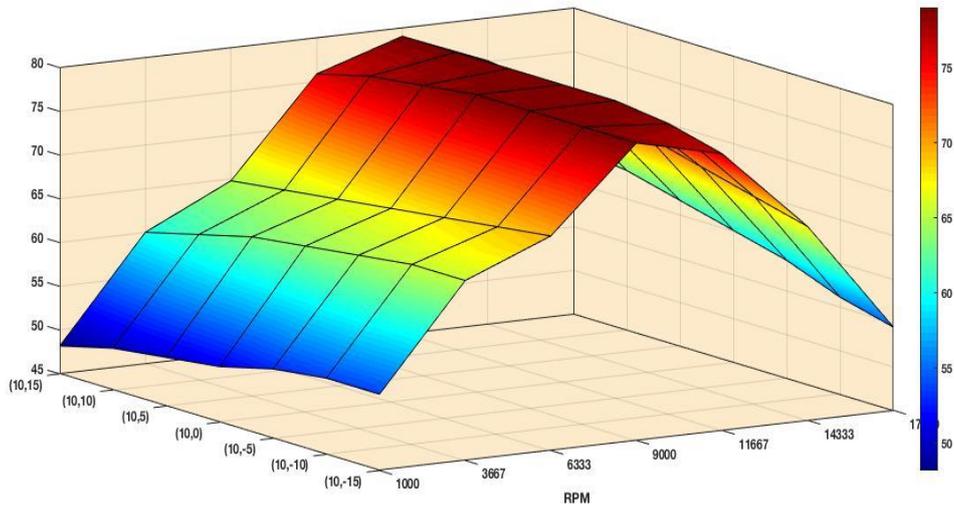
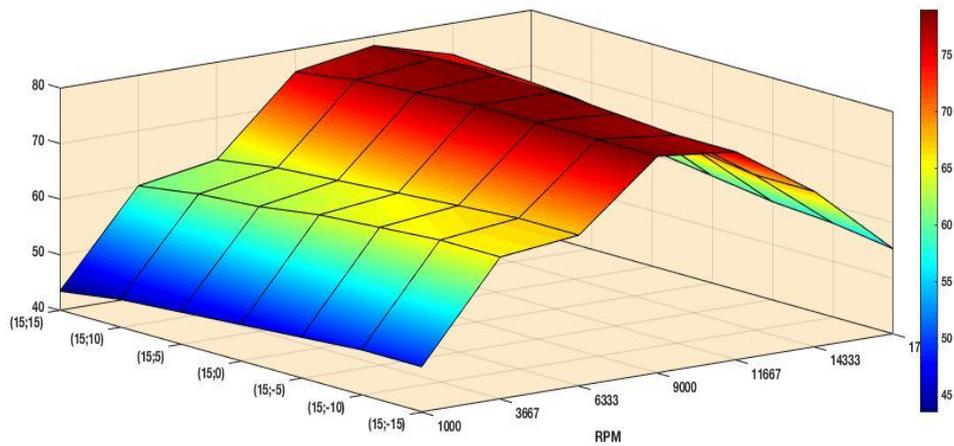


Fig 3.49: Eficiencia volumétrica obtenida para un AAA de 10° y variaciones en el RCA.



---

*Fig 3.50: Eficiencia volumétrica obtenida para un AAA de 15° y variaciones en el RCA.*

## 4 CONCLUSIONES

---

Una vez obtenidas las prestaciones en cada uno de los puntos objeto de estudio de este proyecto, vamos a escoger cuales de estos serían los más indicados para el desarrollo de nuestro motor, siendo nuestro objetivo su desarrollo en competición.

Normalmente, los motores de los vehículos que podemos ver en la calle no cuentan con sistemas de distribución variable, pues esto incrementaría mucho el coste no solo de fabricación, sino también la venta al consumidor. En nuestro caso lo que se pretende es poder sacar el máximo rendimiento en todo el rango de funcionamiento del motor para obtener las máximas prestaciones.

Al estar nuestro motor destinado al uso en competición, normalmente funcionará a un alto régimen de giro, variando entre 10.000-15.000 rpm. Por lo tanto, desarrollaremos un sistema de distribución de variable para conseguir que las prestaciones sean máximas en estos puntos, sin dejar de lado el resto del rango del funcionamiento del motor, intentando maximizar también estos.

Obtenidos los datos, la configuración elegida será la siguiente:

	Potencia kW	Par N/m	Gasto esp. gr/kWh	Eficiencia volumétrica	RAA/RCA
1000 rpm	6	58	222.9	68.73	15°/-15°
3667 rpm	24	62	210	69.52	15°/-15°
6333 rpm	44	66	208	73.47	15°/-15°
9000 rpm	66	70	212.1	79	15°/-15°
11667 rpm	81	68	223.8	79	10°/15°
14333 rpm	91	60	233.6	75.05	10°/15°
17000 rpm	88	49	248.6	65.57	10°/15°

*Tabla 2.1: Parámetros del motor en función del AAA/RCA*

Entre las 1.000 y las 9.000 rpm, diseñaremos la distribución para un retraso en la apertura de la admisión de 15 grados con respecto a la configuración original del motor Honda, y un adelanto en el retraso del cierre de la misma de 15 grados.

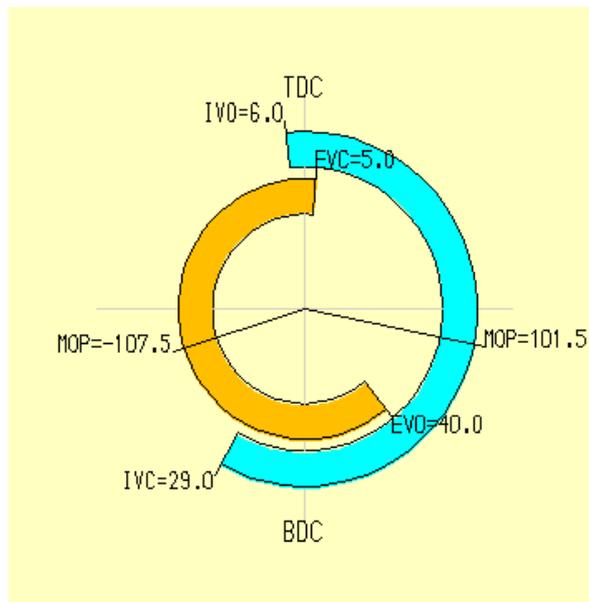


Fig 4.1: Configuración distribución variable para el rango 1000-9000 rpm

Sin embargo, a altas vueltas haremos que el retraso de la admisión se adelante en 10 grados, y el adelanto en el cierre de la misma llegue a 15 grados.

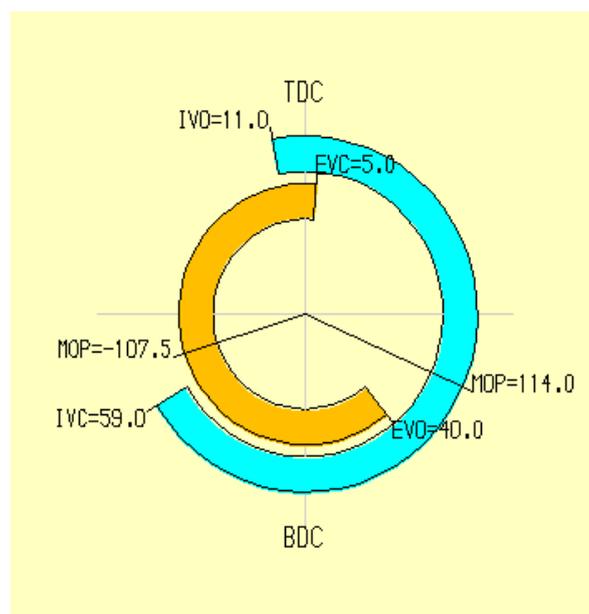


Fig 4.2: Configuración distribución variable para el rango 9000-17000 rpm

Con estas modificaciones, podemos ver como aumenta no solo la potencia, sino también el Par (parámetro también muy importante) con respecto a las prestaciones iniciales del motor.

	Potencia kW	Par N/m	Gasto esp. gr/kWh	Eficiencia volumétrica	AAA/RCA
1000 rpm	5	50	228.5	59.25	-/-
3667 rpm	22	58	212.9	65.57	-/-
6333 rpm	42	63	208.6	70.31	-/-
9000 rpm	65	69	212.1	79	-/-
11667 rpm	81	67	223.5	79	-/-
14333 rpm	87	58	233.5	72.68	-/-
17000 rpm	82	46	249.1	60.83	-/-

Tabla 3.2: Parámetros del motor Honda

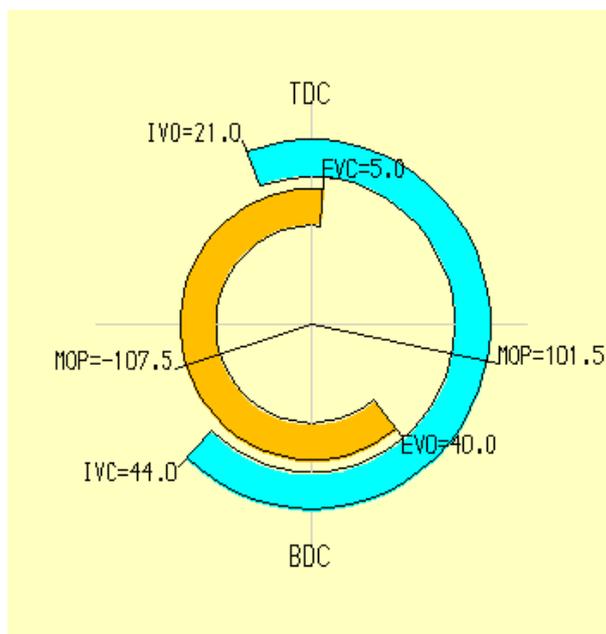


Fig 4.3: Configuración distribución Honda CBR600

Como se puede apreciar en la tabla de los valores originales del motor, se produce un aumento de los parámetros analizados en todo el rango del funcionamiento del motor. Aunque

no lo parezca, en competición el consumo de combustible es objeto importante de estudio, intentado reducir el consumo lo máximo posible para intentar dar la misma potencia, consiguiendo así que el combustible inicial disponible por el vehículo sea lo más bajo posible, bajando el peso del mismo. Como podemos ver a raíz de los datos obtenidos, uno de los aspectos positivos es que no se produce una variación importante del consumo específico. Además, se ha comprobado como el retraso en el cierre de la válvula de admisión tiene un mayor peso en las variaciones de las prestaciones de nuestro motor que la variación de la apertura de dicha válvula en el proceso de admisión del mismo.

Algo tan simple como la modificación de dos parámetros de un motor, o incluso las variaciones de las condiciones ambientales como la temperatura del exterior pueden llegar a tener unas consecuencias tan importantes sobre el rendimiento del mismo. Esto nos hace ver lo complejo del diseño de estas máquinas. Se comprende entonces como en competición, donde las diferencias entre las mecánicas son tan pequeñas, se exprima tanto el diseño del motor para poder sacar siempre un poco más a las prestaciones del mismo.

#### 4.2. Sistemas de distribución variable

La variación en la distribución en la admisión del motor puede llevarse a cabo mediante diversos métodos. Estos parámetros se establecen no solo en función de las prestaciones (potencia, par, etc.) sino que también se tienen en cuenta otros aspectos como la fiabilidad y la durabilidad de las distintas partes del motor, incluido el ruido producido por el mismo.

De entre las numerosas variantes de los sistemas de distribución variables las más abundantes son aquellas que introducen modificaciones en la posición de los elementos que constituyen el sistema de distribución (árboles de levas). De entre los diversos tipos de sistemas de distribución que podemos encontrar en el mercado podemos encontrar:

1. Sistemas tipo Desfasadores: La actuación se realiza mediante el suministro de aceite a presión al sistema. La fuerza correspondiente produce un desfase entre el mecanismo de arrastre y el propio árbol de levas, provocando un cambio en la fase del diagrama de distribución.
2. Sistemas tipo B+C: Se interpone una pieza ente el árbol de levas y la válvula correspondiente. En función de la posición que adopta esta pieza puede modificar el diagrama de distribución. Se modifica tanto la apertura y cierre de válvulas como el levantamiento de las mismas.

3. Sistemas cam-less: Este sistema es el que más aumenta las posibilidades de control sobre los levantamientos de las válvulas. Para ello, se necesita de la disposición de un sistema electrónico de control mediante el que se actúa de forma extremadamente rápida sobre diferentes sistemas electromagnéticos o bien electrohidráulicos.

## 5 BIBLIOGRAFÍA

---

Muñoz, M., Payri, F. “Motores de combustión interna alternativos”, Ed: Servicio de Publicaciones de la E.T.S.I.I., Fundación General-UPM, 1989.

John B. Heywood, “Internal Combustion Engine Fundamentals”, Ed: McGraw-Hill

Gordon P. Blair, “Design and Simulation of Four-Stroke Engines”, Society of Automotive Engineers, Inc., 1999.

Guía de usuario de LOTUS ENGINE SOFTWARE

Manual de Taller de Honda CBR600RR

Apuntes trabajo fin de master, “DESIGN AND ANALYSIS OF THE INTAKE SYSTEM OF A FORMULA SAE CAR”. Autor: OH YIDE, ANDRE de la Universidad de Singapur.

Apuntes trabajo fin de master, “Modelado del motor de un vehículo tipo fórmula”. Autor: Jaime Gómez Gómez de la Universidad Politécnica de Madrid.

Apuntes Motores de Combustión Interna Alternativa, 4º curso de ingeniería Industrial de la Universidad de Sevilla. Autores: Tomas Sánchez Lencero, Antonio Muñoz Blanco, Francisco J. Jiménez Espadafor

# 6 ANEXOS

## 6.1. Especificaciones Técnicas Honda CBR 600 RR.

### GENERAL INFORMATION

### GENERAL SPECIFICATIONS

	ITEM		SPECIFICATIONS
DIMENSIONS	Overall length	('03, '04)	2,030 mm (79.9 in)
		(After '04)	2,025 mm (79.7 in)
	Overall width	('03, '04)	695 mm (27.4 in)
		(After '04)	690 mm (27.1 in)
	Overall height		1,115 mm (43.9 in)
	Wheelbase		1,390 mm (54.7 in)
	Seat height		820 mm (32.3 in)
	Footpeg height		395 mm (15.6 in)
	Ground clearance		130 mm (5.1 in)
	Dry weight		
	49 states, Canada type:	('03, '04)	169 kg (373 lbs)
		(After '04)	164 kg (362 lbs)
	California type:	('03, '04)	169 kg (373 lbs)
		(After '04)	166 kg (366 lbs)
	Curb weight		
49 states, Canada type:	('03, '04)	199 kg (439 lbs)	
	(After '04)	194 kg (428 lbs)	
California type:	('03, '04)	202 kg (445 lbs)	
	(After '04)	196 kg (432 lbs)	
Maximum weight capacity			
49 states, California type:		166 kg (366 lbs)	
Canada type:		170 kg (375 lbs)	
FRAME	Frame type		Diamond
	Front suspension		Telescopic fork
	Front axle travel	('03, '04)	102.7 mm (4.04 in)
		(After '04)	110 mm (4.3 in)
	Rear suspension		Swingarm
	Rear axle travel		130 mm (5.12 in)
	Front tire size		120/70ZR17 M/C (58W)
	Rear tire size		180/55ZR17 M/C (73W)
	Front tire brand	('03, '04)	BT012F RADIAL G (Bridgestone)
		('03, '04)	D208FK (Dunlop)
		(After '04)	D218FK (Dunlop)
			Pilot SPORT E (Michelin)
	Rear tire brand	('03, '04)	BT012R RADIAL L (Bridgestone)
		('03, '04)	D208K (Dunlop)
		(After '04)	D218K (Dunlop)
		Pilot SPORT E (Michelin)	
Front brake		Hydraulic double disc	
Rear brake		Hydraulic single disc	
Caster angle		24°	
Trail length		95 mm (3.7 in)	
Fuel tank capacity		18.0 liter (4.76 US gal, 3.96 Imp gal)	
ENGINE	Cylinder arrangement		4 cylinders in-line, inclined 38° from vertical
	Bore and stroke		67.0 X 42.5 mm (2.64 X 1.67 in)
	Displacement		599 cm <sup>3</sup> (36.5 cu-in)
	Compression ratio		12.0: 1
	Valve train		Chain driven, DOHC
	Intake valve	opens	at 1 mm (0.04 in) lift
		closes	at 1 mm (0.04 in) lift
	Exhaust valve	opens	at 1 mm (0.04 in) lift
		closes	at 1 mm (0.04 in) lift
	Lubrication system		Forced pressure and wet sump
	Oil pump type		Trochoid
	Cooling system		Liquid cooled
	Air filtration		Paper element
	Engine dry weight	('03, '04)	58.3 kg (128.5 lbs)
		(After '04)	58.7 kg (129.4 lbs)
Firing order		1 - 2 - 4 - 3	

1-5

Fig 6.1: Especificaciones técnicas Honda CBR 600 RR

## GENERAL INFORMATION

ITEM		SPECIFICATIONS
FUEL DELIVERY SYSTEM	Type Throttle bore	PGM-FI (Programmed Fuel Injection) 40 mm (1.6 in)
DRIVE TRAIN	Clutch system Clutch operation system Transmission Primary reduction Final reduction Gear ratio 1st 2nd 3rd 4th 5th 6th  Gearshift pattern	Multi-plate, wet Cable operating Constant mesh, 6-speeds 2.111 (76/36) 2.688 (43/16) 2.666 (32/12) 1.937 (31/16) 1.611 (29/18) 1.409 (31/22) 1.260 (29/23) 1.166 (28/24)  Left foot operated return system, 1 - N - 2 - 3 - 4 - 5 - 6
ELECTRICAL	Ignition system  Starting system Charging system Regulator/rectifier '03, After '03 Canada type:  After '03 49 states, California type:  Lighting system	Computer-controlled digital transistorized with electric advance Electric starter motor Triple phase output alternator  SCR shorted/triple phase, full wave rectification FET shorted/triple phase, full wave rectification Battery

Fig 6.2: Especificaciones técnicas Honda CBR 600 R

## CRANKSHAFT/PISTON/CYLINDER SPECIFICATIONS

ITEM		STANDARD	SERVICE LIMIT	
Crankshaft	Connecting rod side clearance	0.15 – 0.30 (0.006 – 0.012)	0.35 (0.014)	
	Crankpin bearing oil clearance	0.028 – 0.052 (0.0011 – 0.0020)	0.06 (0.002)	
	Main journal bearing oil clearance	0.020 – 0.038 (0.0008 – 0.0015)	0.05 (0.002)	
	Runout	–	0.05 (0.002)	
Piston, piston rings	Piston O.D. at 10 (0.4) from bottom	66.965 – 66.985 (2.6364 – 2.6372)	66.90 (2.634)	
	Piston pin bore I.D.	16.002 – 16.008 (0.6300 – 0.6302)	16.02 (0.631)	
	Piston pin O.D.	15.994 – 16.000 (0.6297 – 0.6299)	15.98 (0.629)	
	Piston-to-piston pin clearance	0.002 – 0.014 (0.0001 – 0.0006)	0.04 (0.002)	
	Piston ring end gap	Top	0.10 – 0.20 (0.004 – 0.008)	0.4 (0.02)
		Second	0.21 – 0.31 (0.008 – 0.012)	0.5 (0.02)
		Oil (side rail)	0.2 – 0.7 (0.01 – 0.03)	1.0 (0.04)
	Piston ring-to-ring groove clearance	Top	0.030 – 0.060 (0.0012 – 0.0024)	0.10 (0.004)
Second		0.015 – 0.050 (0.0006 – 0.0020)	0.08 (0.003)	
Cylinder	I.D.	67.000 – 67.015 (2.6378 – 2.6384)	67.10 (2.642)	
	Out of round	–	0.10 (0.004)	
	Taper	–	0.10 (0.004)	
	Warpage	–	0.10 (0.004)	
Cylinder-to-piston clearance		0.015 – 0.050 (0.0006 – 0.0022)	0.10 (0.004)	
Connecting rod small end I.D.		16.010 – 16.034 (0.6303 – 0.6313)	16.050 (0.6319)	
Connecting rod-to-piston pin clearance		0.010 – 0.040 (0.0004 – 0.0016)	0.070 (0.0028)	

Fig 6.3: Especificaciones técnicas Honda CBR 600 RR

## IGNITION SYSTEM SPECIFICATIONS

ITEM		SPECIFICATIONS
Spark plug (Iridium)	'03, '04	IMR9C-9HE (NGK)
	After '04	IMR9C-9HES (NGK)
Spark plug gap		0.80 – 0.90 mm (0.031 – 0.035 in)
Ignition coil peak voltage		100 V minimum
CKP (Crankshaft position) sensor peak voltage		0.7 V minimum
Ignition timing ("F"mark)	'03, '04	15° BTDC at idle
	After '04	10° BTDC at idle

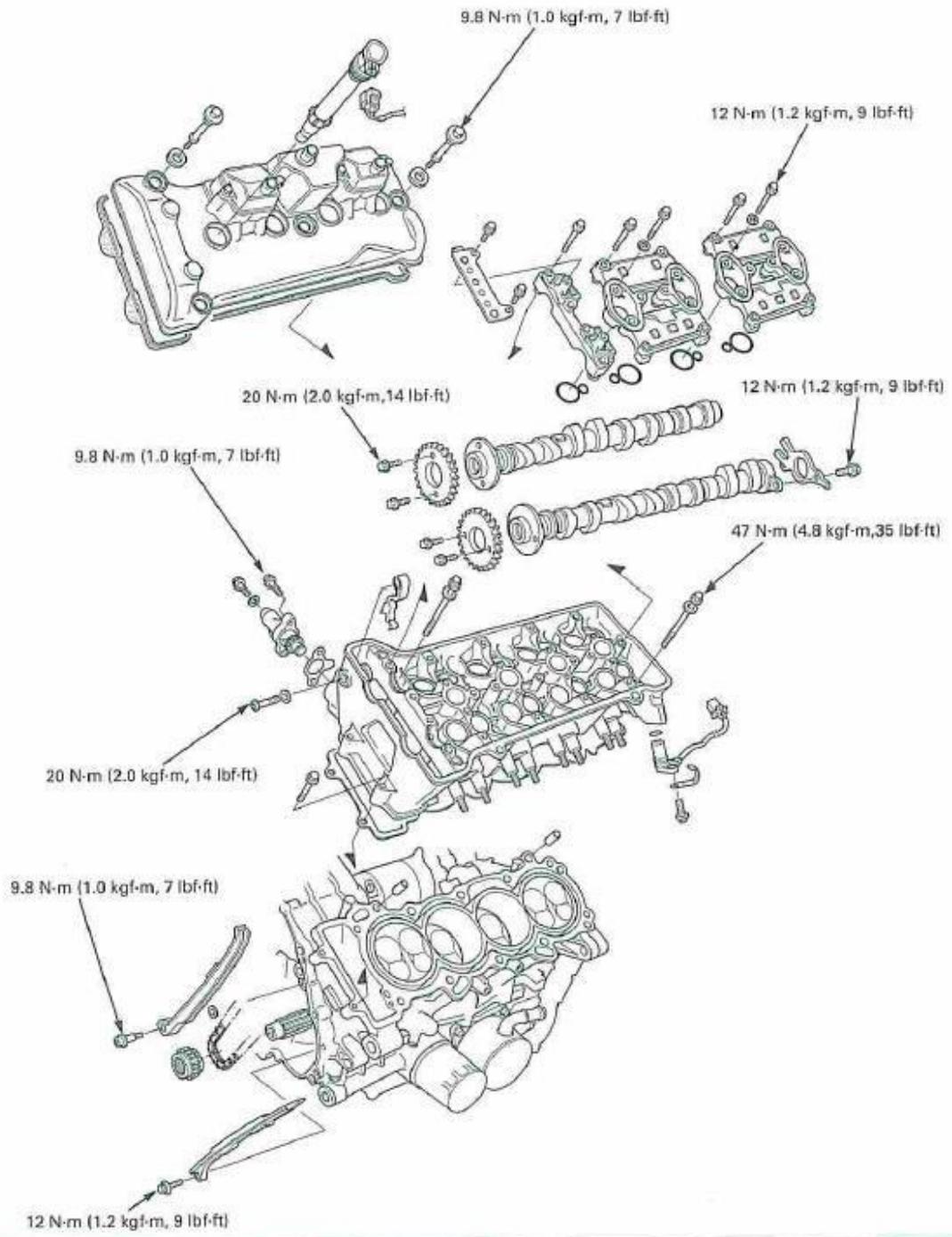
Fig 6.4: Especificaciones técnicas Honda CBR 600 RR

## SPECIFICATIONS

ITEM		STANDARD	SERVICE LIMIT
Cylinder compression		1,226 kPa (12.5 kgf/cm <sup>2</sup> , 178psi) at 350 rpm	–
Valve clearance	IN	0.20 ± 0.03 (0.008 ± 0.001)	–
	EX	0.28 ± 0.03 (0.011 ± 0.001)	–
Camshaft	Cam lobe height	IN	36.36 – 36.60 (1.431 – 1.441)
		EX	35.34 – 35.58 (1.391 – 1.401)
	Runout	–	0.05 (0.002)
Oil clearance		0.020 – 0.062 (0.0008 – 0.0024)	0.10 (0.004)
Valve lifter	Valve lifter O.D.	25.978 – 25.993 (1.0228 – 1.0233)	25.97 (1.022)
	Valve lifter bore I.D.	26.010 – 26.026 (1.0240 – 1.0246)	26.04 (1.025)
Valve, valve guide	Valve stem O.D.	IN	3.975 – 3.990 (0.1565 – 0.1571)
		EX	3.965 – 3.980 (0.1561 – 0.1567)
	Valve guide I.D.	IN/EX	4.000 – 4.012 (0.1575 – 0.1580)
	Stem-to-guide clearance	IN	0.010 – 0.037 (0.0004 – 0.0015)
		EX	0.020 – 0.047 (0.0008 – 0.0019)
	Valve guide projection above cylinder head	IN	17.1 – 17.4 (0.67 – 0.69)
EX		13.3 – 13.6 (0.52 – 0.54)	
Valve seat width	IN	0.90 – 1.10 (0.035 – 0.043)	
	EX	0.90 – 1.10 (0.035 – 0.043)	
Valve spring free length	IN	Inner	36.17 (1.424)
		Outer	39.76 (1.565)
	EX	Inner	35.34 (1.391)
		Outer	39.05 (1.537)
Cylinder head warpage		–	0.10 (0.004)

Fig 6.5: Especificaciones técnicas Honda CBR 600 RR

**CYLINDER HEAD/VALVES**  
**COMPONENT LOCATION**



**9-2**

Fig 6.6: Especificaciones técnicas Honda CBR 600 RR

## 4.2. Resultados obtenidos

### 4.2.1. Datos obtenidos en función de la temperatura

#### 4.2.1.1. Datos obtenidos para una temperatura de -10°C

	1000	3667	6333	9000	11667	14333	17000
kW	6	24	46	72	89	91	85
Par	54	63	70	76	73	61	48
gr/kWh	226.7	212.6	207	211.5	222.2	232.6	249.7
Eff. Vol.	57.67	63.99	69.52	77.42	77.42	67.94	56.88

*Tabla 3.2.1.1: Datos obtenidos para una temperatura de -10°C*

#### 4.2.1.2. Datos obtenidos para una temperatura de 0°C

	1000	3667	6333	9000	11667	14333	17000
kW	5	24	45	69	86	90	84
Par	52	62	67	73	71	60	47
gr/kWh	227.2	212.7	207.5	211.7	222.6	233.1	249.6
Eff. Vol.	58.46	63.99	69.52	77.42	77.42	69.52	58.46

*Tabla 4.2.1.2: Datos obtenidos para una temperatura de 0°C*

#### 4.2.1.3. Datos obtenidos para una temperatura de 10°C

	1000	3667	6333	9000	11667	14333	17000
kW	5	23	43	67	84	89	83
Par	51	60	65	71	69	59	47
gr/kWh	227.7	212.8	208	211.9	223	233.4	249.2
Eff. Vol.	59.25	64.78	69.52	78.21	79	71.1	60.04

*Tabla 5.2.1.3: Datos obtenidos para una temperatura de 10°C*

4.2.1.4. Datos obtenidos para una temperatura de 20°C

	1000	3667	6333	9000	11667	14333	17000
kW	5	22	42	65	81	87	82
Par	50	58	63	69	67	58	46
gr/kWh	228.5	212.9	208.6	212.1	223.5	233.7	249.1
Eff. Vol.	59.25	65.57	70.31	79	79	72.68	60.83

*Tabla 6.2.1.4: Datos obtenidos para una temperatura de 20°C*

4.2.1.5. Datos obtenidos para una temperatura de 30°C

	1000	3667	6333	9000	11667	14333	17000
kW	5	22	40	63	79	85	80
Par	48	57	61	67	65	57	45
gr/kWh	229.2	212.9	209.1	212.3	223.9	233.9	249.3
Eff. Vol.	60.04	66.36	70.31	79	79	73.47	61.62

*Tabla 7.2.1.5: Datos obtenidos para una temperatura de 30°C*

4.2.1.6. Datos obtenidos para una temperatura de 40°C

	1000	3667	6333	9000	11667	14333	17000
kW	5	21	39	61	77	84	78
Par	47	55	59	65	63	56	44
gr/kWh	229.8	213.3	209.5	212.5	224.2	234.3	249.7
Eff. Vol.	60.83	67.15	71.1	79	79	74.26	62.41

*Tabla 8.2.1.6: Datos obtenidos para una temperatura de 40°C*

4.2.1.7. Datos obtenidos para una temperatura de 50°C

	1000	3667	6333	9000	11667	14333	17000
kW	5	21	38	59	75	82	76
Par	46	54	58	63	61	54	43
gr/kWh	230.3	214	209.9	212.9	224.6	234.7	250.3
Eff. Vol.	61.62	67.15	71.1	79	79	75.05	63.2

*Tabla 9.2.1.7: Datos obtenidos para una temperatura de 50°C*

4.2.2. Datos obtenidos en función de la relación de compresión

4.2.2.1 Datos obtenidos para una relación de compresión de 11.3:1

	1000	3667	6333	9000	11667	14333	17000
kW	5	22	41	64	80	85	79
Par	48	57	62	68	65	56	45
gr/kWh	232.2	217	212.4	216.1	227.9	238.9	254.1
Eff. Vol.	60.04	65.57	70.31	79	79	71.89	60.83

*Tabla 10.2.2.1: Datos obtenidos para una relación de compresión de 11.3:1*

4.2.2.2. Datos obtenidos para una relación de compresión de 11.6:1

	1000	3667	6333	9000	11667	14333	17000
kW	5	22	41	65	80	85	80
Par	49	57	62	68	66	57	45
gr/kWh	230.9	215.5	211.1	214.7	226.3	237.1	252.3
Eff. Vol.	60.04	65.57	70.31	79	79	71.89	60.83

*Tabla 11.2.2.2: Datos obtenidos para una relación de compresión de 11.6:1*

4.2.2.3 Datos obtenidos para una relación de compresión de 11.9:1

	1000	3667	6333	9000	11667	14333	17000
kW	5	22	41	65	81	86	81
Par	49	58	62	69	66	57	45
gr/kWh	229.7	214.2	209.8	213.3	224.9	235.5	250.7
Eff. Vol.	59.25	65.57	70.31	79	79	72.68	60.83

*Tabla 12.2.2.3: Datos obtenidos para una relación de compresión de 11.9:1*

4.2.2.4 Datos obtenidos para una relación de compresión de 12.2:1

	1000	3667	6333	9000	11667	14333	17000
kW	5	22	42	65	81	87	82
Par	50	58	63	69	67	58	46
gr/kWh	228.5	212.9	208.6	212.1	223.5	233.7	249.1
Eff. Vol.	59.25	65.57	70.31	79	79	72.68	60.83

*Tabla 13.2.2.4: Datos obtenidos para una relación de compresión de 12.2:1*

4.2.2.5 Datos obtenidos para una relación de compresión de 12.5:1

	1000	3667	6333	9000	11667	14333	17000
kW	5	22	42	66	82	88	82
Par	50	59	63	70	67	58	46
gr/kWh	227.3	211.7	207.4	210.8	222.1	232.1	247.7
Eff. Vol.	59.25	65.57	70.31	79	79	72.68	60.83

Tabla 14.2.2.5: Datos obtenidos para una relación de compresión de 12.5:1

4.2.2.6 Datos obtenidos para una relación de compresión de 12.8:1

	1000	3667	6333	9000	11667	14333	17000
kW	5	23	42	66	82	88	83
Par	50	59	63	70	67	59	47
gr/kWh	226.2	210.5	206.3	209.7	220.9	230.6	246.3
Eff. Vol.	59.25	65.57	69.52	78.21	79	72.68	60.83

Tabla 15.2.2.6: Datos obtenidos para una relación de compresión de 12.8:1

4.2.2.7 Datos obtenidos para una relación de compresión de 13.1:1

	1000	3667	6333	9000	11667	14333	17000
kW	5	23	42	66	83	89	83
Par	50	59	64	70	68	59	47
gr/kWh	225.2	209.4	205.2	208.6	219.7	229.2	245
Eff. Vol.	59.25	65.57	69.52	78.21	79	72.68	61.62

Tabla 16.2.2.7: Datos obtenidos para una relación de compresión de 13.1:1

4.2.3. Datos obtenidos en función del AAA y RCA

4.2.3.1 Potencia obtenida para un RAA de 15 grados

RCA	1000	3667	6333	9000	11667	14333	17000
-15	6	24	44	66	80	82	75
-10	6	24	43	66	80	84	78
-5	6	23	43	65	81	85	80

0	6	23	42	65	81	87	82
5	6	23	41	64	81	88	84
10	6	22	41	63	81	90	86
15	5	22	40	62	81	90	88

*Tabla 17.2.3.1: Potencia obtenida para un RAA de 15 grados*

#### 4.2.3.2 Potencia obtenida para un RAA de 10 grados

RCA	1000	3667	6333	9000	11667	14333	17000
-15	6	24	44	66	79	82	75
-10	6	23	43	66	80	84	78
-5	6	23	43	65	81	86	80
0	6	23	42	65	81	87	82
5	6	22	41	64	81	89	84
10	5	22	41	64	81	90	86
15	5	22	40	62	81	91	88

*Tabla 18.2.3.2: Potencia obtenida para un RAA de 10 grados*

#### 4.2.3.3. Potencia obtenida para un RAA de 5 grados

RCA	1000	3667	6333	9000	11667	14333	17000
-15	6	23	44	66	79	82	75
-10	6	23	43	66	80	84	77
-5	6	23	43	66	81	86	80
0	6	23	42	65	81	87	82
5	5	22	41	64	81	89	84
10	5	22	41	64	81	90	86
15	5	21	40	63	81	91	87

*Tabla 19.2.3.3: Potencia obtenida para un RAA de 5 grados*

#### 4.2.3.4. Potencia obtenida para un AAA de 0 grados

RCA	1000	3667	6333	9000	11667	14333	17000
-15	5	23	43	66	79	82	75
-10	5	23	43	66	80	84	77
-5	5	23	42	66	81	85	79
0	5	22	42	65	81	87	82
5	5	22	41	65	81	88	84
10	5	22	40	64	81	90	85
15	5	21	40	63	81	90	87

*Tabla 20.2.3.4: Potencia obtenida para un AAA de 0 grados*

#### 4.2.3.5. Potencia obtenida para un AAA de 5 grados

RCA	1000	3667	6333	9000	11667	14333	17000
-15	5	23	42	66	79	81	74
-10	5	22	42	66	80	83	76
-5	5	22	41	66	81	85	79
0	5	22	41	65	81	87	81
5	5	22	40	64	81	88	83
10	5	21	40	64	81	89	85
15	4	21	39	63	81	90	87

*Tabla 21.2.3.5: Potencia obtenida para un AAA de 5 grados*

#### 4.2.3.6. Potencia obtenida para un AAA de 10 grados

RCA	1000	3667	6333	9000	11667	14333	17000
-15	5	22	41	66	78	81	73
-10	5	22	41	66	79	83	76
-5	5	22	41	65	80	84	78
0	5	22	40	65	81	88	80

5	4	21	40	64	81	88	82
10	4	21	39	64	81	89	84
15	4	20	38	63	80	90	86

*Tabla 22.2.3.6: Potencia obtenida para un AAA de 10 grados*

#### 4.2.3.7. Potencia obtenida para un AAA de 15 grados

RCA	1000	3667	6333	9000	11667	14333	17000
-15	5	22	41	66	78	80	72
-10	4	22	40	66	79	82	74
-5	4	22	40	65	80	84	77
0	4	22	39	65	80	86	79
5	4	21	39	64	80	87	81
10	4	21	38	64	80	88	83
15	4	20	37	63	78	89	85

*Tabla 23.2.3.7: Potencia obtenida para un AAA de 15 grados*

#### 4.2.3.8 Par obtenido para un RAA de 15 grados

RCA	1000	3667	6333	9000	11667	14333	17000
-15	58	62	66	70	65	54	42
-10	57	61	65	70	68	56	44
-5	56	61	65	69	66	57	45
0	55	60	64	69	67	58	46
5	54	59	62	68	67	59	47
10	53	58	61	67	66	60	48
15	51	57	60	66	66	60	49

*Tabla 24.2.3.8: Par obtenido para un RAA de 15 grados*

#### 4.2.3.9 Par obtenido para un RAA de 10 grados

RCA	1000	3667	6333	9000	11667	14333	17000
-15	57	61	66	70	65	54	42
-10	56	61	65	70	66	56	44
-5	55	60	65	69	66	57	45
0	54	59	64	69	67	58	46
5	53	59	63	68	67	59	47
10	52	57	61	67	67	60	48
15	51	56	60	66	66	60	49

*Tabla 25.2.3.9: Par obtenido para un RAA de 10 grados*

#### 4.2.3.10 Par obtenido para un RAA de 5 grados

RCA	1000	3667	6333	9000	11667	14333	17000
-15	55	61	66	70	65	54	42
-10	54	60	65	70	66	56	43
-5	54	60	64	70	66	57	45
0	53	59	63	69	67	58	46
5	52	58	62	68	67	59	47
10	50	57	61	68	67	60	48
15	49	56	60	66	66	60	49

*Tabla 26.2.3.10: Par obtenido para un RAA de 5 grados*

#### 4.2.3.11 Par obtenido para un AAA de 0 grados

RCA	1000	3667	6333	9000	11667	14333	17000
-15	52	60	65	70	65	54	42
-10	52	59	64	70	66	56	43
-5	51	59	64	70	66	57	45
0	50	58	63	69	67	58	46

5	49	57	62	69	67	59	47
10	48	56	61	68	67	60	48
15	46	55	60	67	66	60	49

*Tabla 27.2.3.11: Par obtenido para un AAA de 0 grados*

#### 4.2.3.12 Par obtenido para un AAA de 5 grados

RCA	1000	3667	6333	9000	11667	14333	17000
-15	49	59	64	70	65	54	42
-10	48	59	63	70	66	55	43
-5	47	58	63	70	66	57	44
0	46	57	62	69	67	58	46
5	45	56	61	68	67	59	47
10	44	55	60	68	66	60	48
15	43	54	59	67	66	60	49

*Tabla 28.2.3.12: Par obtenido para un AAA de 5 grados*

#### 4.2.3.13 Par obtenido para un AAA de 10 grados

RCA	1000	3667	6333	9000	11667	14333	17000
-15	45	58	62	70	64	54	41
-10	45	58	62	70	65	55	42
-5	44	58	61	69	66	56	44
0	43	57	60	69	66	57	45
5	42	56	60	68	66	58	46
10	41	54	59	68	66	59	47
15	40	53	57	67	66	60	48

*Tabla 29.2.3.13: Par obtenido para un AAA de 10 grados*

4.2.3.14 Par obtenido para un AAA de 15 grados

RCA	1000	3667	6333	9000	11667	14333	17000
-15	40	58	63	70	64	55	40
-10	40	58	66	70	65	55	42
-5	40	58	60	69	66	56	43
0	39	57	59	69	65	57	44
5	38	56	58	68	66	58	45
10	37	54	57	68	66	59	47
15	36	53	56	67	64	60	48

*Tabla 30.2.3.14: Par obtenido para un AAA de 15 grados*

4.2.3.15 Consumo específico obtenido para un RAA de 15 grados

RCA	1000	3667	6333	9000	11667	14333	17000
-15	222.9	210	208	212.1	223.7	233.1	247.7
-10	223	210	208.2	212.2	223.8	233.1	247.6
-5	2223	210.1	208.2	212.2	223.8	233.2	247.6
0	228	210.1	208.3	212.2	223.8	233.3	247.8
5	228.7	210.1	208.3	212.2	223.9	233.3	247.9
10	228.8	215.7	208.4	212.2	223.9	233.4	248.1
15	229.1	216.3	208.5	212.3	224	233.5	248.2

*Tabla 31.2.3.15: Consumo específico obtenido para un RAA de 15 grados*

4.2.3.16 Consumo específico obtenido para un RAA de 10 grados

RCA	1000	3667	6333	9000	11667	14333	17000
-15	223.3	210.2	208.2	212	223.6	233.2	248
-10	223.3	210.2	208.2	212	223.6	233.3	248.2
-5	223.3	210.3	208.2	212	223.6	233.4	248.1
0	227.9	210.3	208.3	212.1	223.6	233.4	248.3
5	228.6	214.2	208.3	212.1	223.7	233.4	248.5
10	228.9	215.6	208.4	212.1	223.7	233.6	248.6
15	229.1	216	208.4	212.1	223.8	233.6	248.6

Tabla 32.2.3.16: Consumo específico obtenido para un RAA de 10 grados

#### 4.2.3.17 Consumo específico obtenido para un RAA de 5 grados

RCA	1000	3667	6333	9000	11667	14333	17000
-15	224.2	210.5	208.3	212	223.5	233.4	248.4
-10	224.2	210.6	208.3	212	223.5	233.5	248.6
-5	226.9	210.6	208.3	212	223.5	233.5	248.6
0	228.1	212.7	208.4	212	223.5	233.5	248.8
5	229.1	214.1	208.4	212	223.6	233.6	249
10	229.2	215.1	208.4	212	223.6	233.7	249
15	229.5	215.4	208.4	212.1	223.6	233.7	249.1

Tabla 33.2.3.17: Consumo específico obtenido para un RAA de 5 grados

#### 4.2.3.18 Consumo específico obtenido para un AAA de 0 grados

RCA	1000	3667	6333	9000	11667	14333	17000
-15	225.5	211	208.6	212	223.4	233.5	248.9
-10	226.3	211	208.5	212	223.4	233.5	248.8
-5	227.3	211.9	208.6	212	223.4	233.6	249.1
0	228.5	212.9	208.6	212.1	223.5	233.7	249.1
5	228.8	213.8	208.6	212.1	223.5	233.7	249.3

10	230	214.6	208.6	212.2	223.5	233.8	249.5
15	230.2	214.9	208.6	212.1	223.5	233.7	249.7

Tabla 34.2.3.18: Consumo específico obtenido para un AAA de 0 grados

#### 4.2.3.19 Consumo específico obtenido para un AAA de 5 grados

RCA	1000	3667	6333	9000	11667	14333	17000
-15	226	211.5	208.9	212.2	223.4	233.7	249.1
-10	226.8	211.5	208.9	212.2	223.4	233.8	249.2
-5	227.7	211.9	208.9	212.2	223.4	233.8	249.3
0	228.9	212.6	208.9	212.2	223.4	233.8	249.5
5	230.4	213.5	208.9	212.3	223.4	233.8	249.7
10	231.3	214.4	208.9	212.3	224.6	233.8	249.9
15	231.6	214.6	215.9	212.3	223.5	233.9	250

Tabla 35.2.3.19: Consumo específico obtenido para un AAA de 5 grados

#### 4.2.3.20 Consumo específico obtenido para un AAA de 10 grados

RCA	1000	3667	6333	9000	11667	14333	17000
-15	226.4	212	209.4	212.4	223.8	234	249.6
-10	227.2	211.3	209.4	212.5	224.4	234	249.6
-5	228.2	212.2	209.3	212.5	223.7	233.9	249.7
0	229.4	212.9	209.3	212.6	224.2	233.9	249.9
5	230.9	213.8	209.2	212.6	224.1	234	250.1
10	232.6	214.8	214.6	212.6	223.5	233.9	250.1
15	233	215	216.3	212.7	224.4	234	250.3

Tabla 36.2.3.20: Consumo específico obtenido para un AAA de 10 grados

#### 4.2.3.21 Consumo específico obtenido para un AAA de 15 grados

RCA	1000	3667	6333	9000	11667	14333	17000
-15	227	212	209	212.4	224	234	250
-10	227.9	212.8	209.9	212.9	224.3	234.2	250.2
-5	228.9	213	209.9	213	223.2	234.2	250.2
0	230.2	213.7	209.8	213	225.2	234.1	250.4
5	231.7	214.5	213.4	213.1	224.5	234.1	250.1
10	233.7	215.3	214.8	213.1	224.2	234.1	250.6
15	234.9	215.7	216.4	213.2	226.9	234.1	250.7

Tabla 37.2.3.21: Consumo específico obtenido para un AAA de 15 grados

#### 4.2.3.21 Eficiencia Volumétrica obtenido para un RAA de 15 grados

RCA	1000	3667	6333	9000	11667	14333	17000
-15	68.73	69.52	73.47	79	78.21	67.94	56.09
-10	67.94	68.73	72.68	79	79	69.52	57.67
-5	67.15	67.94	71.89	79	79	71.1	59.25
0	66.36	67.15	71.1	78.21	79	72.68	61.62
5	64.78	66.36	69.52	77.42	79	73.47	62.41
10	63.2	65.57	68.73	76.63	79	74.26	63.99
15	61.62	63.99	67.15	75.05	79	75.05	65.57

Tabla 38.2.3.21: Eficiencia Volumétrica obtenido para un RAA de 15 grados

#### 4.2.3.22 Eficiencia Volumétrica obtenido para un RAA de 10 grados

RCA	1000	3667	6333	9000	11667	14333	17000
-15	67.94	68.73	73.47	79	78.21	67.94	56.09
-10	67.15	68.73	72.68	79	79	69.52	57.67
-5	66.36	67.94	71.89	79	79	71.1	59.25

0	65.57	67.15	71.1	78.21	79	72.68	61.62
5	63.99	66.36	69.52	77.42	79	73.47	62.41
10	62.41	64.78	68.73	76.63	79	75.05	63.99
15	60.83	63.99	67.15	75.05	79	75.05	65.57

Tabla 39.2.3.22: Eficiencia Volumétrica obtenido para un RAA de 10 grados

#### 4.2.3.23 Eficiencia Volumétrica obtenido para un RAA de 5 grados

RCA	1000	3667	6333	9000	11667	14333	17000
-15	65.57	67.94	73.47	79	77.42	67.94	56.09
-10	64.78	67.94	72.68	79	79	69.52	57.67
-5	63.99	67.15	71.89	79	79	71.1	59.25
0	63.2	66.36	70.31	78.21	79	72.68	60.83
5	61.62	65.57	69.52	78.21	79	73.47	62.41
10	60.83	64.78	67.94	76.63	79	75.05	63.99
15	59.25	63.2	67.15	75.84	79	75.05	65.57

Tabla 40.2.3.23: Eficiencia Volumétrica obtenido para un RAA de 5 grados

#### 4.2.3.24 Eficiencia Volumétrica obtenido para un AAA de 0 grados

RCA	1000	3667	6333	9000	11667	14333	17000
-15	61.62	67.15	72.68	79	77.42	67.94	55.3
-10	61.62	67.15	71.89	79	79	69.52	57.67
-5	60.83	66.36	71.1	79	79	71.1	59.25

0	59.25	65.57	70.31	79	79	72.68	60.83
5	58.46	64.78	68.73	78.21	79	73.47	62.41
10	57.67	63.99	67.94	76.63	79	74.26	63.99
15	56.09	62.41	66.36	75.84	79	75.05	65.57

Tabla 41.2.3.24: Eficiencia Volumétrica obtenido para un AAA de 0 grados

#### 4.2.3.25 Eficiencia Volumétrica obtenido para un AAA de 5 grados

RCA	1000	3667	6333	9000	11667	14333	17000
-15	57.67	66.36	71.1	79	77.42	67.94	55.3
-10	57.67	65.57	70.31	79	79	69.52	56.88
-5	56.88	65.57	69.52	79	79	71.1	59.25
0	55.3	64.78	68.73	79	79	71.89	60.83
5	54.51	63.99	67.94	78.21	79	73.47	62.41
10	53.72	62.41	67.15	77.42	79	74.26	63.2
15	52.14	61.62	65.57	75.84	79	75.05	64.78

Tabla 42.2.3.25: Eficiencia Volumétrica obtenido para un AAA de 5 grados

#### 4.2.3.26 Eficiencia Volumétrica obtenido para un AAA de 10 grados

RCA	1000	3667	6333	9000	11667	14333	17000
-15	53.72	65.57	69.52	79	76.63	67.15	54.51
-10	53.72	65.57	68.73	79	78.21	68.73	56.09
-5	52.93	64.78	67.94	79	79	70.31	58.46
0	51.35	63.99	67.15	79	79	71.89	60.04

5	50.56	63.2	66.36	78.21	79	72.68	61.62
10	49.77	61.62	65.57	77.42	79	74.26	63.2
15	48.19	60.04	64.78	75.84	79	75.05	63.99

*Tabla 43.2.3.26: Eficiencia Volumétrica obtenido para un AAA de 10 grados*

4.2.3.27 Eficiencia Volumétrica obtenido para un AAA de 15 grados

RCA	1000	3667	6333	9000	11667	14333	17000
-15	48.19	65.57	67.15	79	77.42	67.94	55.3
-10	48.19	65.57	67.15	79	77.42	67.94	56.88
-5	47.4	64.78	66.36	79	78.21	69.52	57.67
0	46.61	63.99	65.57	79	79	71.1	59.25
5	45.82	62.41	64.78	78.21	79	72.68	60.83
10	45.03	61.62	63.99	77.42	79	73.47	62.41
15	43.45	60.04	62.41	75.84	78.21	74.26	63.99

*Tabla 44.2.3.27: Eficiencia Volumétrica obtenido para un AAA de 15 grados*

# 7 TUTORIAL LOTUS SOFTWARE

## 1. Introducción

Lotus Engine permite simular una gran variedad de motores, de 4 tiempos o 2 tiempos, encendido por chispa o auto-encendido. Las aplicaciones van desde motores de pequeños capacidad para motocicletas o fines industriales hasta grandes motores para la propulsión de barcos. Lotus Engine también se puede utilizar para simular las características de los sistemas neumáticos.

El paquete de programas de Lotus consiste en un pre-procesador interactivo que ayuda con la preparación de los datos de entrada para el programa de cálculo principal. El análisis de los resultados se apoya en un post-procesador interactivo.

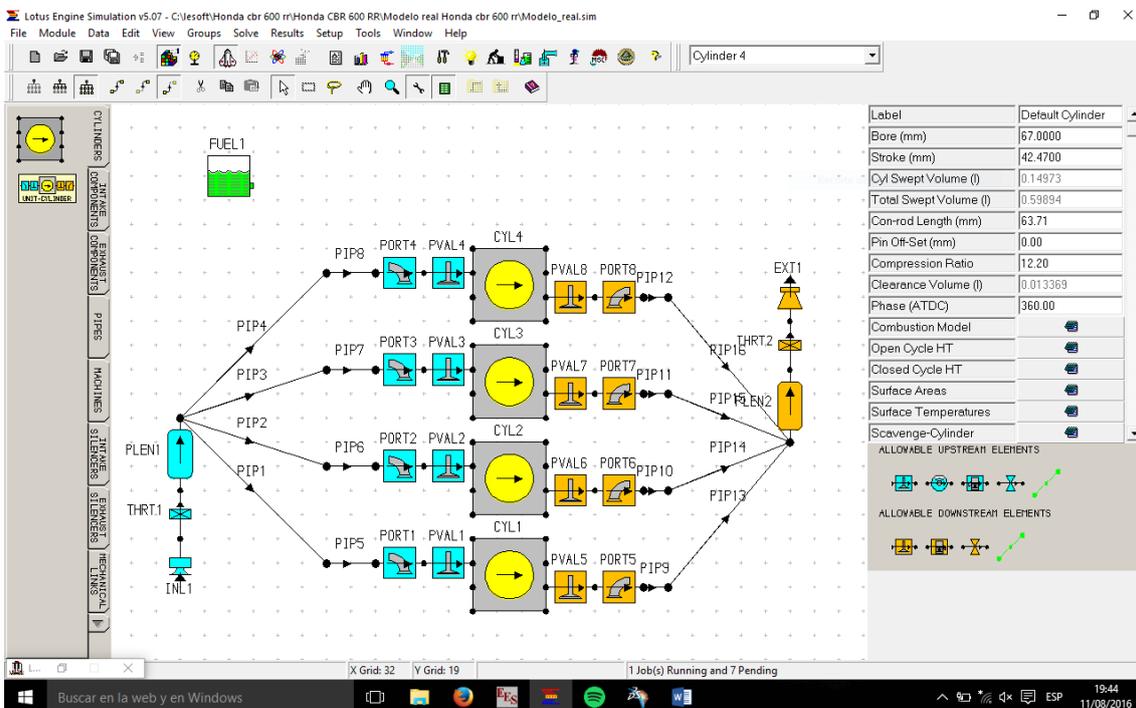


Fig 7.1: Ventana principal del programa

## 2. Interfaz gráfica

La pantalla de pre-procesamiento ayuda al usuario a la creación de un modelo para su posterior estudio:

### 2.1. Barra de Menú

File	New	Ventana nueva de la vista principal para crear un modelo
	Open	Abre un modelos creados y guardados .sim
	Save	Guarda el caso en un archivo .sim con todos los parámetros creados.
	File preview	Muestra una vista rápida del modelo creado
	Exit	Cierra la ventana principal del programa
Module	Builder interface	Muestra la ventana principal en la que nosotros creamos el modelo del motor a simular
	Result viewer	Muestra la ventana con los resultados obtenidos .prs
	File description	Nombre dado al modelo que queremos crear
	Cycle type	Elección si el modelo creado es de dos tiempos o de cuatro tiempos
	Element summary	Muestra los elementos que tiene nuestro motor, y los elementos máximos permitidos para poder realizar la simulación
	Sim connections	Muestra todas las conexiones que tenemos entre los

Data	summary	distintos elementos presentes en nuestro motor
	Sim Model data summary	Muestra las características de los elementos presentes en nuestro motor
	Combustion Heat transfer	El programa nos da la posibilidad de elegir distintos modelos de transferencia de calor.
	Scavenging Models	El programa nos permite elegir entre diversas opciones, parámetros y situaciones de los conductos de admisión y escape del motor en las cuales se simula. Estos parámetros no se han modificado debido a la complejidad de los mismos.
	Pipe Auto- Mesh	
	Pipe Wall friction settings	
	Pipe Governing ecuation	
	Test condition	En esta pestaña podemos elegir todas las condiciones bajo las cuales queremos simular el motor (condiciones ambientales fundamentalmente).
Edit	Add	Desde esta pestaña podemos añadir los distintos elementos presentes en nuestro motor
	Move by	Podemos elegir entre mover “por familia” o “individual”. Se usa para desplazar los elementos con el fin de tener una mejor visualización en la pestaña principal de los mismos
	Cut	Corta los elementos elegidos
	Copy	Copia los elementos elegidos
	Clear all	Borra todos los elementos presentes en la ventana principal
	Solve control	Muestra la ventana con la cual podemos iniciar la

Solve		simulación de nuestro modelo
	Parametric optimizer tool	Desde aquí podemos modificar los resultados mediante la optimización del modelo. Principalmente para analizar el comportamiento del fluido en 3 dimensiones
Result	.mrs view	Vista de los resultados obtenidos en el modelo de tipo .mrs
	.prs view	Vista de los resultados obtenidos en el modelo de tipo .prs
Setup	En esta pestaña podemos modificar las propiedades de la ventana, del modo de impresión, de la visualización de la interfaz, etc.	
Tools	Data-check wizard	Nos muestra los distintos errores cometidos, parámetros, conexiones, irregularidades que nos impiden realizar la simulación del modelo.
	Column write wizard	Nos permite organizar en columnas los resultados obtenidos
	Concept tool	Nos ayuda a introducir de manera rápida las características del cilindro de nuestro motor
	Friction estimator	Permite elegir entre distintos modelos de la estimación de la fricción que nos ofrece el programa
	Combustion analysis	Método de análisis en la combustión de nuestro motor
	Port flow analysis	Método de análisis en los conductos de nuestro motor
	Lotus concept valve train	Datos que podemos obtener relativos a las válvulas de nuestro modelo.
	Turbo machines	Ventana destinada al análisis de los elementos del modelo relacionados con la sobrealimentación

Window	Cierra la ventana principal
Help	Nos permite acceder a los archivos de ayuda para la solución de problemas que nos puedan aparecer en la creación de nuestro programa

Tabla 45.1: Barra de menú del programa

## 2.2. Simulaciones

El programa no puede simular varios casos a la vez, por tanto, si queremos simular distintos casos variando algunos parámetros, como ha consistido este proyecto, deberemos de realizar distintas simulaciones.

Para comenzar la simulación, lo primero que debemos realizar es guardar el modelo. Una vez realizado esto, nos vamos a la ventana de simulación, mediante la pestaña *Solve*, *Solve Control*, o bien mediante el icono que aparece justo debajo.

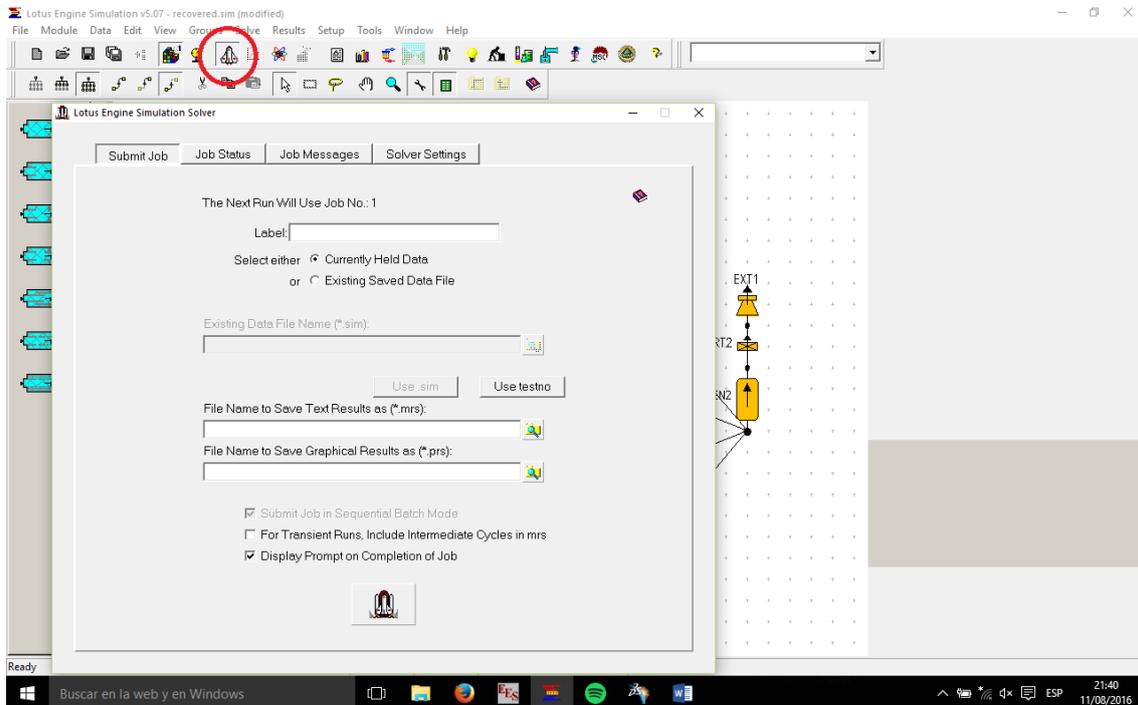


Fig 7.2: Cuadro de simulación del programa

Como podemos ver en la Fig 5.2 debemos de marcar *Currently Held Data*, puesto que es la única manera de obtener los resultados en formato .prs, que será explicado más adelante. Después, marcamos *Use testno* para guardar todos los resultados que obtengamos en la carpeta donde previamente hemos guardado el modelo creado, y así tener todos los archivos en la misma localización en nuestro ordenador, facilitando tanto la búsqueda y el acceso a los mismos como la organización de los resultados.

Al iniciar la simulación podemos ir siguiendo el proceso en la pestaña nombrada como *Job Status*, como podemos apreciar en la Fig 5.3

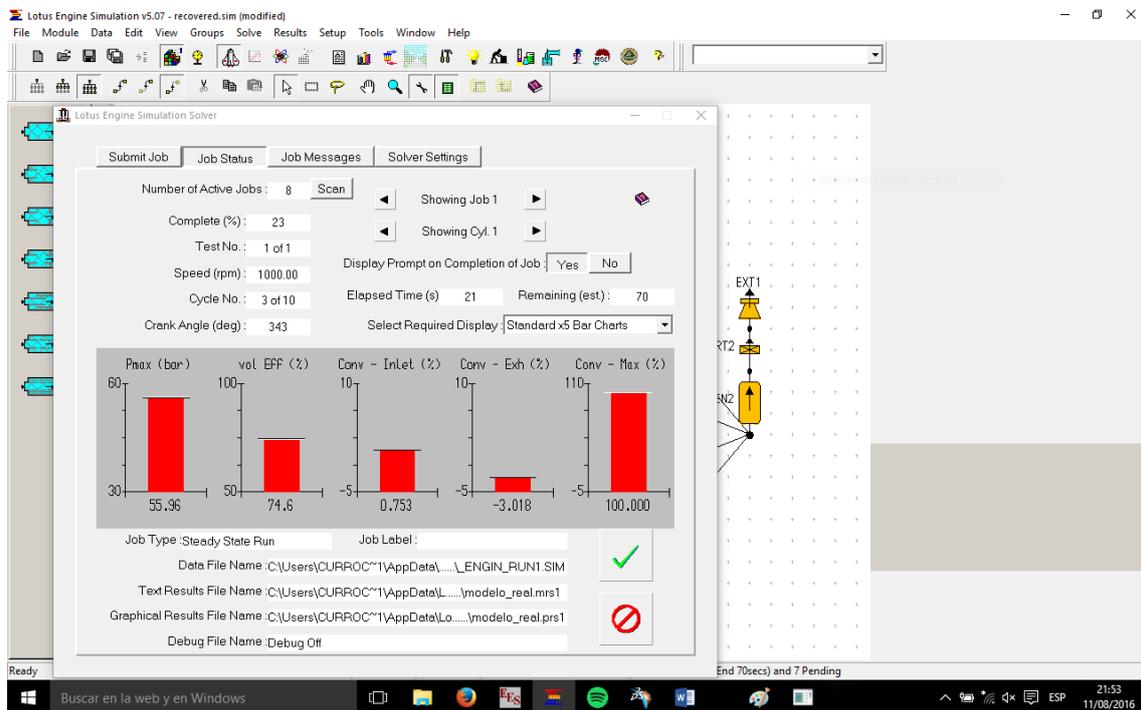


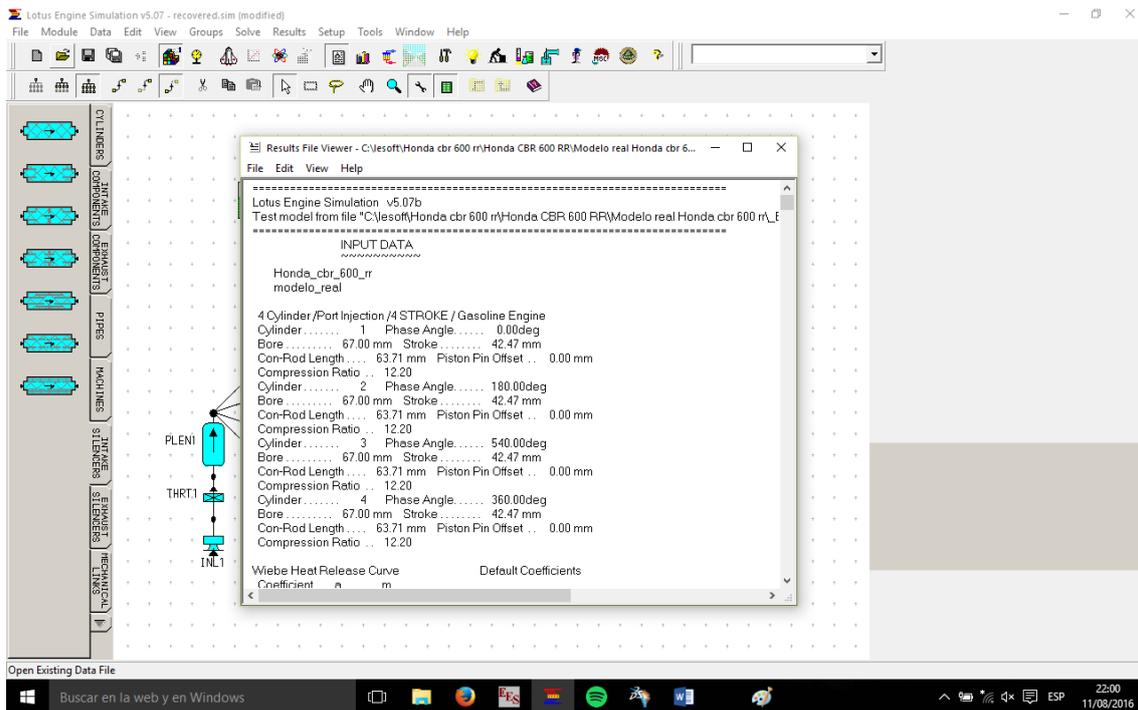
Fig 7.3: Seguimiento de la simulación del modelo

### 2.3. Análisis de resultados

Una vez finalizadas las simulaciones, aparecerá la pestaña que permite la elección del tipo de gráficas a las cuales podemos acceder para ver los datos obtenidos. Aparecen las opciones para ver los resultados en formato *.txt* (texto), *.mrs* (gráficas), y *.prs* (modelo de análisis dinámico)

#### 2.3.1. Resultados en formato .txt

Tal y como podemos ver en la *Fig 5.4*, al comienzo de la hoja de resultados se nos muestra un breve resumen de las características de nuestro modelo, como dimensiones, modelo de transferencia de calor elegido, etc. A continuación, nos aparecen los resultados obtenidos en formato texto, en los distintos puntos que hayamos seleccionado para realizar la simulación.



*Fig 7.4: Resultados de la simulación en formato .txt*

#### 2.3.2. Resultados en formato .mrs

También podemos encontrar los resultados en formato .mrs, los cuales aparecen en forma de gráfica, tal y como se muestra en la Fig 5.5. Estas gráficas se pueden obtener clicando en el icono de gráfica que aparece en la barra de menú de la ventana principal del programa. Una de las ventajas que presenta este tipo de visualización de resultados es que podemos seguir la evolución de los distintos parámetros (Potencia, Par, consumo...) en cada uno de los puntos de simulación. Es posible combinar numerosas gráficas, así como comparar resultados anteriores superponiendo resultados guardados en *File > Load > Result*.

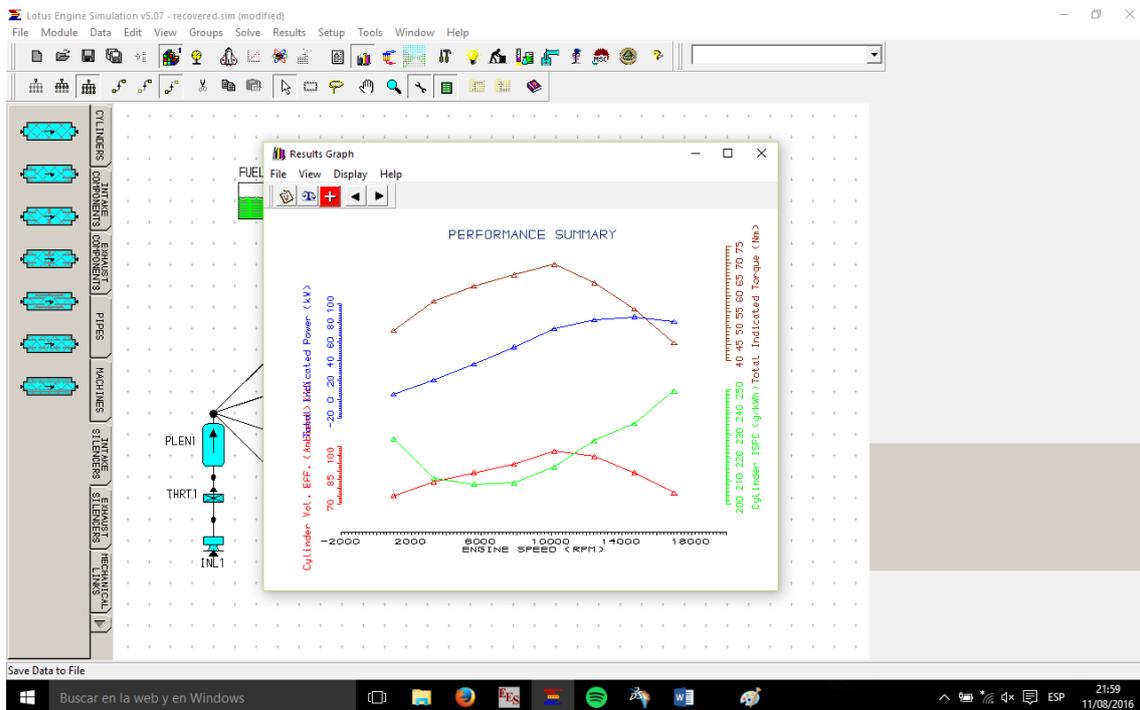


Fig 7.5: Resultados de la simulación en formato .mrs

### 2.3.3. Resultados en formato .prs

El último método de visualización es del tipo .prs. Este tipo de resultados es llamado “gráfica dinámica”. En la Fig 5.6 vemos como la interfaz del programa cambia totalmente, una vez que pulsamos el botón que aparece a la derecha del icono de la gráfica, parecido a una gráfica en 3D.

Una de las ventajas en este tipo de visualización de los resultados es que podemos ver como evoluciona el fluido, la temperatura, presión y muchos más parámetros

con el giro del cigüeñal del motor modelado (siempre el eje “x” será un ciclo completo del motor) en cualquiera de los puntos que nosotros marquemos dentro del motor (Cilindros, válvulas, conexiones, etc).

Además, podemos seleccionar no solo qué cilindro queremos visualizar en las gráficas que aparecen a la derecha, sino también que punto de los que hemos simulado (rpm) queremos ver, pudiendo superponer dichos puntos.

Otra de las principales ventajas de este tipo de gráficas es que se puede apreciar con total detalle cómo evolucionan los distintos parámetros mientras observamos, en esta interfaz, el movimiento de cada uno de los componentes del motor (vuela, pistones, válvulas...), siendo ésta la principal ventaja de esta visualización de resultados.

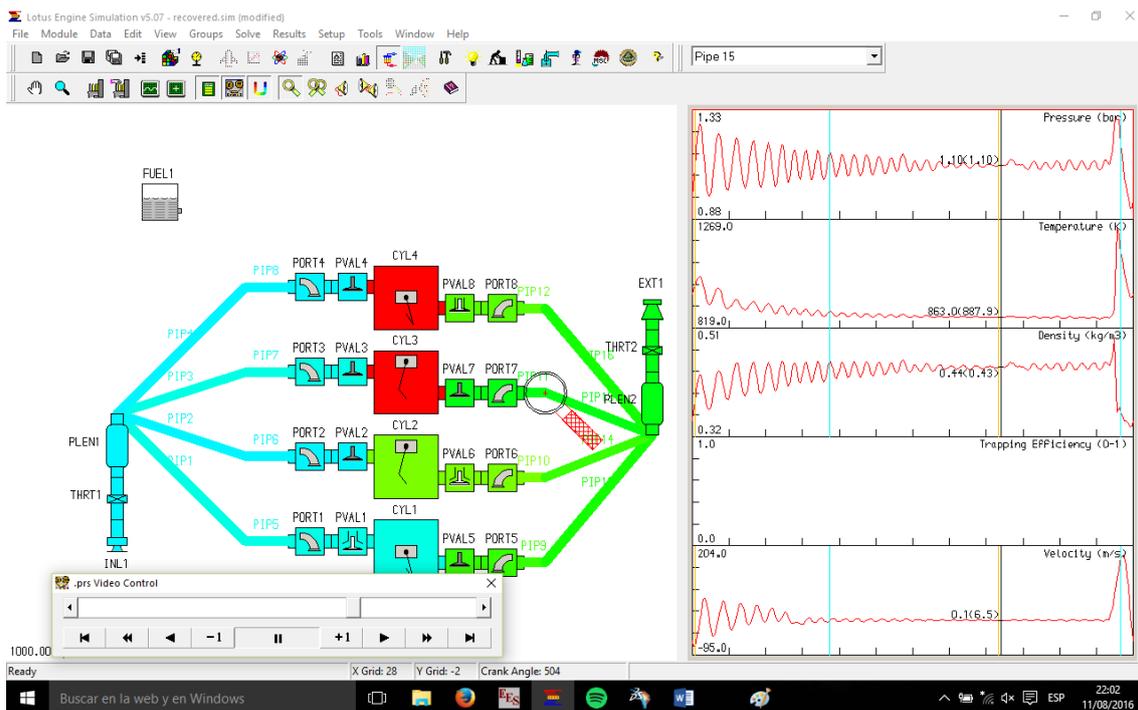


Fig 7.6: Resultados de la simulación en formato .prs

