

# **Diseño y análisis del sistema de admisión de un motor de encendido provocado para su implantación en un vehículo de Formula SAE.**

Fernando Viñuelas García

Tutor: Miguel Torres García

Ingeniería Industrial

Escuela Superior de Ingenieros de Sevilla

Marzo 2014

## Índice

<b>1. Introducción</b> .....	3
<b>2. Fundamentos</b> .....	4
<b>2.1. MCIA</b> .....	4
<b>2.2. Elementos constructivos de los MCIA</b> .....	6
<b>2.3. Clasificación de los motores</b> .....	13
<b>2.4. Características típicas de los MCIA</b> .....	17
<b>2.5. Parámetros fundamentales de los MCIA</b> .....	19
<b>2.6. Formula SAE</b> .....	23
<b>2.7. Selección del motor</b> .....	29
<b>2.8. Motor de encendido por chispa. (Ciclo 4 tiempos)</b> .....	32
<b>3. Renovación de la carga en motores de 4 Tiempos.</b> .....	34
<b>3.1. Rendimiento volumétrico.</b> .....	34
<b>3.2. Rendimiento volumétrico en función de la masa de aire</b> .....	35
<b>3.3. Potencia y presión media efectivas en función del rendimiento volumétrico</b> .....	38
<b>3.4. Estudio del rendimiento volumétrico a partir del diagrama indicador</b> .....	40
<b>3.5. Proceso de admisión ideal.</b> .....	44
<b>3.6. Factores que afectan al rendimiento volumétrico</b> .....	46
<b>4. Componentes del sistema de admisión</b> .....	70
<b>5. Simulaciones</b> .....	80
<b>6. Resultados y conclusiones</b> .....	112
<b>7. Anexos</b> .....	119
Anexo 1: Listado de abreviaturas .....	119
Anexo 2: Características técnicas del motor.....	121
Anexo 3: Ecuaciones ondas de presión en un flujo de gas .....	126
Anexo 4: Ecuaciones de un fluido a través de una restricción .....	130
Anexo 5: Resultados.....	136
Anexo 6: Guía Software Boost .....	151
<b>8. Bibliografía</b> .....	169

# 1. Introducción

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 que se adapte a los requisitos y restricciones que impone la competición de Fórmula SAE.

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. La obligación de introducir una restricción a la entrada de aire, provoca que el motor no pueda seguir utilizando el sistema de admisión de aire diseñado originalmente.

Como herramienta utilizaremos el Software AVL BOOST, 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 el rendimiento volumétrico, hasta obtener el diseño óptimo que nos permita obtener el mayor rendimiento posible de nuestro motor.

## 2. Fundamentos

### 2.1. 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 un recurso 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.

## 2.2. Elementos constructivos de los MCIA

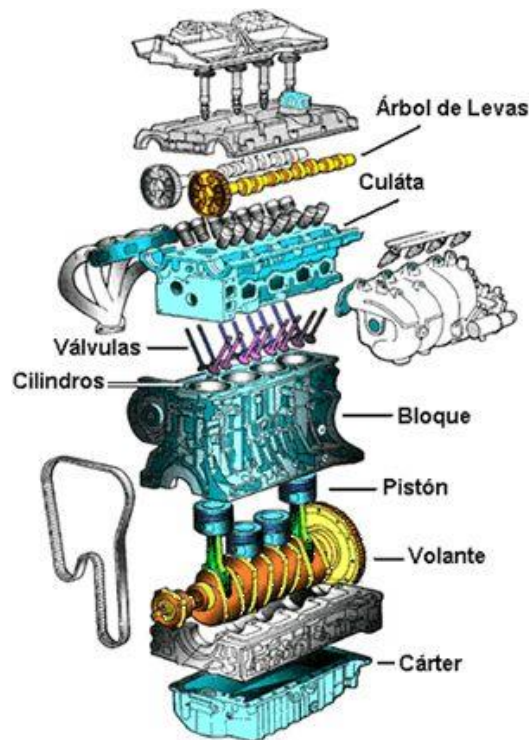


Fig 1: Despiece de un motor de 4T

- **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.

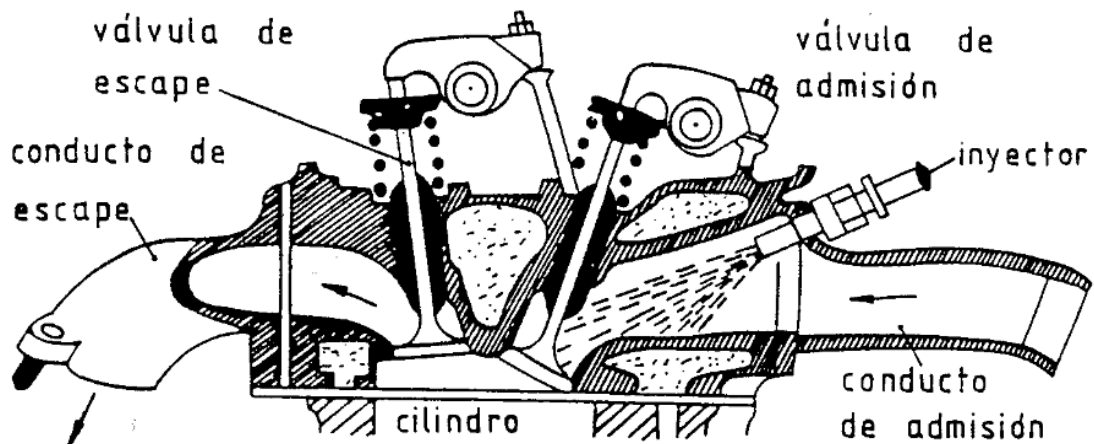


Fig 2: Esquema de una culata de motor de inyección indirecta

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.

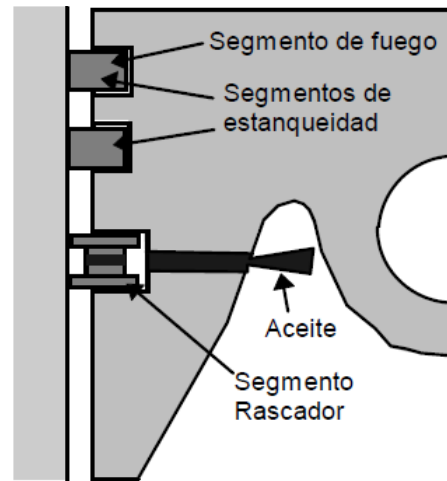


Fig 3: Pistón y segmentos

- **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 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 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.

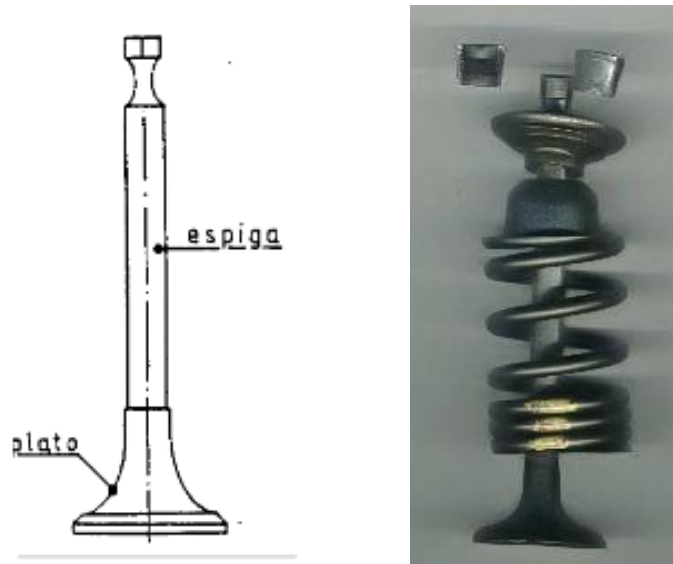


Fig 6: Imagen y esquema de una de las válvulas

- **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.

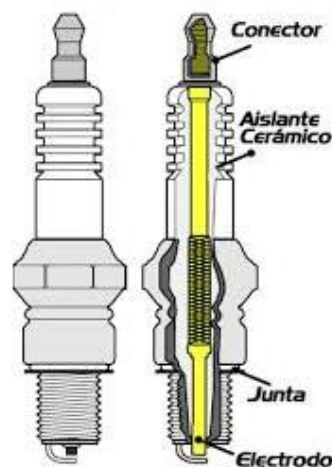


Fig 7: Esquema de las partes de una bujía

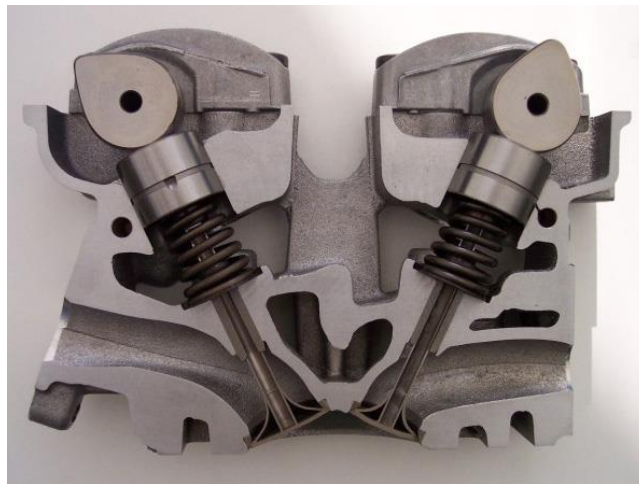
- **Sistema de distribución**

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 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 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 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:

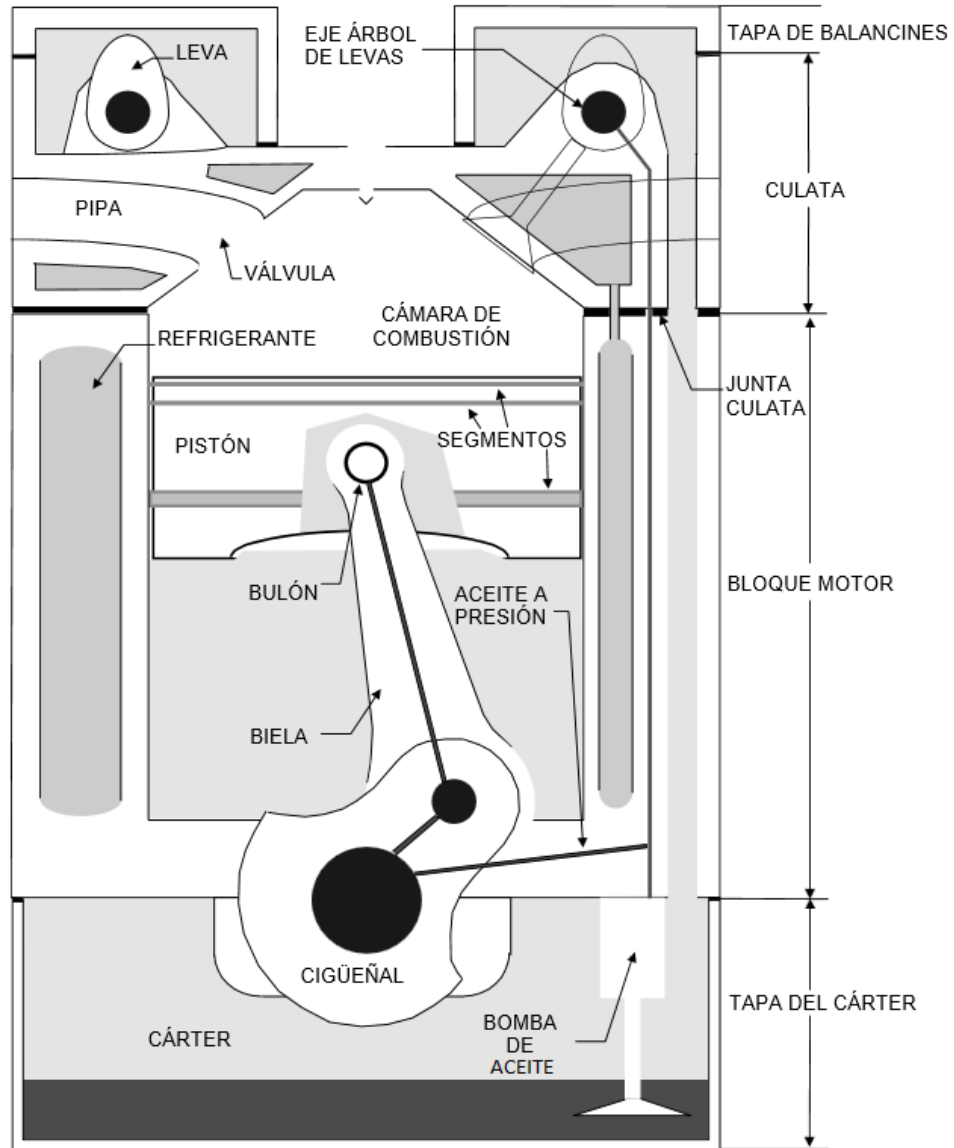


Fig 11: Esquema general de un motor de combustión interna alternativo

## 2.3. Clasificación de los motores

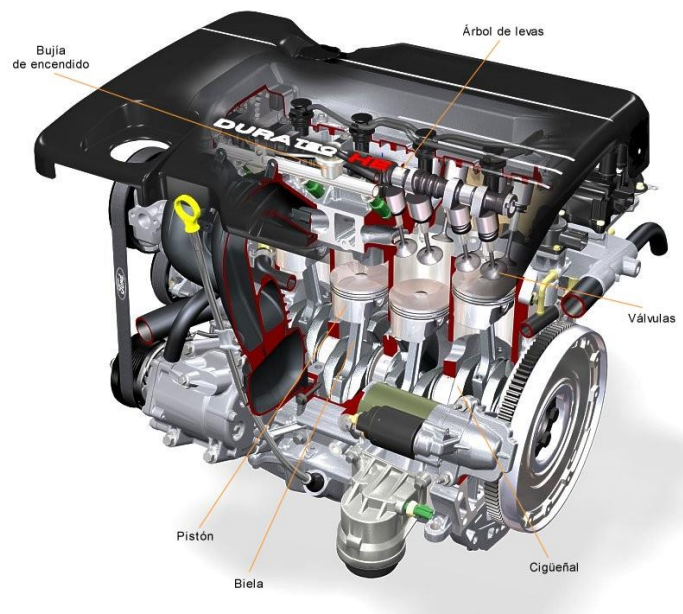
Los motores de combustión interna alternativos pueden clasificarse según diversos criterios:

### 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.

### 2. Según el proceso de combustión

- 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 12: Motor de encendido provocado o por chispa*

- 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.

### 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
2. Carrera de compresión
3. Combustión y carrera de expansión
4. Carrera de escape

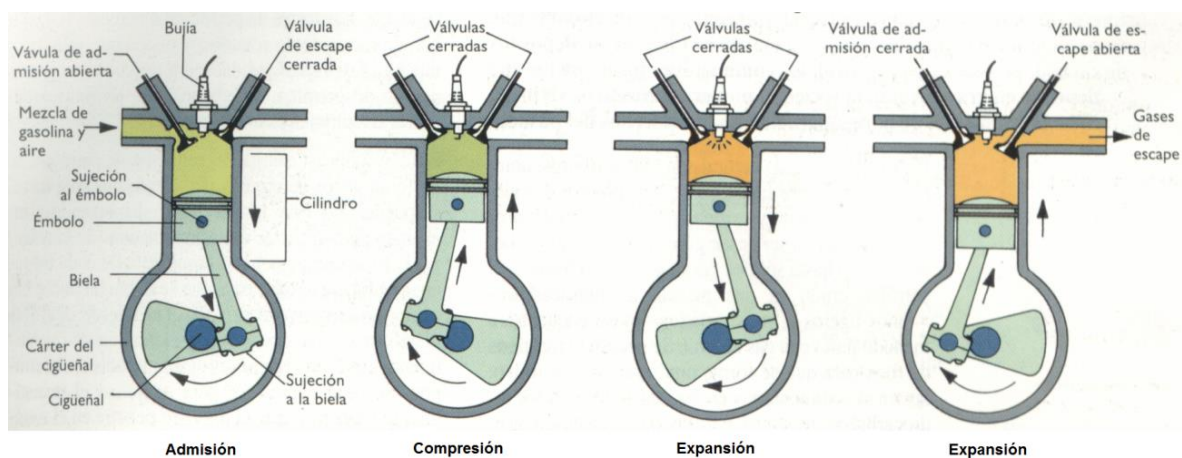


Fig 13: Proceso de funcionamiento de un motor de 4T

- **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.

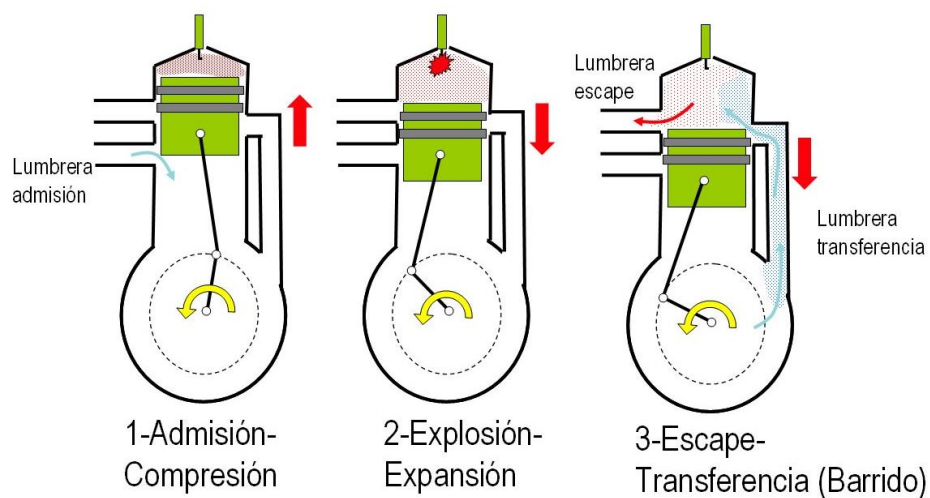


Fig 14: Proceso de funcionamiento de un motor de 2T



#### 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.

- **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.

- **Refrigeración por líquido.**

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

#### 5. Según el número de cilindros.

- Monocilíndricos.
- Policilíndricos.

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

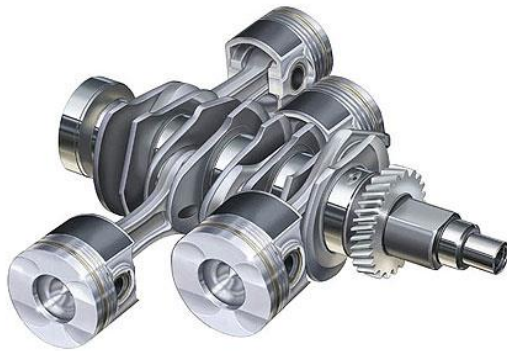
Existen muy diversas disposiciones constructivas que tienen influencia sobre el tamaño y la relación de aspecto del motor. Cuantos más cilindro, más caro y de más complicada construcción resulta. Los más comunes son los mostrados en las siguientes figuras:



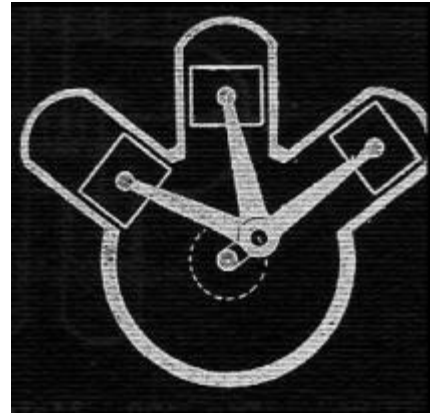
En línea



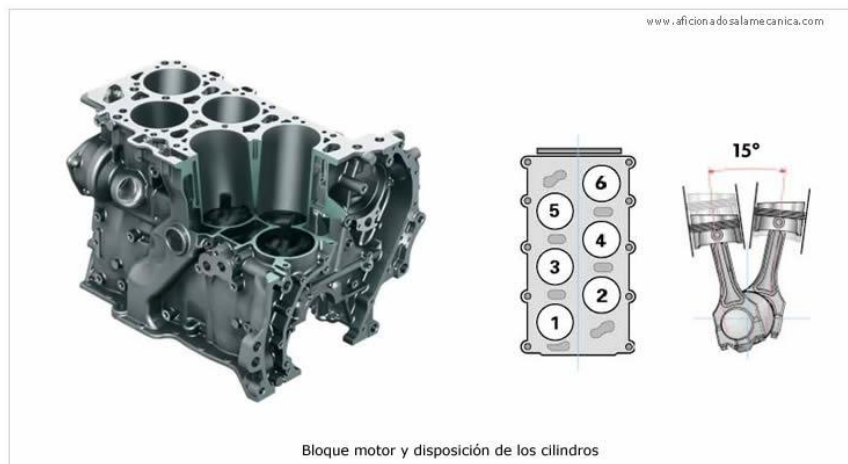
En V



En V a 180° (Opuestos)



En W



En VR

Fig 15: Disposiciones constructivas de los motores

## 7. Según la presión de admisión.

- **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

- **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.



## 2.4. 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 ( $F_e$ ). 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  $F_R = 1$ .

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  $F_R \leq 0,7$ .

Rangos usuales de dosado relativo:

MEC:  $F_R \in [0.04, 0.7]$

MECH en automoción:  $F_R \in [0.9, 1.3]$

MECH industrial:  $F_R \in [0.6, 0.8]$

También es frecuente el uso de la relación inversa para definir el dosado.

$$A = \frac{m_a}{m_f}$$

- **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.

## 2.5. 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	$V_T = z V_D$
Volumen final de compresión (Volumen de la cámara de combustión) Volumen muerto existente entre la culata y pistón en el PMS	$V_C$

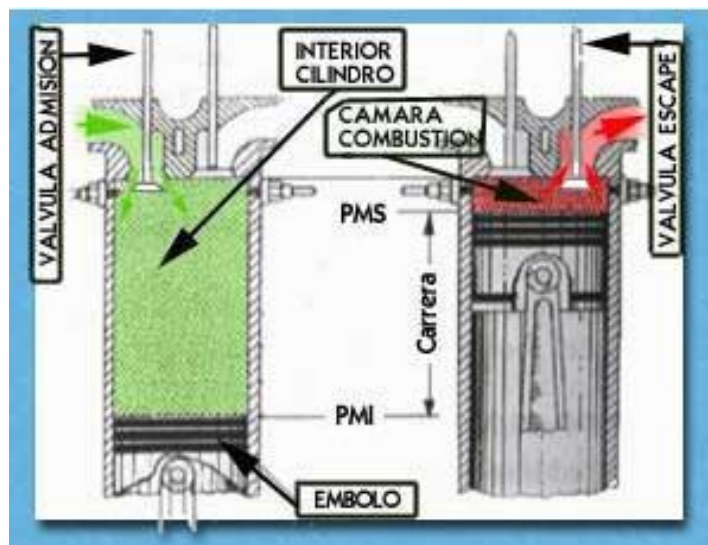


Fig 16: Puntos de referencia en el cilindro de combustión interna

- **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).

$$r = \frac{V_D + V_C}{V_C}$$

- **Velocidad lineal media del pistón**

Se define de la forma  $C_m = 2Sn$ , 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  $W_i = \oint p dV$

El trabajo indicado de la renovación de la carga (admisión y escape) o trabajo de bombeo se define como  $W_b = \oint p dV$ . Este trabajo generalmente no se considera como trabajo indicado y se incluye dentro de las pérdidas mecánicas

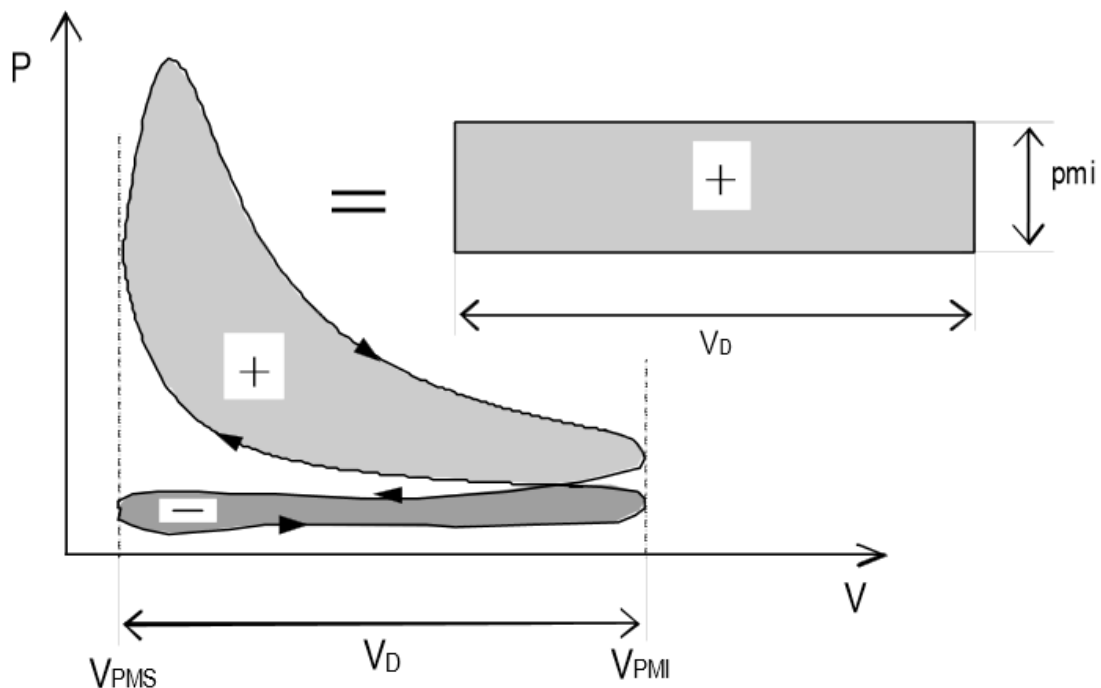


Fig 17: Determinación de la presión media indicada en un motor de 4T

El lazo de renovación de la carga no existirá en el caso de los motores de dos tiempos.

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.

$$pmi = \frac{W_i}{V_D}$$

La potencia indicada de un cilindro será:

$$N_i = pmi \cdot V_D \cdot n \cdot i$$

Donde  $i$  es el número de ciclos por revolución,  $i = 1/2$  para motores de 4 tiempos y  $i = 1$  para motores de 2 tiempos.

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

$$N_i = pmi \cdot V_D \cdot n \cdot i \cdot z$$

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.

$$N_e = N_i - N_{pm}$$

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 ( $pme$ ) 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:

$$N_e = pme \cdot V_D \cdot z \cdot n \cdot i = pme \cdot V_T \cdot n \cdot i$$

La potencia absorbida por las pérdidas mecánicas se puede expresar como la diferencia entre la potencia indicada y la potencia efectiva, quedando:

$$N_{pm} = N_i - N_e = (pmi - pme) \cdot V_T \cdot n \cdot i$$

Lo que permite definir la presión media de pérdidas mecánicas y la potencia absorbida por pérdidas mecánicas en función de esta.

$$pmpm = (pmi - pme)$$

$$N_e = pmpm \cdot V_T \cdot n \cdot i$$

- **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.

$$\eta_i = \frac{N_i}{\dot{m}_f H_f} \qquad \eta_e = \frac{N_e}{\dot{m}_f H_f}$$

Siendo  $\dot{m}_f$  el gasto de combustible y  $H_f$  el poder calorífico inferior asociado a dicho 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

El rendimiento mecánico será:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{\eta_e}{\eta_i} \rightarrow \eta_e = \eta_i \eta_m$$

Su valor suele ser del orden de 0.8-0.9 con el motor trabajando a plena carga

En la práctica interesa conocer el consumo específico del combustible  $g_f$ , que se define como la relación entre el gasto másico de combustible y la potencia obtenida.

$$\left. \begin{aligned} g_f &= \frac{\dot{m}_f}{N} \\ \eta &= \frac{N}{\dot{m}_f H_f} \end{aligned} \right| g_f = \frac{\dot{m}_f}{\eta \dot{m}_f H_f} = \frac{1}{\eta H_f}$$

Al igual que con el rendimiento pueden definirse dos consumos específicos de combustible, según la potencia que se considere siendo el más utilizado el efectivo.

$$g_{ef} = \frac{\dot{m}_f}{N_e} = \frac{1}{\eta_e H_f} \qquad g_{if} = \frac{\dot{m}_f}{N_i} = \frac{1}{\eta_i H_f}$$

La unidad que se utiliza es  $g/kWh$  y los valores usuales para el consumo específico efectivo de combustible oscilan entre 320 – 280  $g/kWh$  para MECH y 280 – 180  $g/kWh$  para MEC.

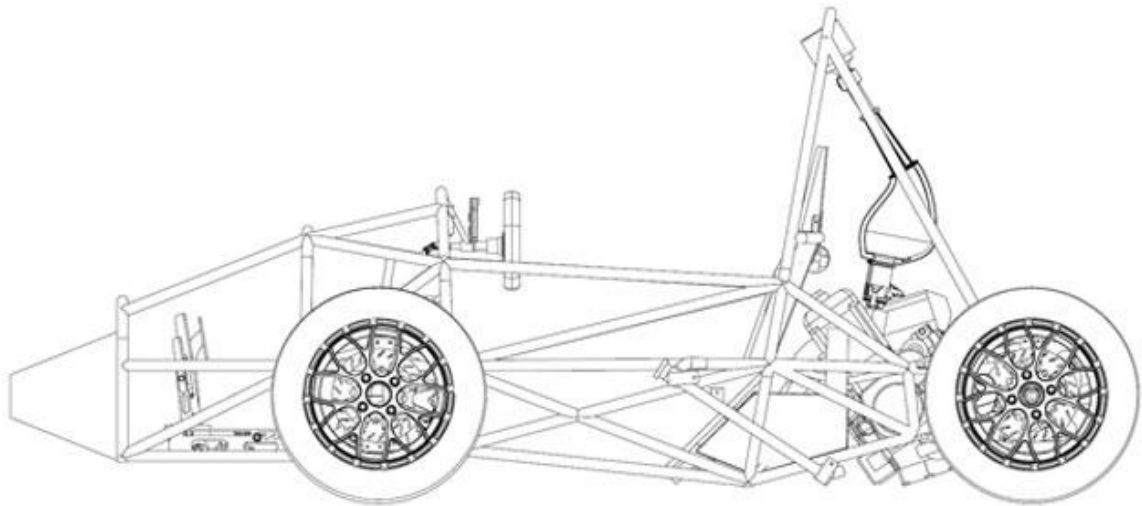
## 2.6. Formula SAE

La Formula Student es la competición de automovilismo a nivel universitario más reconocida de Europa. Dirigida por la Institution of Mechanical Engineers (IMechE), es respaldada por la industria del Reino Unido y por ingenieros que ocupan un lugar destacado en el mundo de la competición automovilística, como lo es su Presidente, Ross Brawn (actual ingeniero jefe de Mercedes AMG F1 Team).

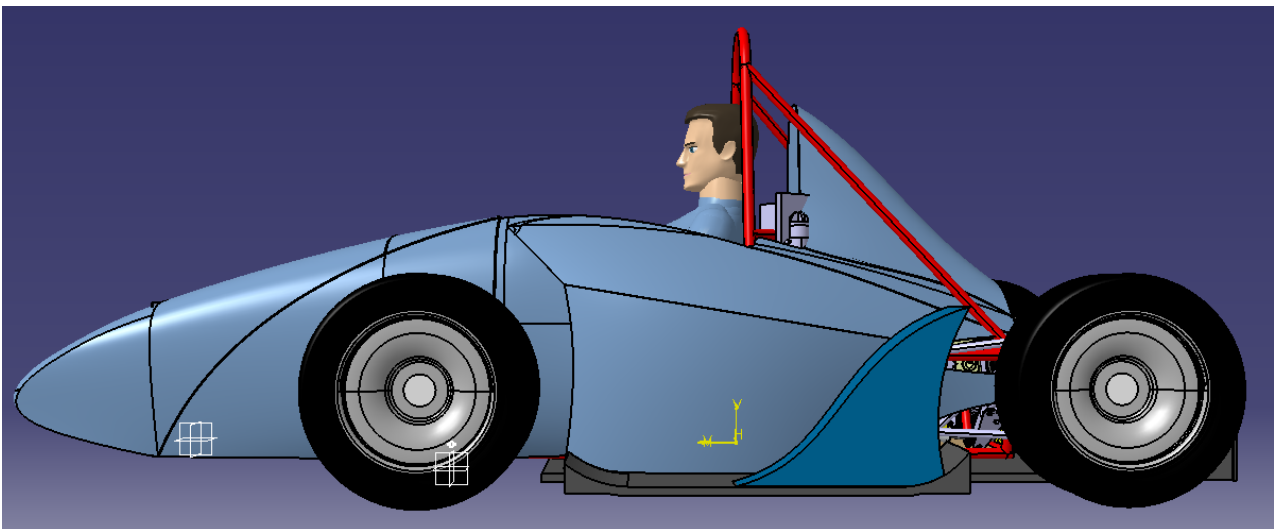
Inicialmente la competición sólo se desarrollaba en EE.UU., pero debido a la afluencia masiva de participantes de todo el mundo (Europa, Asia, Australia,...) se decidió crear otras competiciones en otros lugares del mundo, concebidas bajo las premisas y reglamentación de la SAE (Society of Automotive Engineers). Estos certámenes han ido adquiriendo nivel y experiencia, y ya son competiciones igual de exigentes que la que se da en EE.UU. Así, se crearon otras competiciones en distintos países, como por ejemplo: Reino Unido, Alemania, Italia, España o Japón.

La competición supone un gran reto para los estudiantes de las distintas universidades. Está destinada a estudiantes para concebir, diseñar, fabricar y competir con pequeños vehículos de carreras. Las restricciones en la estructura del coche y el motor están concebidas para que el conocimiento, creatividad e imaginación de los estudiantes se vean desafiados. Los coches se construyen con un esfuerzo de todo un grupo durante un periodo de un año y entran en la competición anual para ser examinados y comparados con los vehículos de universidades de todo el mundo. De la fabricación, diseño y monoplaza se encargan los propios alumnos integrantes del equipo, que tendrán que organizar o administrar los recursos humanos y económicos de que disponen de la mejor forma posible. El resultado es una gran experiencia para jóvenes ingenieros en un proyecto muy significativo de ingeniería, así como la posibilidad de trabajar en un equipo.

Los vehículos son monoplazas de unos tres metros de largo de tracción trasera que usan motores de motocicleta de  $600\text{ cm}^3$  y cuatro tiempos que sobrepasan los 80 CV de potencia. La potencia es empleada para mover un vehículo de menos de 250 Kg de masa, que puede llegar a alcanzar puntas de velocidad próximas a los 170 Km/h.



*Fig 18: Esquema de un FSAE*



*Fig 19: Modelo del monoplaza completo ARUS Team a implantar el sistema de admisión*



- **Competición**

Los coches son evaluados en una serie de análisis estáticos y dinámicos que incluyen: la inspección técnica, el coste, la presentación, el diseño de ingeniería, los ensayos de comportamiento y el rendimiento en pista. Estas evaluaciones son puntuadas para valorar el monoplaza. En cada evaluación se pueden dar las siguientes puntuaciones máximas:

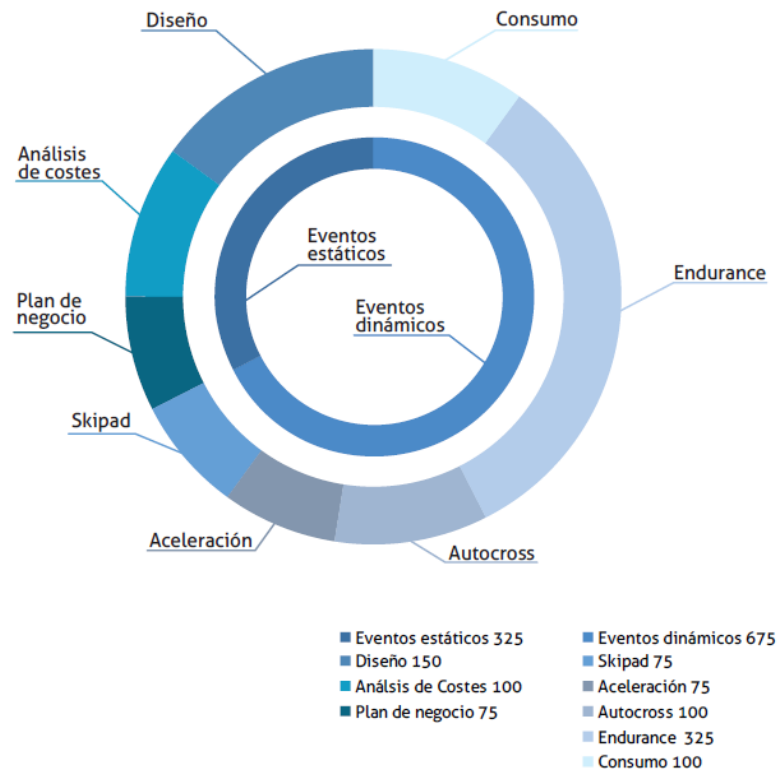


Fig 20: Esquema de las pruebas a realizar en el monoplaza

Las pruebas estáticas son el Business Plan, el Cost Report y el Design Event, y en ellas se valora la calidad de la ingeniería aplicada, además del estudio de los costes y la preparación de un plan de negocio que reporte beneficios a la empresa que decida producir el vehículo en serie.

Los eventos dinámicos son el Acceleration, el Skid-Pad, el Autocross y el Endurance, y en ellos se valora el rendimiento en pista del monoplaza.

**Business Plan:** el objetivo de esta prueba es hacer conscientes a los estudiantes que participan en la Fórmula Student de los requisitos a nivel de negocio que un proyecto de este tipo conlleva, en el hipotético caso de que quisiéramos producir en masa el coche que hemos diseñado. Por eso se debe realizar un estudio del mercado, costes, posible volumen de ventas, beneficios, etc.

**Cost Report:** consiste en un estudio en profundidad, con el máximo detalle posible, de los costes que conllevaría fabricar el vehículo en serie. De esta manera se

pretende inculcar en los participantes la preocupación por el estudio del presupuesto a la hora de lanzar un producto de ingeniería al mercado.

**Design Event:** el coche mejor diseñado será aquel en el que se demuestre haber aplicado mejor las herramientas de la ingeniería y cuyos miembros del equipo demuestren la mejor comprensión de su propio diseño. Esto se comprobará en una sesión con los jueces en las que los estudiantes deberán responder a sus preguntas con el mejor razonamiento posible.

Esta prueba es una de las más importantes de la competición, y en ella realizan la labor de jueces ingenieros con amplia experiencia en el automovilismo.

**Acceleration:** consiste en recorrer 75 metros partiendo desde parado en el menor tiempo posible. Como su nombre indica, el objetivo de la prueba es medir la aceleración del vehículo.

**Skid-Pad:** aquí se mide la habilidad del monoplaza para tomar las curvas en una superficie plana mientras se negocia una curva de radio constante.

**Autocross:** su objetivo es examinar la maniobrabilidad del monoplaza y su comportamiento en un circuito estrecho sin tener que preocuparnos de otros coches compitiendo a la vez. Este evento combina aceleración, frenada y toma de curvas.

Se valorará la actuación de cada vehículo en función del tiempo empleado en completar el circuito, delimitado por conos, y de las penalizaciones recibidas: cada cono derribado sumará dos segundos al tiempo total.

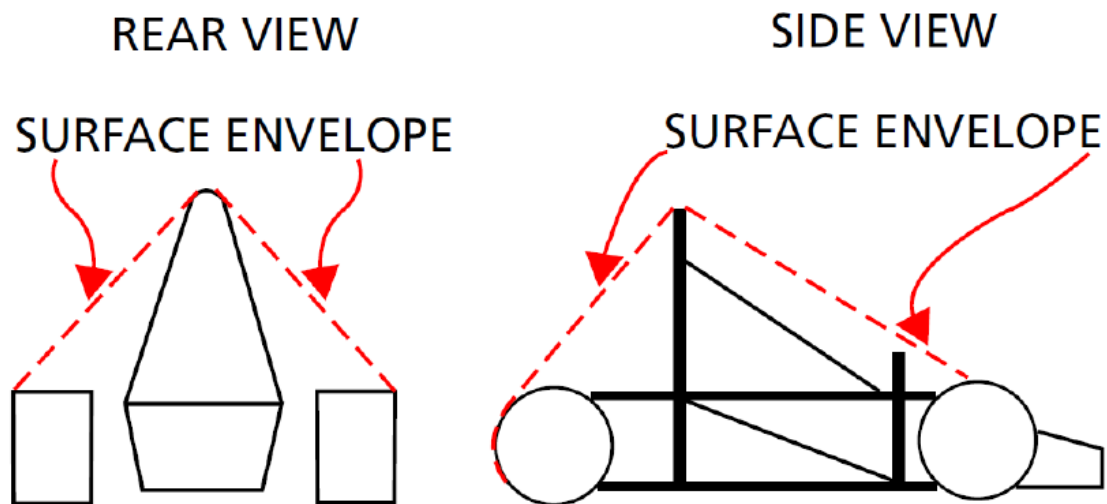
**Endurance:** es la prueba que menos equipos consiguen terminar y por tanto la más temida. Está concebida como un test para evaluar la durabilidad y la fiabilidad del coche, que deberá completar 22 kilómetros en el circuito, también delimitado con conos al igual que en la prueba de Autocross. Suele durar una media hora y requiere de un cambio de piloto obligatorio a mitad de la misma. También se cuentan penalizaciones por cada cono derribado.

- **Normativa**

El motor utilizado para mover el vehículo debe ser un motor de pistón (pistones) con una cilindrada no superior a 610 cc por ciclo.

Si se utiliza más de un motor, la cilindrada total no puede exceder de 610 cc y el aire para todos los motores debe pasar a través de una “entrada” de aire de admisión única

Todas las partes del motor, sistemas de control de aire y combustible (incluyendo el acelerador o el carburador, y el sistema de admisión de aire completo, incluyendo el filtro de aire y el plenum) deben estar dentro de la superficie definida por la parte superior de la barra antivuelco y el borde exterior de los cuatro neumáticos.



*Fig 21: Limitación de superficie permitida*

Cualquier parte del sistema de admisión de aire que está a menos de 350 mm (13,8 pulgadas) por encima del suelo debe ser protegido de colisiones laterales o traseras

El colector de admisión debe estar firmemente sujeto al bloque del motor o “cylinder head” con abrazaderas y sujetadores mecánicos. Esto excluye el uso de abrazaderas de manguera, ataduras de plástico o alambres de seguridad. El uso de casquillos de goma o de manguera es aceptable para la creación y sellado de conductos de aire, pero no se considera una unión estructural.

El vehículo debe estar equipado con un carburador o cuerpo del acelerador. El carburador o cuerpo del acelerador puede ser de cualquier tamaño o diseño y debe ser

accionado mecánicamente, es decir, a través de un cable o de un sistema de varilla, están prohibidos los sistemas electrónicos o “throttle-by-wire”.

Con el fin de limitar la capacidad de potencia del motor, debe colocarse un restrictor circular en el sistema de admisión, entre el acelerador y el motor, y todo el flujo de aire del motor debe pasar a través de esta restricción.

Cualquier dispositivo que tenga la capacidad para acelerar el motor aguas debajo de la restricción está prohibido. El diámetro máximo del restrictor será de 20,0 mm. El restrictor debe estar situado para facilitar la medición durante el proceso de inspección.

La sección transversal circular de restricción no puede ser móvil o flexible de ningún modo, por ejemplo, el restrictor no puede ser parte de la parte móvil del acelerador.

Si se utiliza más de un motor, el aire de admisión para todos los motores debe pasar a través del restrictor

Se permite el uso de turbocompresores o compresores si el equipo de competición diseña la aplicación. Los motores que han sido diseñados y originalmente viene equipado con un turbocompresor no se les permite competir con el turbo instalado.

El restrictor debe estar colocado aguas arriba del compresor, pero después del carburador o la válvula de mariposa (acelerador). De esta manera, la única secuencia permitida por las normas de la competición es acelerador, restrictor, compresor, motor.

## 2.7. Selección del motor

Las anteriores normas hacen que el motor más adecuado para ser montado en el monoplaza sea uno procedente de motocicleta.

Las restricciones mencionadas obligan a que se deban buscar soluciones alternativas y paliativas por parte de los equipos. Además de las restricciones impuestas por las normas, el equipo cuenta con un ajustado presupuesto como restricción adicional.

Las reglas de la competición indican que si el motor lleva sobrealimentación, ésta debe ser diseñada por el equipo. Considerando que es la primera vez que participamos y atendiendo a uno de los principales objetivos del equipo como es la fiabilidad, el equipo optó por la sencillez descartando así la sobrealimentación.

Debido a que no vamos a introducir sobrealimentación, las prestaciones de un motor gasolina son mayores que un motor diésel sin sobrealimentar.

Pese a que el motor de cuatro tiempos cuenta con algunas desventajas frente al de dos tiempos (mayor peso, menor potencia, respuesta más lenta y costos de reparación más elevados) debido al presupuesto limitado y la mayor facilidad de acceso a los motores de 4T, en nuestro primer año de competición utilizaremos un motor de 4T, quedando para años posteriores la posibilidad de utilizar un motor de 2T.

A la hora de decidir la alimentación del motor el equipo se decantó por la inyección frente a la carburación ya que permite una mejor optimización con la centralita y el equipo cuenta con todo un grupo de ingenieros dedicados a la electrónica.

Seleccionada la forma de alimentación, pese a conocer que la inyección monopunto es el sistema más barato, las ventajas de la inyección multipunto (Mayor eficiencia energética, con control más exacto de la cantidad de la gasolina que llega a cada cilindro y menores retrasos y pérdidas de combustible) hicieron que el equipo se decantara finalmente por esta segunda opción.

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, que se irá modificando hasta adaptarse a las exigencias de la competición, de manera que se cumpla la normativa establecida.



Fig 22: Motor CBR 600 RR

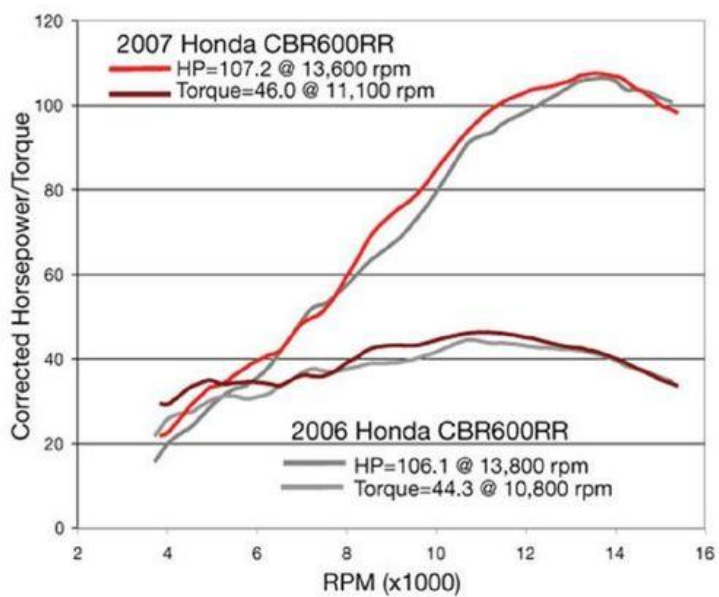


Fig 23: Curvas de par/potencia de una CBR600 RR

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

## 2.8. Motor de encendido por chispa. (Ciclo 4 tiempos)

Como se ha expuesto anteriormente, el motor de cuatro tiempos se denomina así porque se requieren cuatro carreras del pistón o émbolo (dos vueltas completas del cigüeñal) para realizar un ciclo completo

El proceso se realiza en 4 fases que se detallaran a continuación.

1. Carrera de admisión
2. Carrera de compresión
3. Combustión y carrera de expansión
4. Carrera de escape

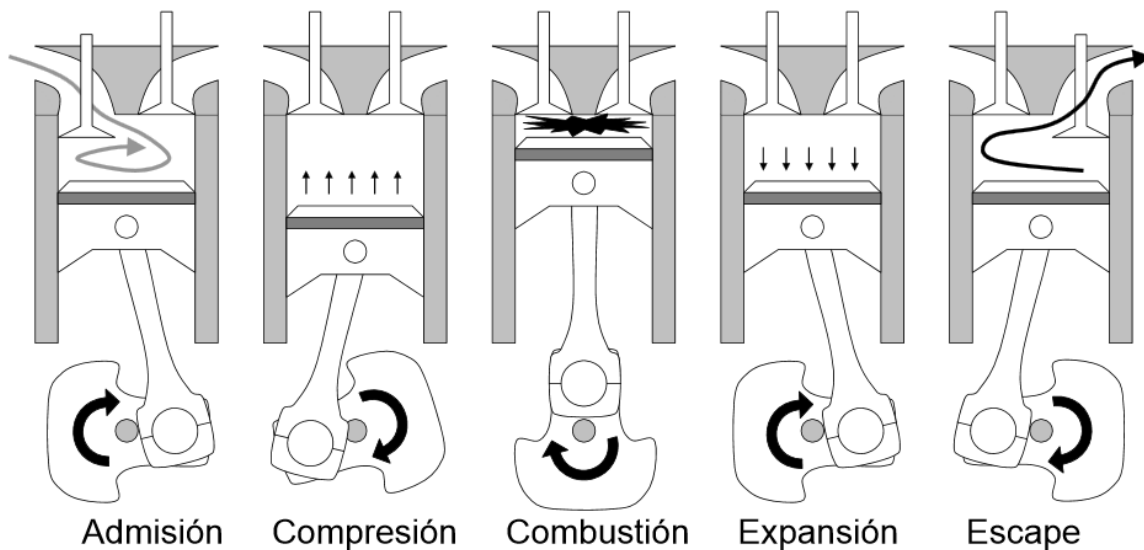


Fig 24: Proceso de combustión de un MECH de 4T

La primera y última fase constituyen el denominado proceso de renovación de la carga, que se realiza aprovechando el propio movimiento del pistón y que se explicara con más detalle en los siguientes apartados.

### • Primer tiempo o admisión

Al separarse el pistón del punto muerto superior del motor (PMS), se crea una depresión en el interior del cilindro, lo que permita llenar el cilindro con los gases que llegan a él a través de la válvula de admisión abierta y procedentes del sistema de formación de la mezcla (en nuestro caso inyección indirecta). Cuando el pistón llegue al punto muerto inferior del motor (PMI), el cigüeñal habrá recorrido  $180^\circ$  y teóricamente la válvula de admisión se cerrará. Sin embargo, como veremos,



introduciendo ciertas modificaciones en el momento de apertura y cierre de las válvulas se puede mejorar el proceso de llenado

- **Segundo tiempo o compresión**

El pistón al desplazarse desde el PMI al PMS con las válvulas, tanto admisión como escape cerradas, comprime la mezcla que se encuentra en el interior del cilindro. Al final de la carrera del pistón cuando se alcance el PMS el pistón habrá efectuado su segunda carrera y el cigüeñal habrá recorrido otros 180°.

- **Tercer tiempo, combustión y carrera de expansión**

Al final de la carrera de compresión, cuando el pistón alcance el PMS saltará teóricamente la chispa en la bujía provocando la inflamación de la mezcla comprimida. Esto provocará un aumento de la presión ejercida por los productos de la combustión, obligando al pistón a desplazarse de nuevo hasta su PMI, efectuando su tercera carrera. Durante este tercer tiempo, será cuando se obtenga el trabajo producido por el motor.

- **Cuarto tiempo o escape**

El pistón inicia su cuarta carrera desplazándose desde el PMI al PMS con la válvula de escape abierta, saliendo a través de la misma los productos quemados. Al llegar el pistón al final del recorrido, la válvula de escape se cerrar, iniciándose a continuación un nuevo ciclo

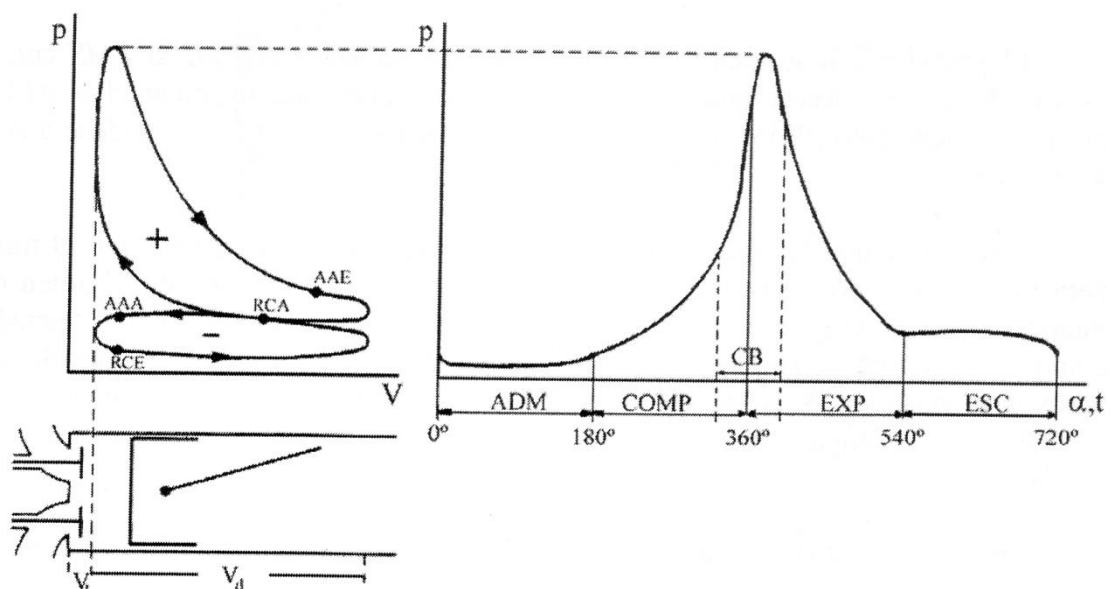


Fig 25: Diagramas presión-volumen y presión-ángulo de giro cigüeñal de un motor de 4T

### 3. . Renovación de la carga en motores de 4 Tiempos.

La renovación de la carga es el proceso por el cual se produce la sustitución de los productos quemados por mezcla sin quemar, con el objetivo de repetir el proceso termodinámico que tienen lugar en el interior del motor.

La potencia que puede desarrollar un motor que utiliza un combustible de poder calorífico determinado, dependerá de la masa de combustible que se introduce por unidad de tiempo en el motor y su aprovechamiento energético. Esta potencia puede expresarse:

$$\begin{array}{l} N_e = \dot{m}_f H_f \eta_e \\ \dot{m}_f = \dot{m}_a \cdot F \end{array} \quad \left| \quad N_e = \dot{m}_a F H_f \eta_e$$

Por tanto la potencia dependerá de la masa de mezcla admitida. Debido a que el dosado para MECH es próximo al estequiométrico ( $F_R = 1$ ), el poder calorífico dependerá del combustible utilizado y como en el rendimiento efectivo en los motores no se espera que se realicen mejora dado el estado actual de la técnica, el aumento de la potencia queda limitado a la mejora del proceso de llenado (renovación de la carga), es decir al aumento de la masa de mezcla admitida.

La masa de mezcla o de aire admitida por unidad de tiempo en un motor de 4 tiempos, es proporcional a su cilindrada, el régimen de giro y la densidad del fluido en algún punto característico del sistema de admisión.

#### 3.1. 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 una condiciones de referencia.

$$\eta_V = \frac{\dot{m}_m}{\frac{n}{2} V_T \rho_{im}}$$

Donde:

$\eta_V$ : rendimiento volumétrico

$\dot{m}_m$ : masa de mezcla fresca por unidad de tiempo que entra al motor.

$\rho_{im}$ : Densidad de la mezcla a la presión  $p_i$  y a la temperatura  $T_i$  de referencia.

Si tomamos como referencia la densidad exterior, 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 alimentación 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.

### 3.2. Rendimiento volumétrico en función de la masa de aire

El motor es alimentado por una mezcla de aire húmedo y combustible, que se forma en el conducto de admisión. Como en la práctica lo que se puede medir con mayor facilidad es el aire admitido, es conveniente expresar el rendimiento volumétrico en función de la masa de aire admitida.

$$\eta_V = \frac{\dot{m}_m}{\frac{\bar{n}}{2} V_T \rho_{im}} = \frac{\dot{m}_a}{\frac{\bar{n}}{2} V_T \rho_a}$$

Ya que por las Leyes de Dalton, se cumple:

$$\frac{\dot{m}_m}{\rho_{im}} = \frac{\dot{m}_a}{\rho_a}$$

Donde  $\dot{m}_a$  es la masa de aire admitida por unidad de tiempo y  $\rho_a$  a densidad del aire medida a su presión parcial  $p_a$  y a la temperatura  $T_i$ , en la mezcla fresca cuya temperatura es  $T_i$  y su presión total  $p_i$ .

Como consecuencia, se puede establecer:

$$\begin{aligned} p_i V &= n_i R_m T_i \\ p_a V &= n_a R_m T_i \end{aligned}$$

Donde  $n_i$  y  $n_a$  son los números de moles de mezcla y aire respectivamente. Así pues,

$$\frac{p_a}{p_i} = \frac{n_a}{n_i}$$

O bien:

$$\frac{p_a}{p_i} = \frac{\frac{\dot{m}_a}{29}}{\frac{\dot{m}_a}{29} + \frac{\dot{m}_h}{18} + \frac{\dot{m}_f}{M_f}} = \frac{\frac{1}{29}}{\frac{1}{29} + \frac{h}{18} + \frac{F}{M_f}}$$

Donde:

$M_f$ : Peso molecular del combustible utilizado

$F$ : Dosado

$h$ : Fracción de vapor de agua

Por lo tanto:

$$\eta_V = \frac{\dot{m}_a}{\frac{n}{2} V_T \rho_a}$$

Y dado que:

$$\rho_a = \frac{29 p_a}{R_m T_i}$$

Obtenemos:

$$\eta_V = \frac{\dot{m}_a}{\frac{n}{2} V_T \frac{29 p_a}{R_m T_i}} = \frac{\dot{m}_a}{\frac{n}{2} V_T \frac{29 p_i}{R_m T_i}} \cdot \frac{p_i}{p_a} = \frac{\dot{m}_a}{\frac{n}{2} V_T \frac{29 p_i}{R_m T_i}} \cdot \frac{\frac{1}{29} + \frac{h}{18} + \frac{F}{M_f}}{\frac{1}{29}}$$

Ahora bien, según la ecuación de los gases perfectos se tiene:

$$\rho_{ia} = \frac{29 p_i}{R_m T_i}$$

Donde  $\rho_{ia}$  es la densidad del aire a la presión  $p_i$  y la temperatura  $T_i$  de referencia.

Por lo tanto finalmente, la expresión se puede escribir como:

$$\eta_V = \frac{\dot{m}_a}{\frac{n}{2} V_T \rho_{ia}} \cdot \frac{\frac{1}{29} + \frac{h}{18} + \frac{F}{M_f}}{\frac{1}{29}}$$

Se puede hacer una última simplificación si se tiene en cuenta que el término  $29 \left( \frac{1}{29} + \frac{h}{18} + \frac{F}{M_f} \right)$  es próximo a la unidad, sobre todo cuando el peso molecular del

combustible es elevado y el valor  $h$  es en general pequeño ( $<0,02$ ). De esta manera en la práctica para calcular el rendimiento volumétrico se suele utilizar:

$$\eta_V = \frac{\dot{m}_a}{\frac{\dot{n}}{2} V_T \rho_{ia}}$$

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

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

$$N_e = \dot{m}_f H_f \eta_e = \dot{m}_a F H_f \eta_e$$

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

$$\dot{m}_a = \eta_V \frac{n}{2} V_T \rho_{ia}$$

Sustituyendo en la expresión de la potencia efectiva obtenemos:

$$N_e = \eta_V \frac{n}{2} V_T \rho_{ia} F H_f \eta_e$$

Además, la presión media efectiva definida anteriormente como:

$$p_{me} = \frac{N_e}{\frac{n}{2} V_T}$$

También puede expresarse en función del rendimiento volumétrico de la forma:

$$p_{me} = \eta_V \rho_{ia} F H_f \eta_e$$

Siguiendo el mismo razonamiento se puede obtener la potencia indicada y la presión media indicada sustituyendo  $\eta_e$  por  $\eta_i$ .

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.

### 3.4. Estudio del rendimiento volumétrico a partir del diagrama indicador

Es posible analizar algunos aspectos relacionados con el rendimiento volumétrico de un motor a partir del diagrama indicador del proceso de renovación de la carga.

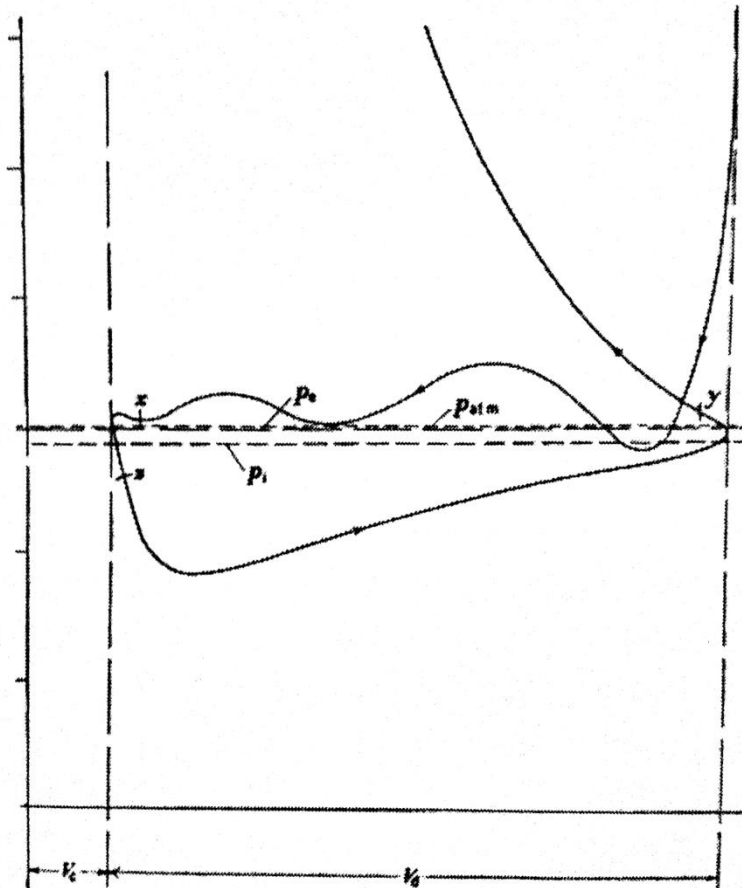


Fig 26: Proceso de renovación de la carga en el diagrama del indicador.

El punto  $x$  corresponde al de apertura de la válvula de admisión (AAA) y el punto  $y$  al de cierre de la misma (RCA). A fin de desarrollar una expresión del rendimiento volumétrico razonablemente simple, es necesario realizar las siguientes hipótesis simplificadoras:

- Los calores específicos molares se consideran iguales para todos los gases (mezcla fresca y residuales).
- La presión en el colector de admisión permanece constante.
- El gasto a través de la válvula de escape, una vez que la válvula de admisión comienza a abrirse, es despreciable (es decir, no existe cortocircuito).



Las dos primeras hipótesis introducen errores realmente pequeños y la tercera es aceptable en motores no sobrealimentados con cruce de válvulas inferior a 20°, debido al contorno usual de las levas.

Si con estas hipótesis se aplica la ecuación de la energía al proceso de x a y, se tiene:

$$(m_i + m_r)u_y - m_i u_i - m_r u_r = Q - W$$

Donde:

$m_i$ : Masa de mezcla fresca admitida.

$m_r$ : Masa de residuales en el cilindro durante el proceso de admisión.

$u_y$ : Energía interna, por unidad de masa de gas, al final del proceso de admisión.

$u_i$ : Energía interna de la mezcla fresca, por unidad de masa, al comienzo del proceso de admisión.

$u_r$ : Energía interna de los residuales, por unidad de masa, al comienzo del proceso de admisión.

Q: Calor neto transferido a los gases durante el proceso de admisión por las paredes del sistema de admisión desde el punto donde se mide la densidad de referencia  $\rho_i$ . Las paredes del sistema de admisión siempre están más calientes que la mezcla fresca.

W: Trabajo realizado por los gases sobre el pistón menos trabajo realizado por la presión de admisión sobre los gases, esto es,  $W = \int_x^y p dV - p_i \eta_V V_D$ , en donde el producto  $\eta_V V_D$  es  $V_i$  (volumen de mezcla fresca admitida en condiciones de admisión  $p_i$  y  $T_i$  de referencia en el conducto de admisión aguas arriba de la válvula) ya que:

$$\eta_V = \frac{\dot{m}_i}{V_D \rho_i} = \frac{V_i \rho_i}{V_D \rho_i} = \frac{V_i}{V_D}$$

Conviene hacer notar que el rendimiento volumétrico  $\eta_V$  que aparece en la expresión de  $W$  está referido a un punto del colector de admisión aguas arriba de la válvula de admisión, que es donde se han tomado las condiciones de referencia.

Por otra parte se tiene:

$$m_i = V_i \rho_i = V_D \rho_i \eta_V \quad m_r = V_x \rho_x \quad m_i + m_r = V_y \rho_y$$

Y denominando como  $T_0$  a la temperatura a la que la energía interna es cero y  $M$  a los pesos moleculares, la ecuación de la energía para un gas perfecto puede expresarse de la forma:

$$\begin{aligned} \rho_y V_y c_{vy} (T_y - T_0) - \rho_i V_D \eta_V c_{vi} (T_i - T_0) - \rho_x V_x c_{vx} (T_x - T_0) &= \\ &= \rho_i V_D \eta_V c_{pi} \Delta T - \int_x^y p dV + p_i V_D \eta_V \\ V_y c_{vy} \frac{p_y M_y}{R_m T_y} T_0 - V_D \eta_V c_{vi} \frac{p_i M_i}{R_m T_i} (T_i - T_0) - V_x c_{vx} \frac{p_x M_x}{R_x T_x} (T_x - T_0) &= \\ &= V_D \eta_V c_{pi} \frac{p_i M_i}{R_m T_i} \Delta T - \int_x^y p dV + p_i V_D \eta_V \end{aligned}$$

Si al desarrollar el primer miembro de la última expresión, se consideran sólo los términos en  $T_0$  y se tiene en cuenta que el número de moles  $n$  vale  $pV/R_m T$ , resulta:

$$\begin{aligned} -V_y c_{vy} \frac{p_y M_y}{R_m T_y} T_0 + V_D \eta_V c_{vi} \frac{p_i M_i}{R_m T_i} T_0 + V_x c_{vx} \frac{p_x M_x}{R_m T_x} T_0 &= \\ = -n_y c_{vy} M_y T_0 + n_i c_{vi} M_i T_0 + n_x c_{vx} M_x T_0 &= (-n_y + n_i + n_x) T_0 c_v^0 = 0 \end{aligned}$$

En el desarrollo anterior se ha considerado la hipótesis hecha al principio de que los calores específicos molares son iguales, es decir,

$$c_{vy} M_y = c_{vx} M_x = c_{vi} M_i = c_v^0$$

Por otra parte, la cantidad entre paréntesis es nula puesto que el número de moles al final del proceso,  $n_y$ , ha de ser igual a los que había al principio,  $n_x$ , más los que entraron,  $n_i$ . La ecuación de la energía queda:

$$V_y c_{vy} \frac{p_y M_y}{R_m} - V_D \eta_V c_{vi} \frac{p_i M_i}{R_m} - V_x c_{vx} \frac{p_x M_x}{R_m} = V_D \eta_V c_{pi} \frac{p_i M_i}{R_m} \frac{\Delta T}{T_i} - \int_x^y p dV + p_i V_D \eta_V$$

Y como:

$$\frac{c_v M}{R_m} = \frac{1}{\gamma - 1} \quad y \quad \frac{c_p M}{R_m} = \frac{\gamma}{\gamma - 1}$$

Resulta:

$$\frac{V_y p_y}{\gamma - 1} - \frac{V_D \eta_V p_i}{\gamma - 1} - \frac{V_x p_x}{\gamma - 1} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} V_D \eta_V p_i \frac{\Delta T}{T_i} - \int_x^y p dV + p_i V_D \eta_V$$

Finalmente reordenando la expresión anterior y despejando  $\eta_V$  se tiene:

$$\eta_V = \frac{1}{1 + \frac{\Delta T}{T_i}} \left[ \frac{\gamma - 1}{\gamma} \int_x^y \frac{pdV}{p_i V_D} + \frac{1}{\gamma} \left( \frac{V_y p_y}{p_i V_D} - \frac{V_x p_x}{p_i V_D} \right) \right]$$

O bien:

$$\eta_V = \frac{1}{1 + \frac{\Delta T}{T_i}} \left[ \frac{(\gamma - 1)\alpha}{\gamma} + \frac{yr \left( \frac{p_y}{p_i} \right) - x \left( \frac{p_x}{p_i} \right)}{\gamma(r - 1)} \right]$$

Donde:

$p_y$ : Presión en el interior del cilindro al final del proceso de admisión.

$p_i$ : Presión en el interior del cilindro al comienzo del proceso de admisión.

$$r = \frac{V_1}{V_2}$$

$$\alpha = \int_x^y \frac{pdV}{p_i V_D}$$

$$V_D = V_1 - V_2$$

$$y = \frac{V_y}{V_1}$$

$$x = \frac{V_x}{V_2}$$

Los valores de  $p_i$ ,  $T_i$ ,  $\gamma$ ,  $V_D$  y  $r$  están determinados por las condiciones operativas. Las otras cantidades de la expresión, excepto  $\Delta T$ , pueden ser obtenidas del diagrama del indicador.

El valor de  $\gamma$  se tomará como 1.4 si la carga fresca es aire (Diésel), o como 1.37 si se trata de una mezcla de aire y combustible (MECH) puesto que la fracción de residuales en la masa de carga es generalmente pequeña.

Si determinamos el valor de  $\eta_V$  por otro procedimiento, por ejemplo por medida directa del gasto de aire, es posible determinar el valor de  $\Delta T$  mediante la expresión del rendimiento volumétrico anteriormente obtenida y evaluar la influencia ejercida sobre dicho parámetro por la transmisión de calor, el trabajo de admisión y las presiones.

### 3.5. 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.

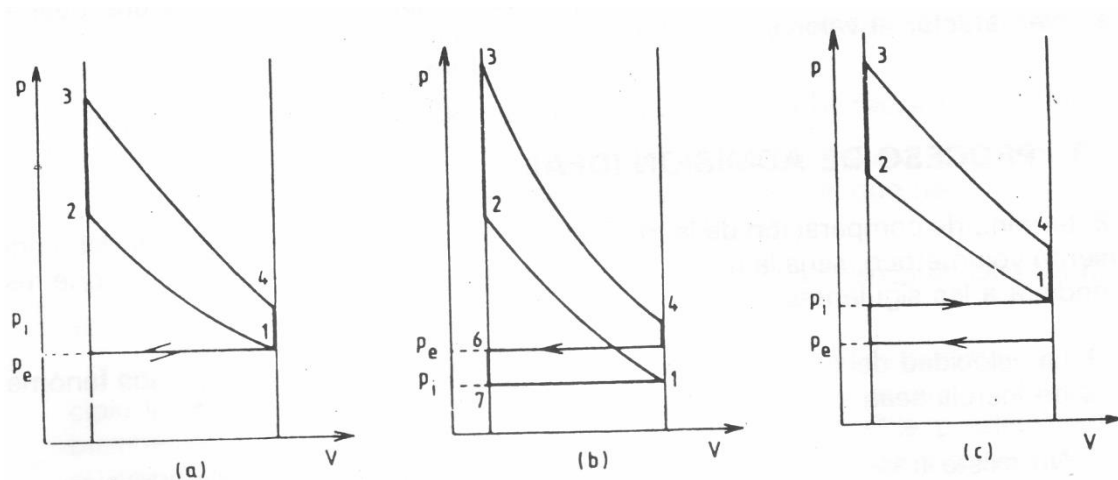


Fig 27: Proceso de admisión ideal

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:

$$\eta_{Vi} = \frac{\gamma - 1}{\gamma} + \frac{r - \frac{p_e}{p_i}}{\gamma(r - 1)}$$

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.

### 3.6. 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 representan los principales parámetros que definen la geometría de una válvula.

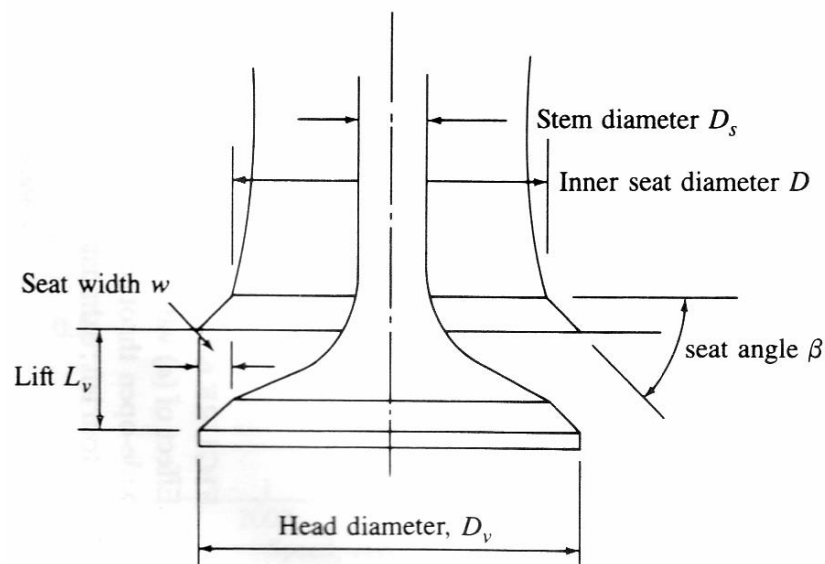


Fig 28: Parámetros geométricos característicos de una válvula

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.

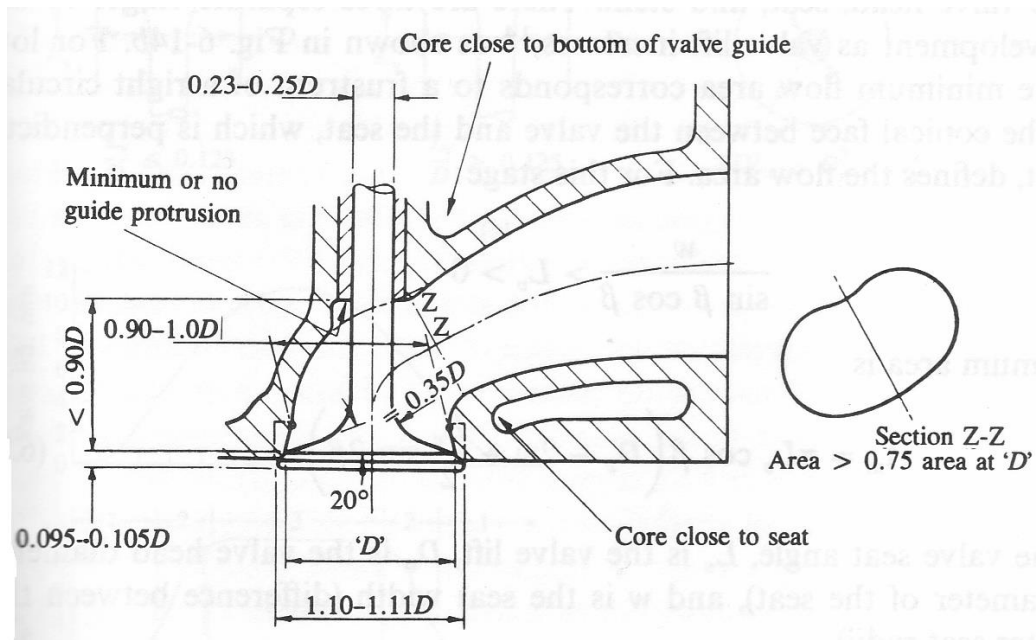
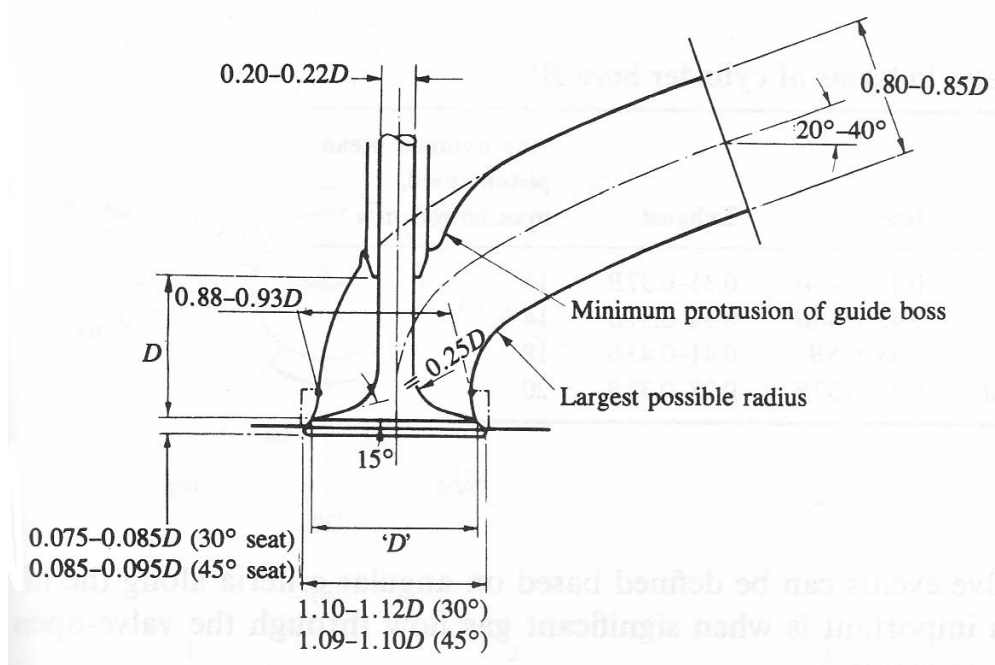


Fig 29: Valores típicos de los parámetros geométricos de las válvulas de admisión y escape

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.

La primera etapa se corresponde con bajo levantamientos. Durante esta etapa el área de flujo mínima corresponde a la superficie lateral de un tronco de cono recto limitado por el plato de la válvula y su asiento cuya generatriz es perpendicular al asiento de la válvula. Esta etapa comprende levantamientos en el rango:

$$\frac{w}{\sin \beta \cos \beta} > L_v > 0$$

Para esta etapa, el área mínima vale:

$$A_m = \pi L_v \cos \beta \left( D_v - 2w + \frac{1}{2} L_v \sin 2\beta \right)$$

Donde  $\beta$  es el ángulo del asiento,  $L_v$  el levantamiento,  $D_v$  el diámetro de la cabeza de la válvula, y  $w$  la anchura del asiento (Diferencia entre los radios interior y exterior del asiento)

Durante la segunda etapa el área mínima es la superficie lateral de un tronco de cono definido como en el caso anterior, pero a diferencia de la etapa anterior la generatriz ya no es perpendicular al asiento de la válvula. Esta etapa comprende levantamientos en el rango:

$$\left[ \left( \frac{D_p^2 - D_s^2}{4 D_m} \right)^2 - w^2 \right]^{1/2} + w \tan \beta \geq L_v > \frac{w}{\sin \beta \cos \beta}$$

Para esta etapa, el área mínima vale:

$$A_m = \pi D_m [(L_v - w \tan \beta)^2 + w^2]^{1/2}$$

Donde  $D_p$  es el asiento del conducto,  $D_s$  el diámetro del vástago de la válvula, y  $D_m$  el diámetro del asiento ( $D_v - w$ )

Finalmente en la etapa tercera, cuando el levantamiento es suficientemente grande, el área mínima viene determinada por el área de la sección transversal del conducto menos el área de la sección del vástago de la válvula. Esta etapa comprende levantamientos en el rango:

$$L_v > \left[ \left( \frac{D_p^2 - D_s^2}{4 D_m} \right)^2 - w^2 \right]^{1/2} + w \tan \beta$$



Para esta etapa, el área mínima vale:

$$A_m = \frac{\pi}{4} (D_p^2 - D_s^2)$$

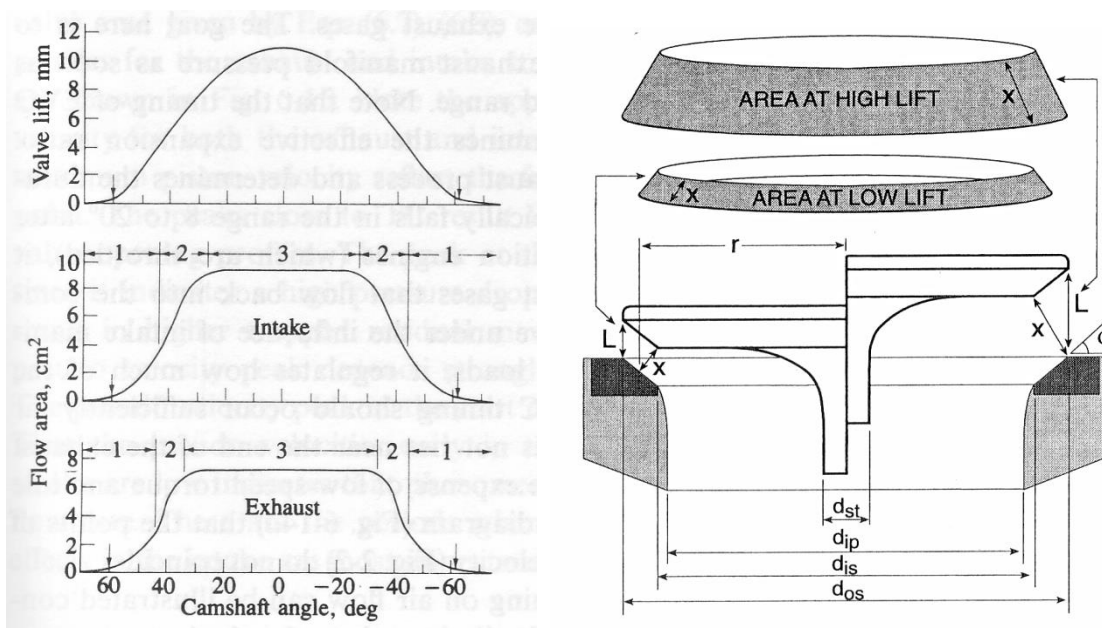
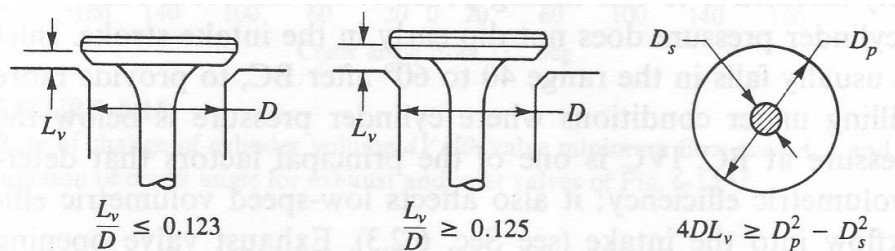


Fig 30: Levantamiento y área mínima de paso de válvulas de admisión y escape

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  $C_D$  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:

$$\dot{m} = \frac{C_D A_R p_0}{(RT_0)^{1/2}} \left( \frac{p_T}{p_0} \right)^{1/\gamma} \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma - 1} \left[ 1 - \left( \frac{p_T}{p_0} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right] \right\}^{1/2}$$

Donde  $p_0$  y  $T_0$  son la presión y la temperatura de remanso aguas arriba de la válvula,  $p_T$  la presión estática justo aguas debajo de la válvula y  $A_R$  el área característica de referencia de la misma. Cuando el flujo se encuentra bloqueado ( $M=1$ ), es decir  $p_T/p_0 \leq [2/(\gamma + 1)]^{\gamma/(\gamma-1)}$ , la ecuación que se debe utilizar es:

$$\dot{m} = \frac{C_D A_R p_0}{(RT_0)^{1/2}} \gamma^{1/2} \left( \frac{2}{\gamma + 1} \right)^{(\gamma+1)/2(\gamma-1)}$$

El valor de  $C_D$  está relacionado con el área característica que se elija y su producto  $C_D A_R$  se denomina área efectiva  $A_E$  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,  $A_E$  cuya expresión depende del levantamiento y se analizó anteriormente
- El área de cortina  $A_C = \pi D_v L_v$

Se puede seleccionar cualquiera de las anteriores, pero la más conveniente es el área de cortina  $A_C$  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  $L_v/D_v$ . 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  $C_D$  es alto. Con levantamientos intermedios el flujo se desprende de la cabeza de la válvula lo que produce una disminución brusca de  $C_D$ , después el coeficiente de descarga va aumentando a medida que lo hace  $L_v$  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  $C_D$  empieza a disminuir a medida que aumenta  $L_v$ .

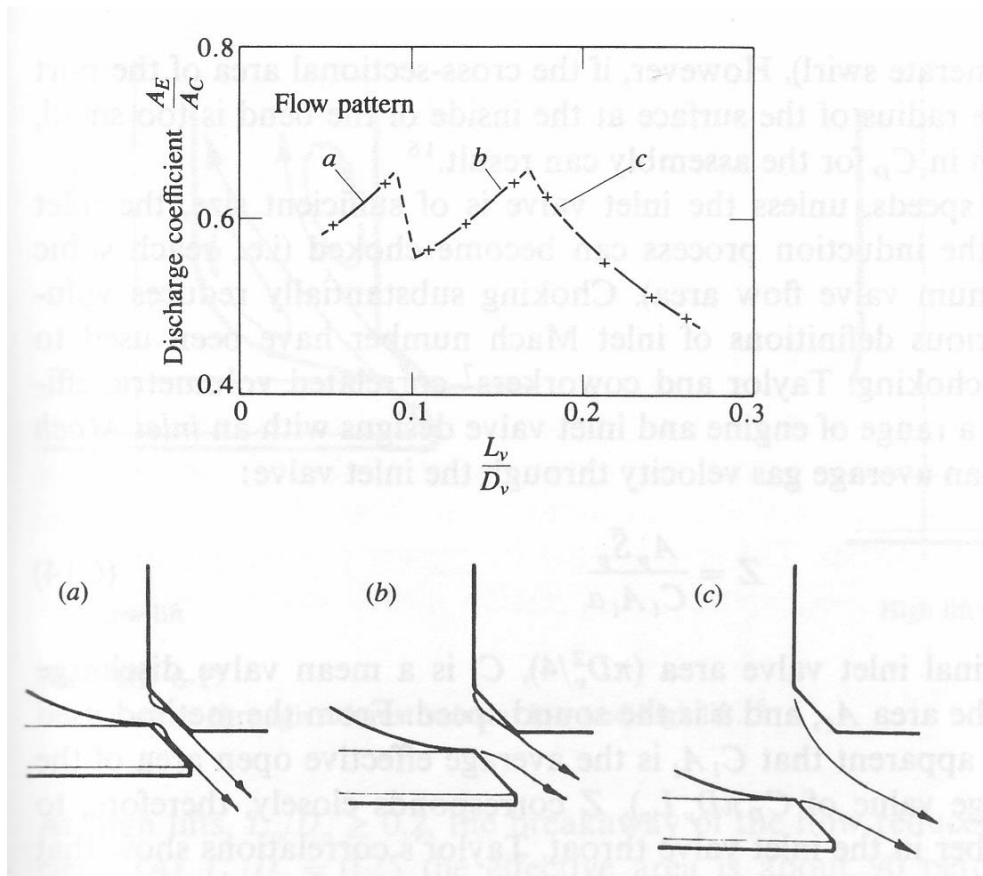


Fig 31: Coeficiente de descarga en función del levantamiento en una válvula de admisión típica

Los valores máximos de  $L_v/D_v$  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.

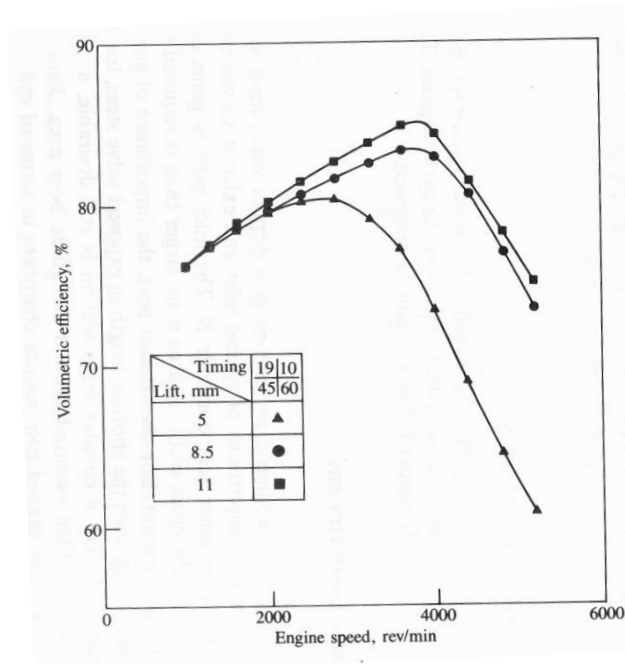


Fig 32: Influencia del levantamiento máximo de la válvula de admisión en el  $\eta_v$

Otros factores que afectan al comportamiento del conjunto de la válvula de admisión son la anchura  $w$  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  $w$  influye sobre los valores de  $L_v/D_v$  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.

– **Colectores de admisión**

El fluido que circula por los conductos tiene inercia debido a que el flujo a través del motor no es continuo sino pulsatorio, con lo que el fluido sufre aceleraciones y deceleraciones importantes.

Dado que el fluido es comprensible, la inercia tiene repercusión en el llenado. Por ello, la energía cinética que adquiere el fluido durante la admisión se transforma transitoriamente en un aumento de su densidad, al frenarse la corriente final del proceso. Si la geometría del motor y el número de vueltas son adecuados, se puede conseguir una mejora del rendimiento volumétrico. Los efectos de inercia serán beneficiosos si afectan adecuadamente al conjunto del sistema admisión, esto implica que una elevada inercia local y/o geometrías inadecuadas produzcan el efecto contrario

Como se demostrará más adelante, el número de Mach medio en la válvula  $M_V$  se obtiene mediante la expresión:

$$M_V = \left(\frac{D}{D_V}\right)^2 \frac{c_m}{\bar{C}_D a} \frac{\pi}{\alpha_2 - \alpha_1} \eta_V$$

Donde:

D: diámetro del pistón.

$D_V$ : diámetro de la válvula.

$c_m$ : velocidad lineal media del pistón.

$\bar{C}_D$ : coeficiente de descarga medio.

$\alpha_1, \alpha_2$ : ángulos de apertura y cierre de la admisión.

Si en un motor dado, que trabaja con un valor de  $M_V$  fijo, sustituimos el conducto de admisión por otro más largo y/u más estrecho, la inercia del fluido será mayor y mejorará el rendimiento volumétrico. Este efecto puede verse contrarrestado por el aumento de las pérdidas de carga a regímenes elevados. Si aumentamos el valor de la velocidad lineal media del pistón, la relación entre el conducto y su diámetro tiene que disminuir para mantener la inercia de la corriente. Por ello, para optimizar el rendimiento volumétrico, a regímenes de giro elevados los conductos deben ser cortos y anchos, mientras que a regímenes de giro bajos los conductos deben ser largos y estrechos

Por otro lado, 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 los conductos dependerá de la longitud de los conductos y de la velocidad a la que esté girando el motor.

Un correcto diseño de los conductos permitirá aprovechar los efectos beneficiosos de las ondas de presión, mejorando así el rendimiento volumétrico de nuestro motor. Para poder aprovechar dichas ondas de presión, los conductos de admisión deben ser cortos y anchos para regímenes elevados, mientras que para regímenes bajos deben de ser largos y estrechos.

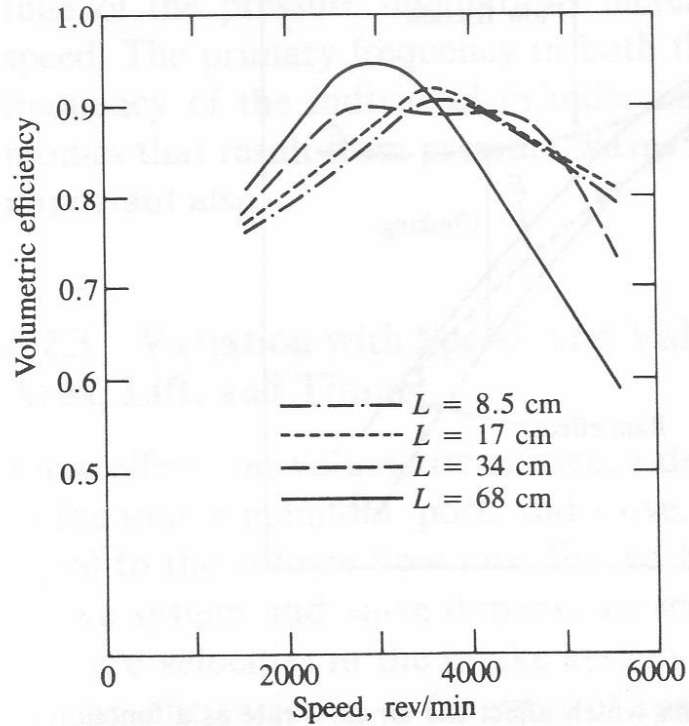


Fig 33: Efecto de la longitud del colector de admisión en el rendimiento volumétrico

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.

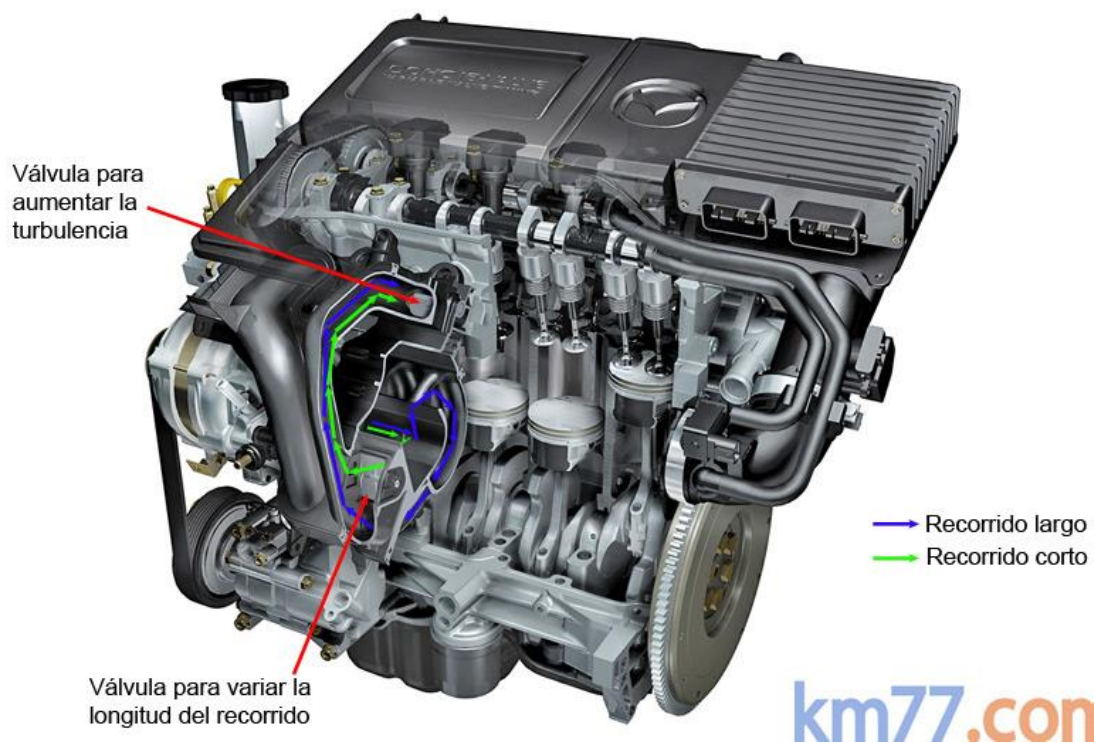


Fig 34: Sistema de admisión de longitud variable de un motor Mazda

– **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.

$$N_e = pmeV_T \frac{n}{2} = pme \left( \frac{\pi}{4} D^2 Sz \right) \frac{n}{2}$$

$$c_m = 2Sn$$

$$\frac{N_e}{V_T} = \frac{pme c_m}{4 S}$$

Si para la misma cilindrada establecemos un valor máximo constante de  $c_m$  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.

Si la relación  $S/D$  baja, la potencia  $N_e$ , sube manteniéndose constante el resto de los parámetros

– **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.

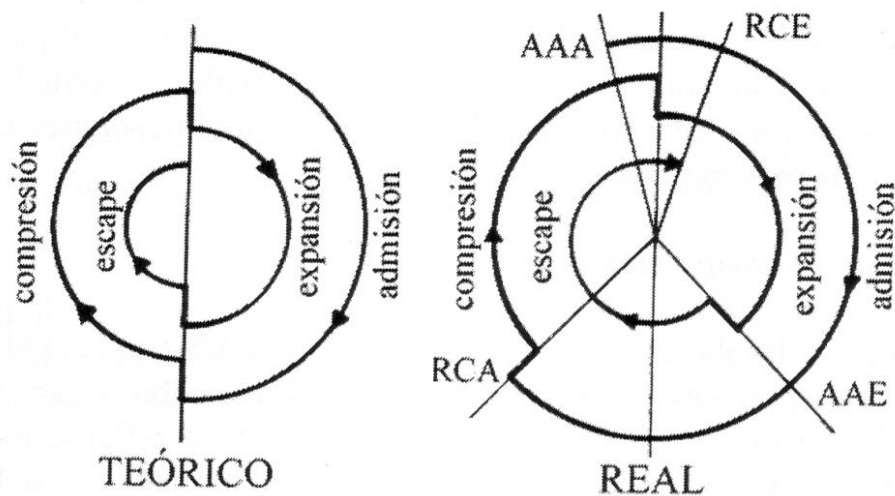


Fig 35: Diagramas circulares de la distribución teórica y real de un motor 4T

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.

- **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:

$$C_{D\alpha} = \frac{\dot{m}_\alpha}{\dot{m}_{teórico}}$$

Donde

$\dot{m}_\alpha$ : gasto másico instantáneo a través de la válvula para un ángulo de giro del cigüeñal  $\alpha$

$\dot{m}_{teórico}$ : gasto másico teórico de referencia.

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

$$\dot{m}_{teórico} = A_{v\alpha} u \rho$$

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:

$$u = \frac{\dot{m}_\alpha}{A_{v\alpha}\rho C_{D\alpha}} = \frac{d\dot{m}_\alpha}{A_{v\alpha}\rho C_{D\alpha}dt}$$

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

$$\bar{M}_V = \frac{\bar{u}}{a}$$

Donde la velocidad media del flujo  $\bar{u}$  durante el periodo de apertura de la válvula de admisión se define como:

$$\bar{u} = \frac{\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} d\dot{m}_\alpha}{\rho \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} A_{v\alpha} C_{D\alpha} dt} = \frac{\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} d\dot{m}_\alpha}{\frac{1}{2\pi n} \rho \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} A_{v\alpha} C_{D\alpha} d\alpha} = \frac{m}{\frac{1}{2\pi n} \rho \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} A_{v\alpha} C_{D\alpha} d\alpha}$$

La velocidad del sonido  $a$  es la correspondiente a las condiciones del fluido en el conducto antes de la válvula de admisión.

La masa  $m$  admitida durante el periodo de apertura de la válvula de admisión puede expresarse como:

$$m = \rho V_T \eta_V = \rho A_P S \eta_V$$

Por tanto,

$$\bar{u} = \frac{2\pi n A_P S \eta_V}{\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} A_{v\alpha} C_{D\alpha} d\alpha} = \frac{2\pi n A_P S \eta_V}{\bar{C}_D A_v (\alpha_2 - \alpha_1)}$$

Donde

$\bar{C}_D$ : coeficiente de descarga medio

$A_v$ : sección nominal de la válvula

Teniendo en cuenta que  $C_m = 2nS$ , la velocidad media del flujo valdrá:

$$\bar{u} = \frac{A_P C_m}{A_v \bar{C}_D} \frac{\pi}{\alpha_2 - \alpha_1} \eta_V = \left(\frac{D}{D_v}\right)^2 \frac{C_m}{\bar{C}_D} \frac{\pi}{\alpha_2 - \alpha_1} \eta_V$$

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:

$$\bar{M}_V = \left(\frac{D}{D_V}\right)^2 \frac{c_m}{\bar{C}_D a} \frac{\pi}{\alpha_2 - \alpha_1} \eta_V$$

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:

$$Z = \left(\frac{D}{D_V}\right)^2 \frac{c_m}{\bar{C}_D a}$$

Donde:

$$a = \sqrt{\gamma RT}$$

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.

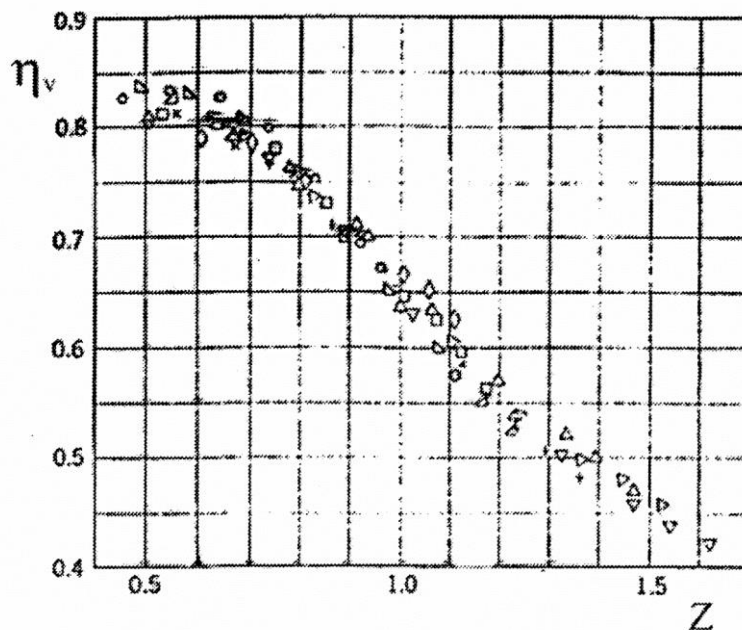


Fig36: Rendimiento volumétrico en función del índice de Mach

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  $\bar{M}_v$  es más representativo de las características del rendimiento volumétrico que el índice de Mach Z utilizado por Taylor.
- Cuando el valor de  $\bar{M}_v$  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. Esto hace que a partir de  $\bar{M}_v \approx 0,5$ , el rendimiento volumétrico disminuya casi hiperbólicamente con el número de vueltas.

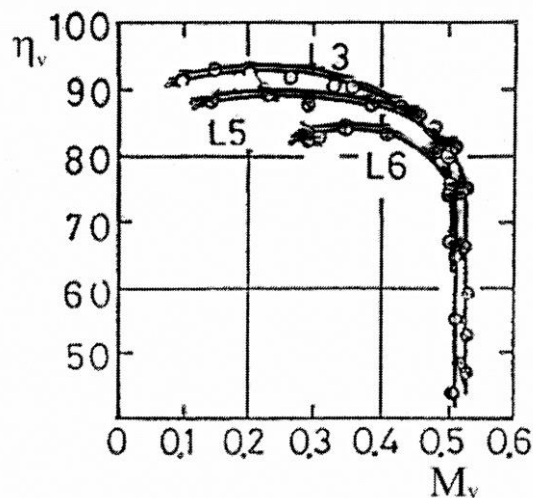


Fig37: Rendimiento volumétrico en función del número de Mach

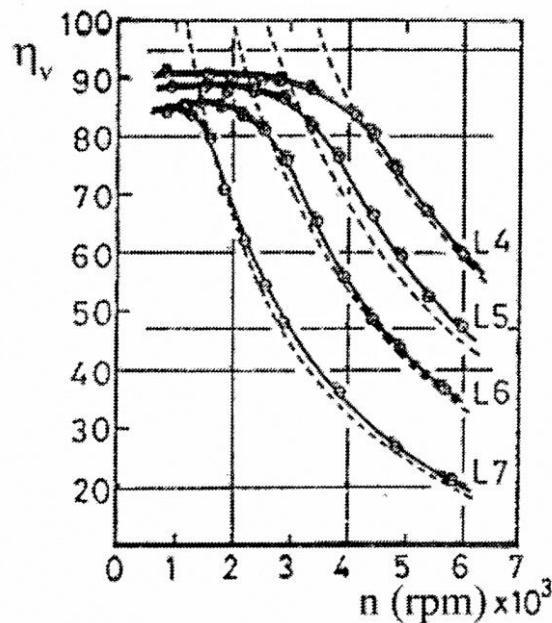


Fig38: Rendimiento volumétrico en función régimen de giro para distintas secciones efectivas

- Si el retraso del cierre de la admisión es demasiado pequeño, el rendimiento volumétrico disminuirá gradualmente con el aumento de  $\bar{M}_V$  para  $\bar{M}_V < 0,5$ , incluso si la sección efectiva de apertura de la válvula ( $\bar{C}_D A_V (\alpha_2 - \alpha_1)$ ) es suficientemente grande
- Mediante la expresión de  $\bar{M}_V$  en función de  $\eta_V$ , es posible dimensionar aproximadamente la válvula de admisión de un cierto motor para obtener el rendimiento volumétrico deseado al régimen de giro máximo.
- Para una familia de motores semejantes las curvas  $\eta_V - \bar{M}_V$  coinciden prácticamente siempre que los colectores de admisión no sean muy diferentes.

### 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

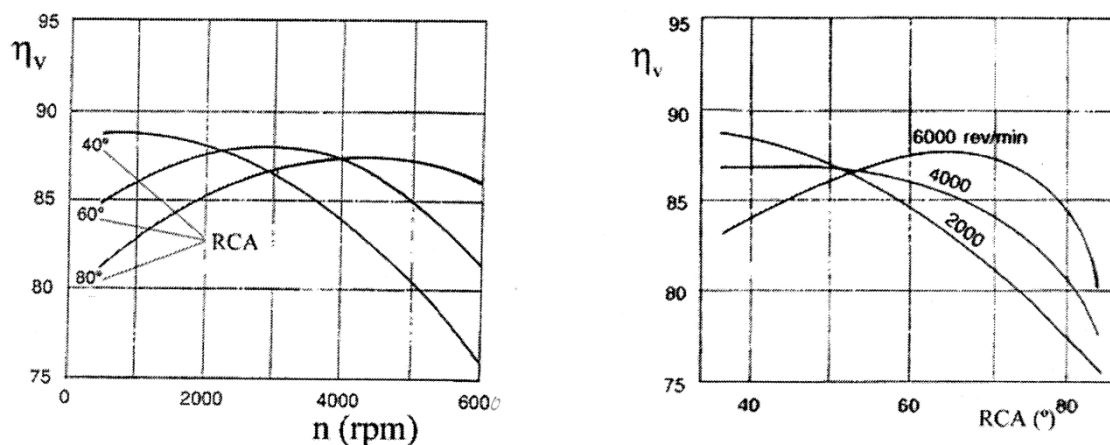


Fig 39: Rendimiento volumétrico en función del régimen de giro y el RCA



### 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 estos los conductos dependerá 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

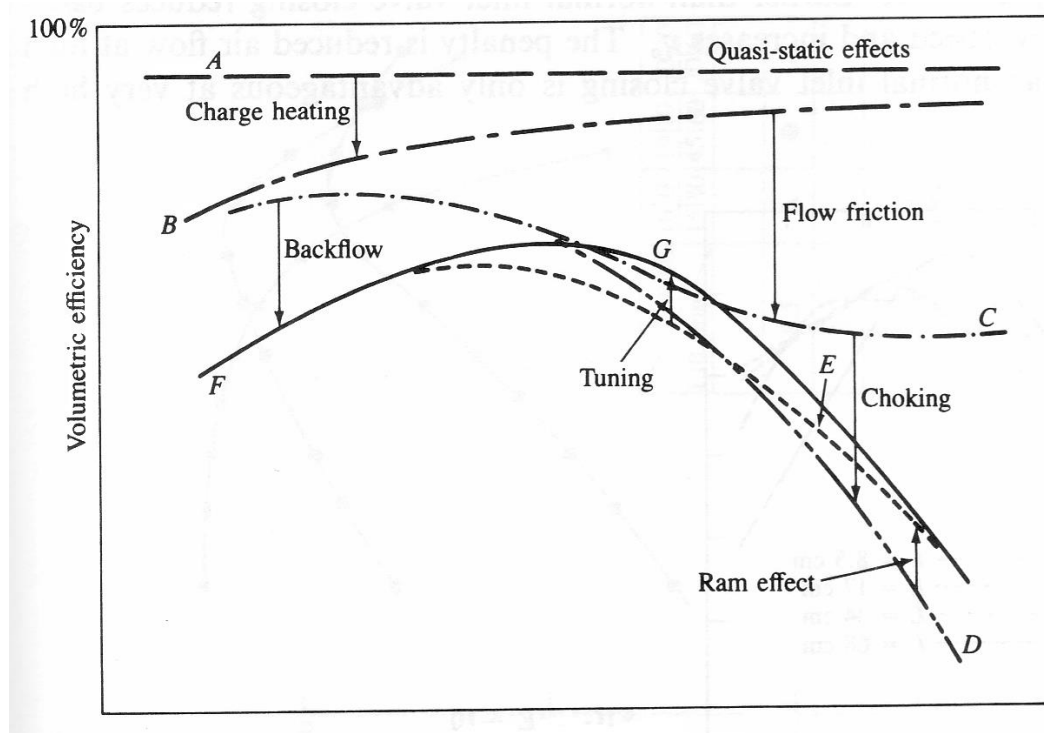


Fig 40: Rendimiento volumétrico en función de la velocidad media del pistón.

Los efectos que no dependen de la velocidad hacen caer el  $\eta_V$  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.

#### – Grado de admisión

El grado de admisión mide la estrangulación que se ejerce sobre la corriente entrante mediante la mariposa (acelerador) y por tanto es un parámetro característico del punto de funcionamiento en los MECH

Como se ha analizado anteriormente el rendimiento volumétrico del proceso de admisión ideal, referido a las condiciones existentes justo aguas arriba de la válvula de admisión, aumenta a medida que el grado de admisión ( $p_i/p_e$ ) aumenta, siguiendo la expresión:

$$\eta_{Vi} = \frac{\gamma - 1}{\gamma} + \frac{r - \frac{p_e}{p_i}}{\gamma(r - 1)}$$

Seguidamente estudiaremos como varia el rendimiento volumétrico referido a las condiciones ambiente  $\eta_V$  cuando se reduce el grado de admisión desde las condiciones de plena carga. Para ello partiremos del rendimiento volumétrico del proceso de admisión ideal. Ambos rendimientos se pueden relacionar entre ellos puesto que:

$$\frac{\eta_V}{\eta_{Vpc}} \cong \frac{\eta_{Vi}}{\eta_{Vipc}}$$

Donde  $\eta_{Vpc}$  y  $\eta_{Vipc}$  son los rendimientos volumétricos a plena carga del motor real y del motor con proceso de admisión ideal respectivamente. Teniendo en cuenta que  $\eta_{Vipc} = 1$ , tenemos:

$$\eta_V \cong \eta_{Vpc} \cdot \eta_{Vi}$$

$$\eta_V \cong \eta_{Vpc} \left( \frac{\gamma - 1}{\gamma} + \frac{r - \frac{p_e}{p_i}}{\gamma(r - 1)} \right)$$

Esta expresión permite obtener el valor del rendimiento volumétrico a carga parcial a partir del obtenido a plena carga y el grado de admisión o estrangulamiento.

En la siguiente figura se representa la relación entre el rendimiento volumétrico y el grado de admisión. Los valores de  $(p_e/p_i)$  menores que la unidad corresponden a motores sobrealimentados.

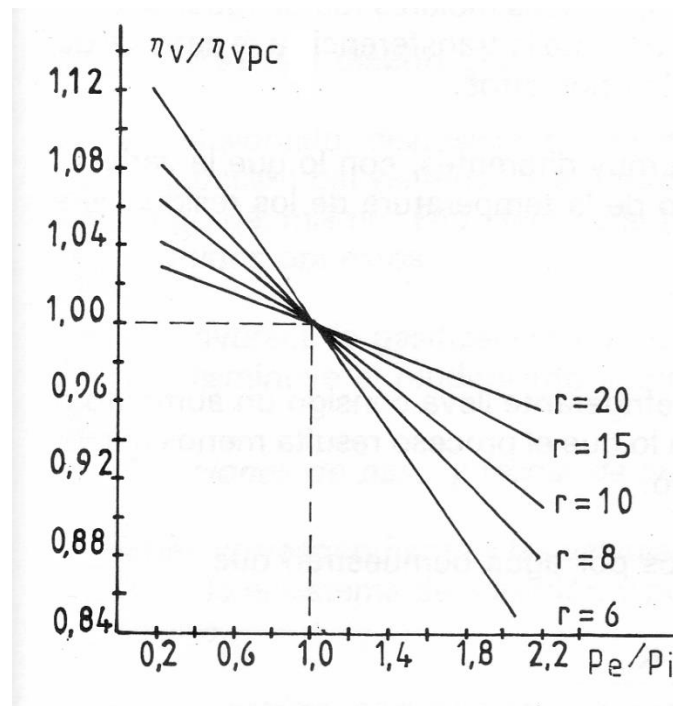


Fig 41: Rendimiento volumétrico en función de  $p_e/p_i$  y la relación de compresión.

En la figura también se puede apreciar la influencia de la relación de compresión volumétrica, para motores de admisión parcial, al aumentar  $r$  hay menos volumen muerto por lo que el flujo que circula por el colector de admisión al ser la presión de admisión mayor que la de escape antes de que entre la mezcla fresca es menor, aumentando el rendimiento volumétrico. Por el contrario, para motores sobrealimentados al aumentar  $r$  el volumen muerto es mejor y por tanto la cantidad de masa fresca que puede entrar sin que descienda el motor es menor, disminuyendo el rendimiento volumétrico

#### – 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:

$$\eta_V \cong k\sqrt{T_i}$$

#### – 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  $\gamma$ , 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.

#### – Temperatura del fluido refrigerante

Un aumento de la temperatura del fluido refrigerante lleva consigo un aumento de la temperatura del sistema de admisión, con lo que el proceso resulta menos adiabático y disminuye el rendimiento volumétrico. Ensayos realizados en motores refrigerados por agua demuestran que:

$$\eta_V = \frac{K}{1111 + T_r}$$

Donde  $T_r$  es la temperatura del refrigerante.

#### – 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.

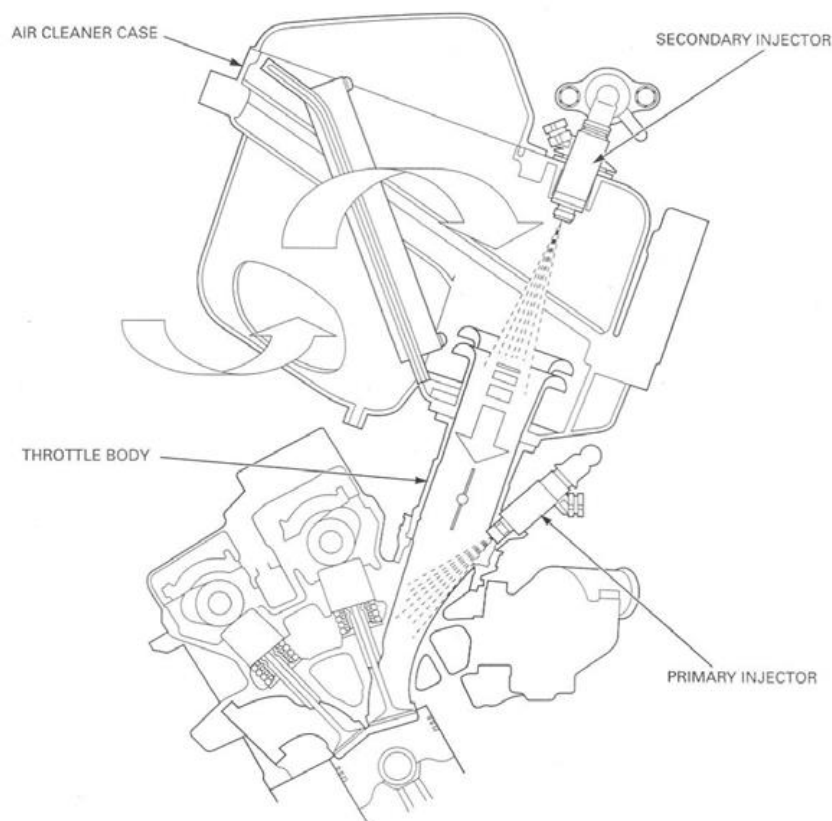
En MECH con alimentación por carburador el efecto anterior viene penalizado por el aumento del combustible depositado en las paredes del colector, lo que facilita la transmisión de calor a la mezcla. Normalmente es necesario incorporar un sistema de calefacción en el sistema de admisión, especialmente 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.

## 4. Componentes del sistema de admisión

El sistema de admisión está formado por varios componentes colocados en serie, y se encuentran entre el aire atmosférico y las válvulas de admisión del motor. La función primaria del sistema de admisión de aire es proporcionar aire para el motor. La restricción principal que afecta al sistema de admisión de aire es de entre las que imponen las normas de la FSAE, es que todo el aire que entra en el motor tendrá que pasar a través de un restrictor de menos de 20 mm de diámetro. Otras restricciones imponen que el posicionamiento del cuerpo de la mariposa (acelerador) tiene que ser antes del restrictor.

Inicialmente partimos del motor de una motocicleta CBR 600 RR con la configuración de serie. En la siguiente imagen se puede apreciar el sistema de admisión original de la moto, donde se puede observar el proceso de entrada de aire limpio a los cilindros, así como el mecanismo de inyección de combustible que para este modelo dispone de dos equipos de inyectores, uno primario y otro secundario.



*Fig 42: Sistema de admisión de serie Honda CBR600RR*

Este sistema de entrada del aire limpio a los cilindros tiene que ser modificado con el objetivo de adaptarlo a la normativa de la competición. Por ello vamos a

prescindir del filtro original de la moto y también habrá que modificar el sistema de inyección prescindiendo del sistema de inyección secundario.

Debemos introducir además el restrictor, una única estrangulación ubicada entre el acelerador y el motor, y todos los flujos de aire del motor deben pasar a través de dicho estrangulador. Esto también nos obligará a modificar los reguladores del motor, ya que en el motor original cada cilindro dispone de una mariposa que regula el flujo. En el nuevo diseño se prescindirá de estos reguladores, instalando un único cuerpo acelerador común para los 4 cilindros

En la siguiente imagen se puede observar un sistema de admisión ya finalizado propiedad del equipo de la Universidad de Akron.



*Fig 43: Sistema de admisión del equipo de la universidad de Akron*

El sistema de admisión estará formado por un filtro, una válvula que actúa como acelerador regulando la cantidad de aire que entra al motor (controlando de esta manera el dosado y la potencia del motor), la restricción de 20 mm, un depósito de remanso (Plénium) del que saldrán los 4 colectores que llevaran el aire a cada uno de los cilindros del motor y donde se encontrarán también los inyectores antes de la válvula de admisión. A continuación examinaremos por separado cada uno de los elementos

- **Filtro de aire**

Su función es proporcionar un flujo de aire lo más limpio posible, filtrando las partículas que podrían dañar el motor y evitando que materias abrasivas penetren en el cilindro pudiendo provocar un desgaste mecánico o contaminación del aceite del motor. El filtro iría ubicado a la entrada del sistema de admisión conectado al cuerpo de la válvula de aceleración.



*Fig 45: Filtro de aire cónico*

Hay dos tipos fundamentales de filtro de aire que se comercializan en la actualidad:

- Filtro seco: Está compuesto por un papel plegado unido a un bastidor que le da resistencia mecánica. Es barato, aunque se obstruye relativamente pronto (aprox. 20000 km). Se puede reutilizar tras limpiarlo con aire comprimido.
- Filtro húmedo: El papel filtro está bañado en aceite. Esto le proporciona una mejor calidad de filtrado (se colmata en más tiempo, por lo que supone una pérdida de carga más constante) y una mayor durabilidad (40.000-60.000 km). Sin embargo no se puede soplar con aire comprimido para reutilizarlo.



Para la elección del filtro de aire más adecuado para nuestro motor, es fundamental que el filtro de aire seleccionado tenga capacidad más que suficiente para asegurar que el motor disponga del caudal máximo que pueda solicitar en cualquier condición de funcionamiento.

Para calcular la masa de aire real que entra en un motor partiremos de la expresión del rendimiento volumétrico obtenida anteriormente.

$$\eta_V = \frac{\dot{m}_a}{\frac{n}{2} V_T \rho_{ia}}$$

Donde tomaremos la densidad en condiciones ambiente (1 bar y 25°C). Para el cálculo suponemos que el  $\eta_V$  será igual a 1 ya que al no disponer de sistema de sobrealimentación no se sobrepasará dicho valor. Como régimen de giro tomaremos el máximo que pueda alcanzar nuestro motor, 13.000 rpm. Despejando  $\dot{m}_a$  obtenemos:

$$\dot{m}_a = \frac{n}{2} V_T \rho_{ia} \eta_V$$

Resultando:

$$\dot{m}_a = 76.37 \text{ g/s}$$

A partir del cálculo realizado e introduciendo un margen de seguridad tomaremos el doble del valor obtenido ( $\dot{m}_a = 152.74 \text{ g/s}$ ), para asegurarnos de que el filtro tenga capacidad más que suficiente para que siempre pueda suministrar más caudal del necesario.

Además de cumplir con el caudal máximo, se deberá elegir el filtro que produzca una menor pérdida de carga.

Algunos equipos sitúan la toma de aire en la parte baja del vehículo, siendo indispensable la utilización de un filtro, debido a las partículas que levanta el propio vehículo al circular. En nuestro caso, debido a que la toma de aire se encuentra en la parte superior del vehículo, se tratará de una toma de aire lo suficientemente limpia, por lo que en principio el filtro de aire será un elemento opcional, pudiendo utilizar una simple rejilla, que introduce una menor pérdida de carga y es más económica, para evitar la entrada de partículas que pudieran dañar el motor.

- **Acelerador**

El acelerador es una válvula colocada en la entrada del sistema de admisión de aire, y es el principal medio para controlar el comportamiento de un motor, regulando

la cantidad de aire que entra al motor, controlando así el dosado y la potencia del motor. La válvula debe ir conectada directamente al pedal del acelerador a través de un cable de acero trenzado (debido a las restricciones de la normas). Esta válvula irá situada a continuación del filtro, en caso de que al final se decidiese introducirlo, y se coloca por delante del restrictor de aire (según lo dispuesto por la normativa). A diferencia del motor original utilizaremos una única válvula que actuará como acelerador. Esta modificación implicaría eliminar las cuatro válvulas ya existentes.

Para este uso los equipos suelen utilizar tres o cuatro tipos de válvulas, cada uno con sus ventajas e inconvenientes individuales. Estos son:

### Válvula de guillotina

La válvula de guillotina es un tipo de válvula que varía la sección de paso de aire mediante una compuerta que puede moverse en dirección radial. Presenta el inconveniente de su mayor peso y un paso de flujo con turbulencias.

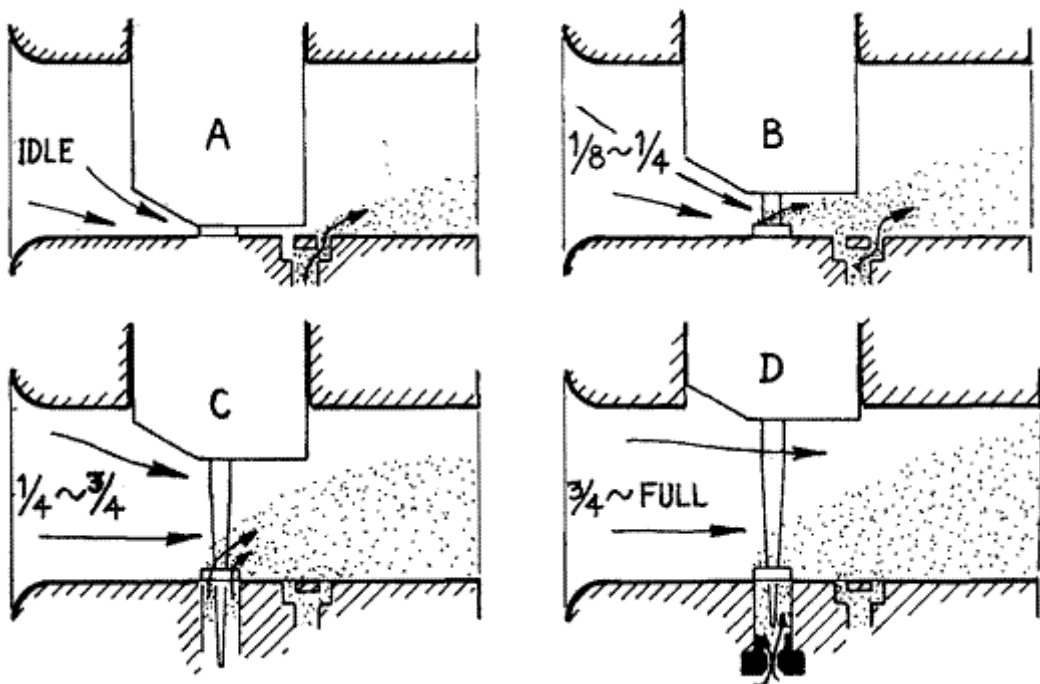


Fig 46: Esquema de funcionamiento válvula de guillotina

### Válvula de barril

La válvula de barril es similar al mecanismo interior de un grifo de agua, y una de sus principales ventajas es que cuando el motor funciona a plena carga y el acelerador se encuentra totalmente abierto, el flujo tiene un “barril claro”, es decir que la circulación del flujo será totalmente despejada ya que no existe ningún elemento que se interponga en su flujo. Los inconvenientes de este tipo de válvula son la

complejidad, el tamaño y el peso del mecanismo que sería necesario introducir para accionar y soportar dicha válvula.

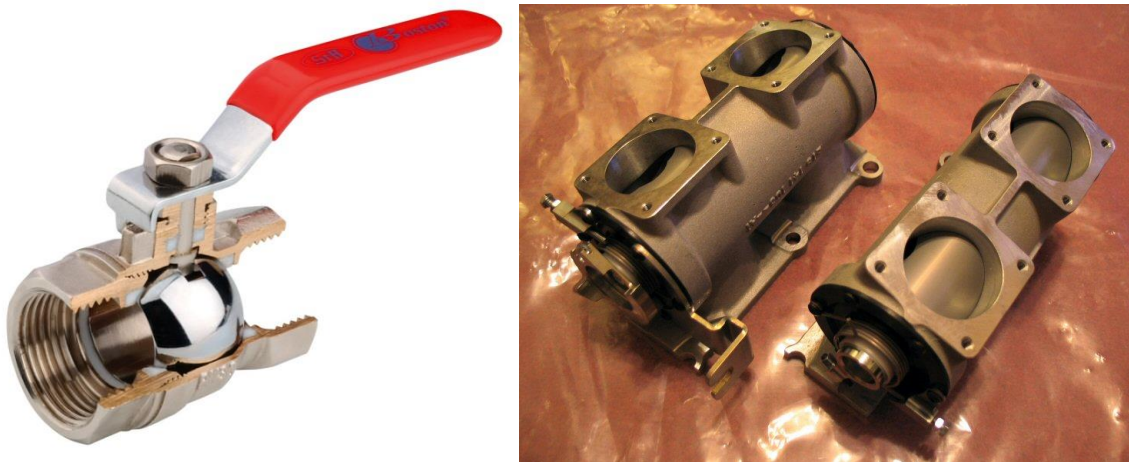


Fig 47: Funcionamiento de una válvula de barril

### Válvula de mariposa

La válvula de mariposa regula el flujo de un fluido en el acelerador, aumentando o reduciendo la sección de paso mediante una placa, denominada “mariposa”, que gira sobre un eje. Al disminuir el área de paso, aumenta la pérdida de carga local en la válvula, reduciendo el flujo. Se trata de la válvula más común, y que utilizan la mayoría de los equipos debido a su simplicidad y bajo precio.

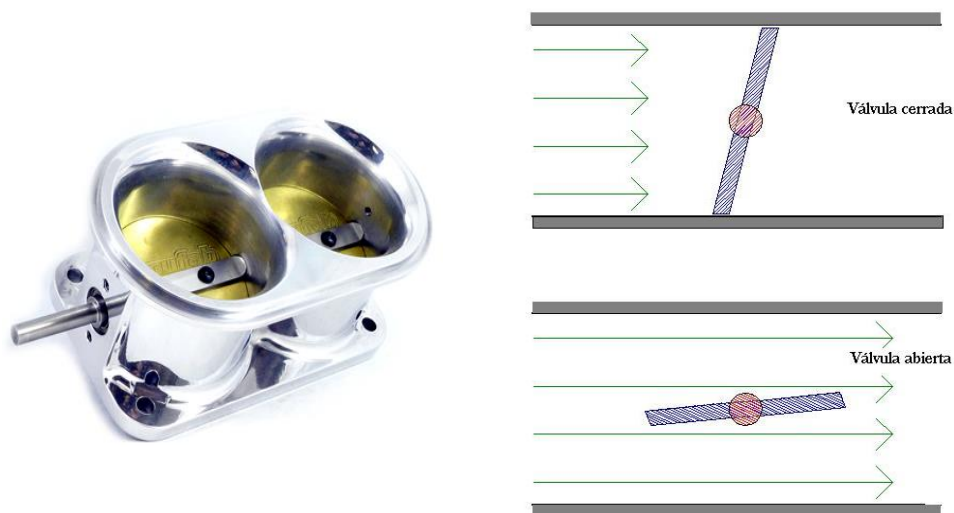
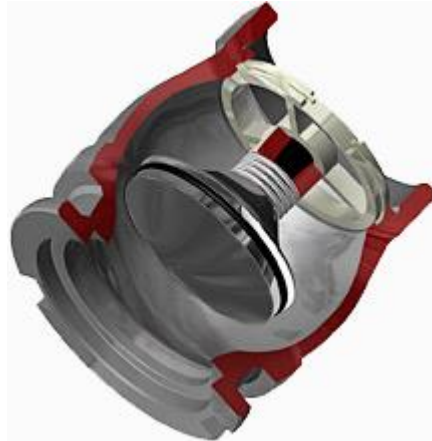


Fig 48: Funcionamiento de una válvula de mariposa

### Válvula cónica

El funcionamiento es similar a las válvulas de admisión y escape del propio motor. Por sus formas redondeadas, no altera el flujo de aire hacia la admisión, permitiendo un paso más limpio de turbulencias y una regulación más progresiva. Poco utilizada debido a su compleja fabricación y mayor precio.



*Fig 49: Válvula cónica*

La válvula seleccionada será la válvula de mariposa. Como fabricante se ha seleccionado AT Power que diseña y fabrica cuerpos de acelerador especialmente diseñados para vehículos de Formula Student y que ya incluye la restricción de 20 mm impuesta por la normativa. Esta empresa vende los cuerpos completamente montados y listos para unirlos a nuestro sistema de admisión. Incluye además la opción de incorporar un filtro en caso que al final se decidiese utilizarlo. En las siguientes figuras se puede apreciar el cuerpo completo acelerador-restrictor





*Fig 50: Cuerpo acelerador-restrictor de AT Power*

- **Colector de entrada**

Se trata del elemento que une el cuerpo acelerador-restricción con el depósito de remanso. El colector de entrada debe tener un diseño simple y recto y de gran diámetro de manera que suministre un flujo lo más uniforme posible. Se analizará con el software AVL BOOST la influencia de su geometría en el rendimiento volumétrico, de manera que obtengamos las dimensiones óptimas para el funcionamiento de nuestro motor.

- **Plénum**

Se trata de un depósito de aire remanso que se introduce entre el acelerador y la válvula de admisión de manera que, en los procesos transitorios, el motor disponga de la cantidad de aire necesaria. Con la introducción de dicho depósito se consigue también disminuir el tiempo de respuesta del motor ante cambios de carga bruscos, como puede ser acelerones o frenadas, ya que permite al motor disponer de la cantidad de aire necesitada en todo momento.

La gran ventaja del plénum es permitir a los gases reducir la velocidad e incrementar su densidad. De esta manera el plénum, por medio de las ondas de presión, hace que la cantidad de aire y combustible que entre a los cilindros sea mayor y más densa, produciendo así una mejor mezcla de aire y combustible, de tal forma que se alcance una mayor eficiencia en la combustión, admitiendo la mayor cantidad de mezcla posible, lo que se resume en aumentar el rendimiento volumétrico.

El volumen del depósito influirá en las prestaciones del motor. Un volumen elevado evitará que el motor se quede sin aire a altos regímenes de giro, pero obtendremos una respuesta más lenta, lo que dificultaría la conducción del vehículo ya que debido a la forma de los circuitos, el motor sufre numerosos cambios de carga a los que el motor debe responder de la manera más rápida posible.

Con un volumen pequeño se consigue lo contrario, se obtendrá una respuesta casi instantánea al acelerador, pero podría no alimentar correctamente el motor ante rápidas variaciones de la carga (acelerones),

No existe una única solución, se intentará por tanto conseguir una solución intermedia que sea capaz de suministrar aire suficiente a los cilindros pero con un volumen de plenum no muy grande para evitar que la velocidad de respuesta del acelerador se vea comprometida.

Utilizando el software AVL BOOST se analizará la influencia del volumen del plenum en el rendimiento volumétrico, hasta obtenerse el valor óptimo para el funcionamiento de nuestro motor.

En cuanto al diseño del depósito se intentará utilizar un diseño simple, que produzca una distribución del aire lo más homogénea posible a los 4 cilindros, dentro de las limitaciones impuestas por el chasis y la carrocería del vehículo.

- **Conductos de admisión**

Son los encargados de suministrar la mezcla fresca a los cilindros desde el depósito de remanso. Estos conductos deberán incluir el sistema de inyección.

La longitud y diámetro de los colectores de admisión influirán de manera decisiva en el comportamiento. Un correcto diseño permitirá aprovechar las ondas de choque que se producen en los colectores aumentando la cantidad de aire que entra al motor y mejorando las prestaciones del motor. Se intentará utilizar conductos con un diseño lo más simple y recto posible, a partir de las restricciones de espacio impuestas por el chasis y la carrocería.

La longitud y diámetro de los colectores de admisión será uno de los factores más importantes a optimizar con el software AVL BOOST, con el objetivo de obtener el diseño óptimo para nuestro motor.

- **Inyectores**

Debido a que trabajamos con un motor de inyección indirecta será necesario situar los inyectores en los conductos de admisión.

El motor inicialmente disponía de dos grupos de inyectores, el primario que se utilizará colocándolos en los conductos de admisión antes de la válvula de admisión. El grupo de inyectores secundarios se retirarán. Para realizar esta modificación será necesario trabajar con la centralita, puenteando las señales asociadas a estos

inyectores de manera que la unidad de control no de ningún fallo que impida arrancar el motor.

La ubicación de los inyectores dentro del conducto se analizará con el software para examinar su relación con el rendimiento volumétrico, hasta obtener el valor óptimo para el funcionamiento de nuestro motor.

## 5. Simulaciones

El software utilizado es el BOOST de la compañía AVL y que permite simular una gran variedad de motores, de 4 tiempos o 2 tiempos, encendido por chispa o auto-encendido.

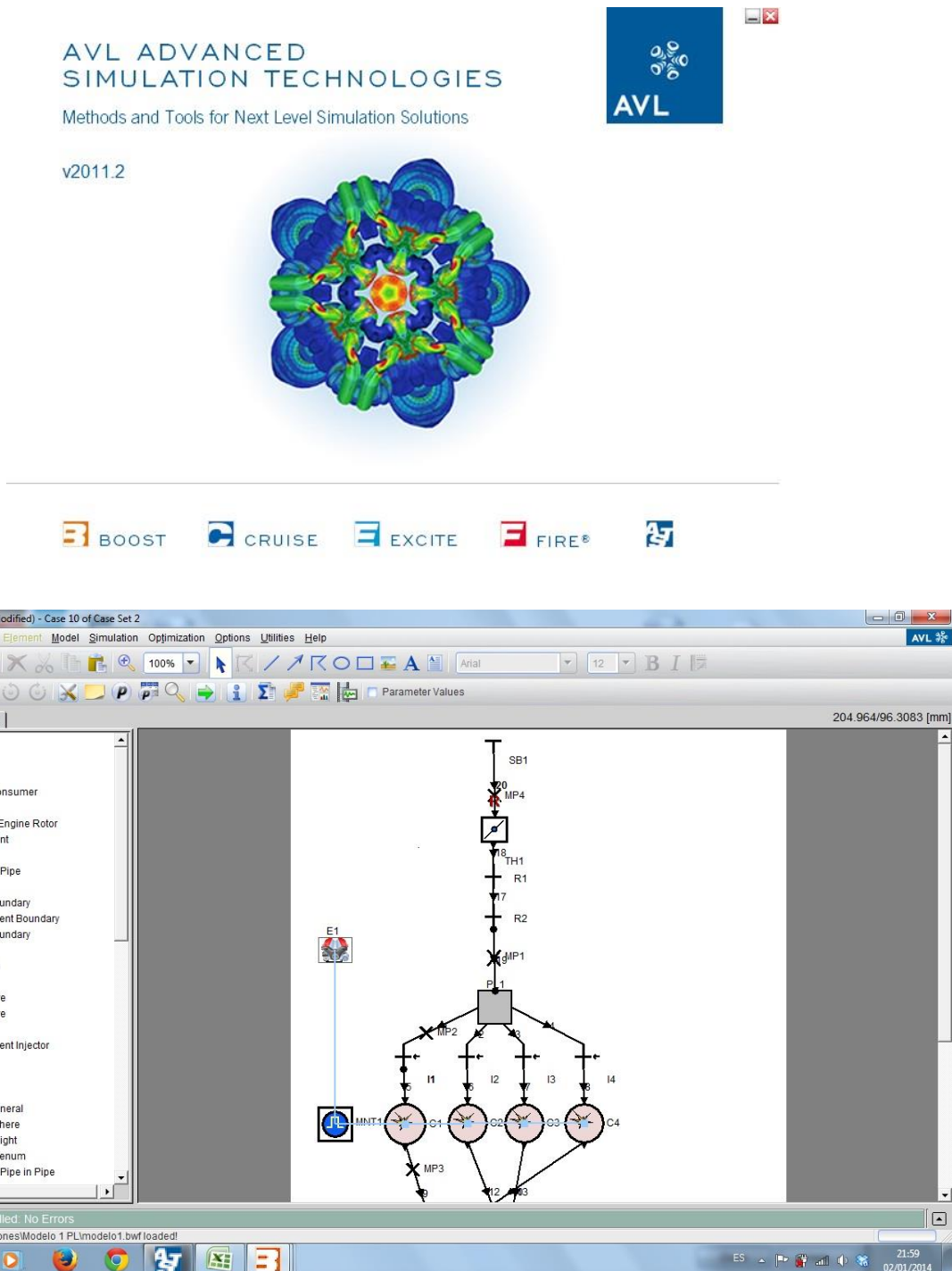


Fig 51: Imágenes del software BOOST



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, bien trabajando con el motor completo o con componentes individuales. En particular en este proyecto el software se va a utilizar para realizar un análisis de los componentes individuales que constituyen el sistema de admisión, centrándonos en su influencia en el rendimiento volumétrico.

### **Creación del modelo**

En primer lugar será necesario la creación de un modelo sobre el que trabajar. Nuestro motor dispone de 4 cilindros y se trata de un motor de inyección indirecta. Este proyecto está centrado en optimizar la parte del sistema de admisión, por lo que para la parte del escape se tomará valores teóricos, manteniéndose los mismos valores para todos los modelos.

Como se indicó anteriormente el filtro será un elemento opcional y al no disponer de datos no se va a introducir en el modelo, teniendo en cuenta que si al final se decidiese utilizarlo, este supondría una pérdida de carga adicional pudiendo afectar a los valores que se van a obtener.

El conjunto acelerador-restrictor al comprarse a una empresa, se va a modelar como un único cuerpo al que no podremos modificar sus dimensiones ya que estas se encuentran fijadas.

La válvula de mariposa tiene dos valores importantes, uno de ellos es el diámetro, que se ha fijado a 28 mm, y el otro es el parámetro variable del ángulo de la mariposa, datos suministrados por el fabricante.

La normativa impone la introducción de una restricción de 20 mm. Para el modelado de dicha restricción el manual del software propone la siguiente forma de hacerlo, con el diámetro del segundo conducto de 20 mm.

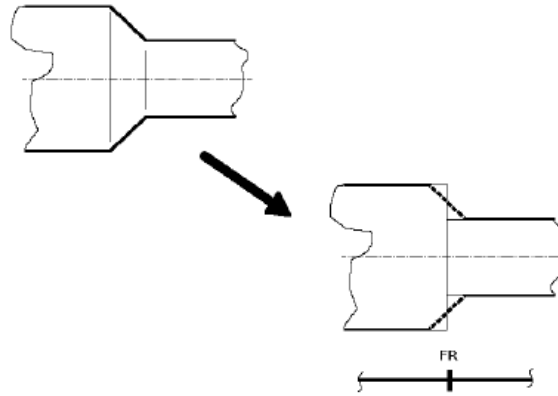


Fig 52: Modelado de la restricción

Para el modelado del Plénium el manual del software propone dos formas de hacerlo, habiéndose seleccionado la primera de ellas, utilizando el elemento “Plenum” que incorpora el software

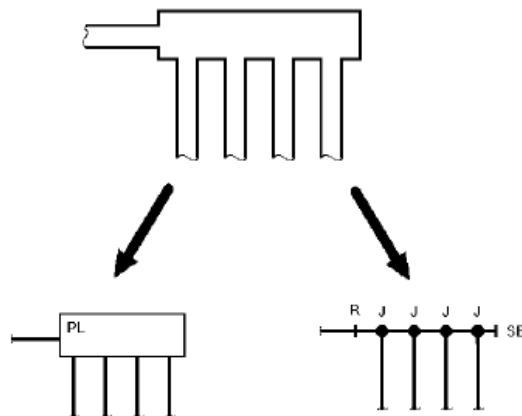


Fig 53: Modelado del plénium

El motor empleado para el monoplaza posee dieciséis válvulas, siendo ocho de ellas para la admisión, por lo que nuestro motor dispondrá de dos válvulas de admisión por cilindro. Para poder introducir este dato en el modelo el manual propone dos formas de hacerlo.

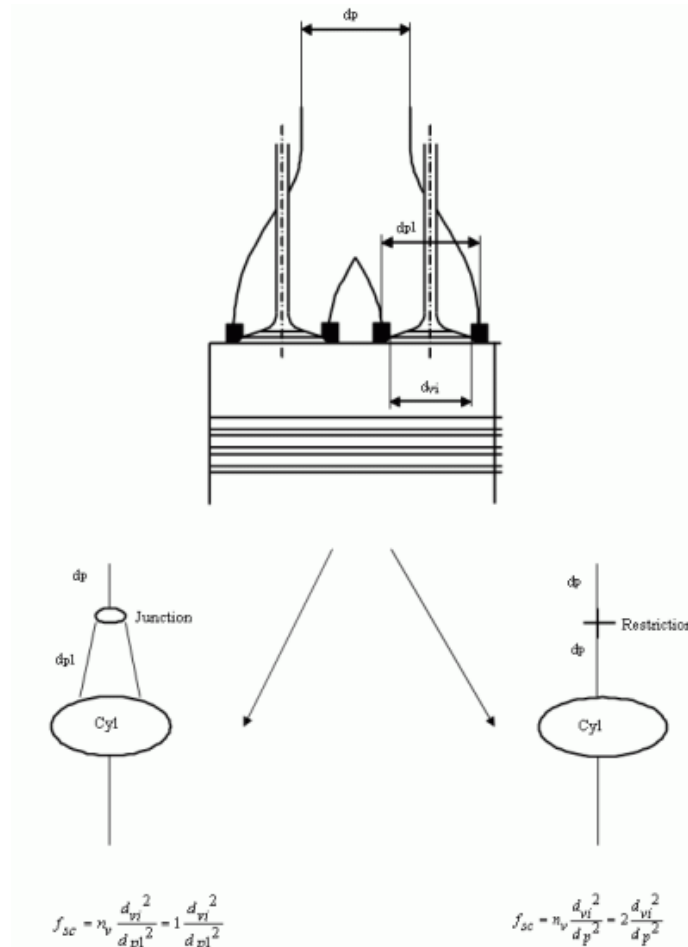


Fig 54: Modelado de motor multiválvula

Por último para la medida del rendimiento volumétrico, el software solicita que se le indique un punto del modelo como referencia a partir del cual realizará los cálculos de dicho rendimiento. Con el objetivo de que la medida sea lo más real posible y englobe todos los elementos que forman el sistema de admisión, el punto de referencia será la entrada del sistema (MP1 en los modelos).

Respecto a este punto de referencia, el software calcula de manera individual el rendimiento volumétrico de cada cilindro, para posteriormente calcular el rendimiento volumétrico global del motor a partir del obtenido en cada uno de los cilindros.

Los modelos que se van a utilizar quedarían de la siguiente forma:

**Modelo sin plenum**

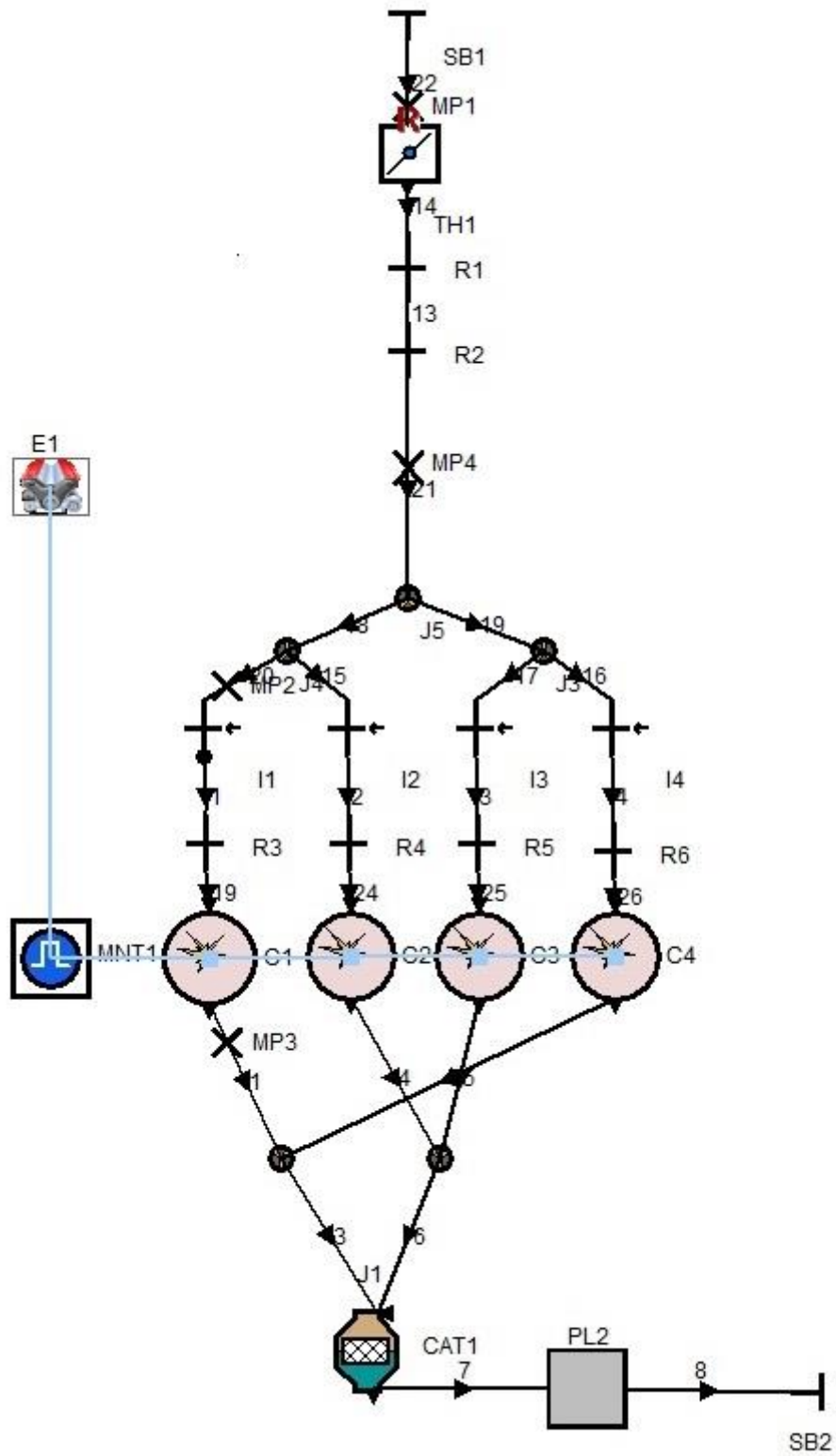


Fig 55: Modelo sistema de admisión sin plenum.

### Modelo con un plénum

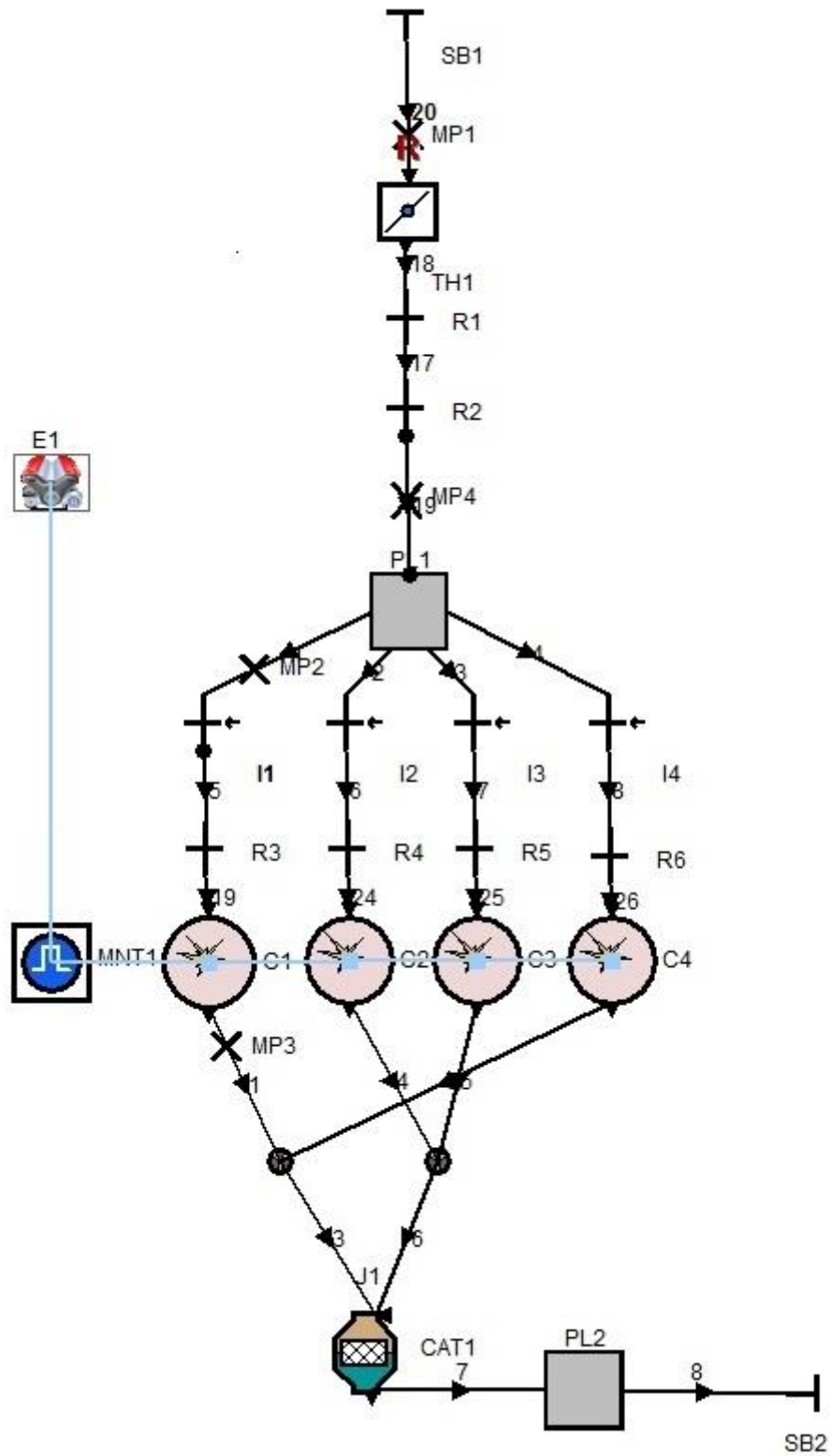


Fig 56: Modelo sistema de admisión con un plénum.

### Modelo con dos plénum

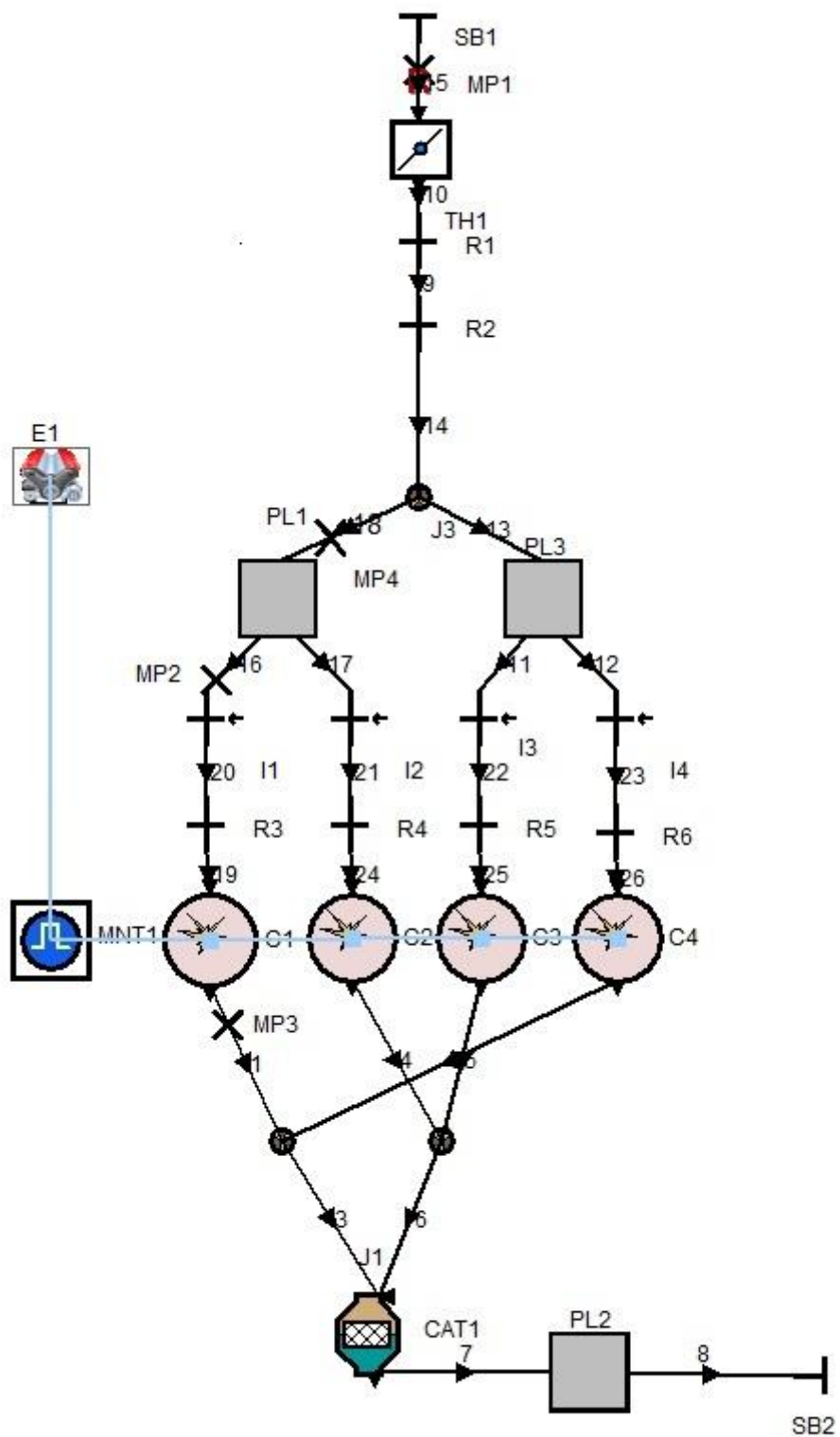


Fig 57: Modelo sistema de admisión con dos plénum.

### Modelo con cuatro plénum

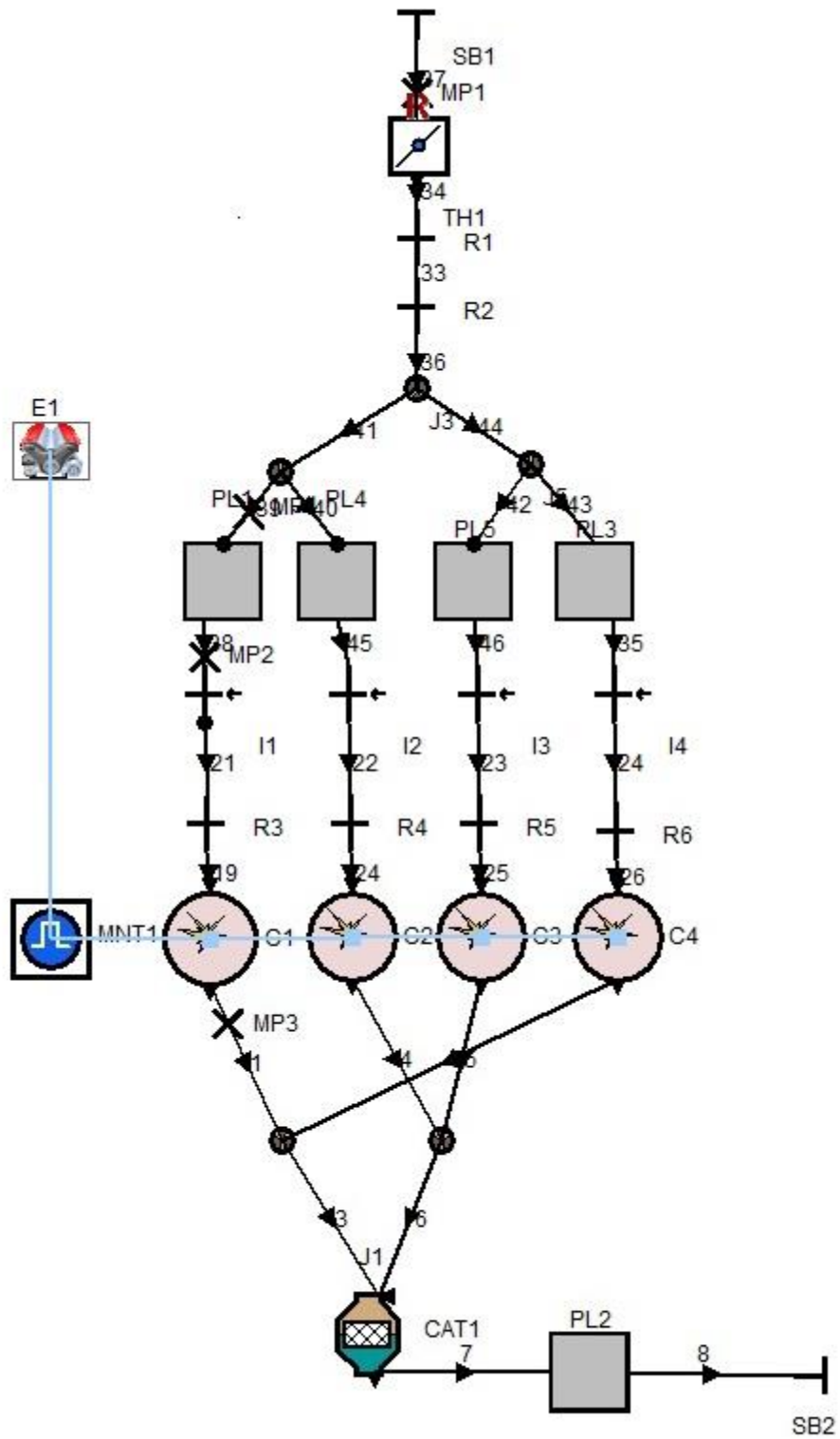


Fig 58: Modelo sistema de admisión con 4 plénum.

Empezaremos analizando la necesidad del plenum y las diferentes configuraciones posibles para una misma longitud y diámetro de los conductos de todos los modelos. Realizando una simulación para el caso de que el motor trabajase sin plenum. el rendimiento volumétrico obtenido mediante el software es:

$$\eta_v = 0.6109$$

Para las otras configuraciones que incorporan 1, 2 o 4 depósitos de remanso o plenum, realizamos un análisis paramétrico tomando el volumen del depósito como parámetro.

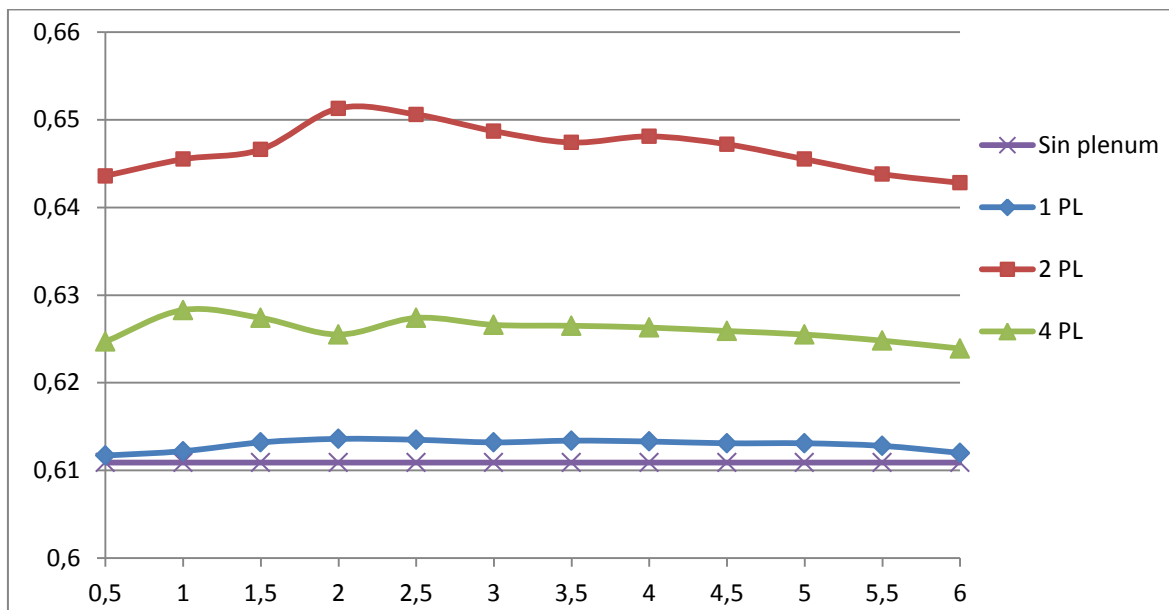


Fig 59: Gráfica rendimiento volumétrico-Volumen total

Observamos que los valores obtenidos del rendimiento volumétrico son superiores para todos los volúmenes al obtenido para el modelo sin plenum, siendo por tanto necesario la introducción del plenum en el sistema de admisión pues mejora siempre los resultados obtenidos.

Analizando los datos obtenidos para las otras 3 configuraciones, se puede observar que la variación del volumen del depósito no afecta de manera muy significativa al rendimiento volumétrico obtenido. Los valores óptimos calculados a 7.000 rpm son:

Configuración	Volumen óptimo (l)	Volumen total (l)
1 Plenum	2	2
2 Plenum	1	2
4 Plenum	0.25	1



Según los valores obtenidos, la configuración con dos depósitos de remanso es la solución que proporciona mayores rendimientos volumétricos. El caso del modelo de 4 plénium lo descartamos, ya que pese a que se obtienen valores del rendimientos superiores a la configuración con un solo plénium, el óptimo se obtiene para un volumen de 0,25L por cada cilindro, que resulta demasiado pequeño y podría no poder aportar aire suficiente al cilindro en los cambios de carga.

Si realizamos el mismo análisis paramétrico con el volumen del depósito para varios regímenes de giro, por ejemplo 5.000 rpm, 9.000 rpm y 11.000 rpm, en el modelo de dos plénium y lo comparásemos con los datos obtenidos anteriormente para 7.000 rpm podemos observar que para bajos regímenes, los mayores rendimientos volumétricos se obtienen con volúmenes pequeños, mientras que a medida que el régimen de giro aumenta, los valores óptimos se obtienen para volúmenes cada vez mayores

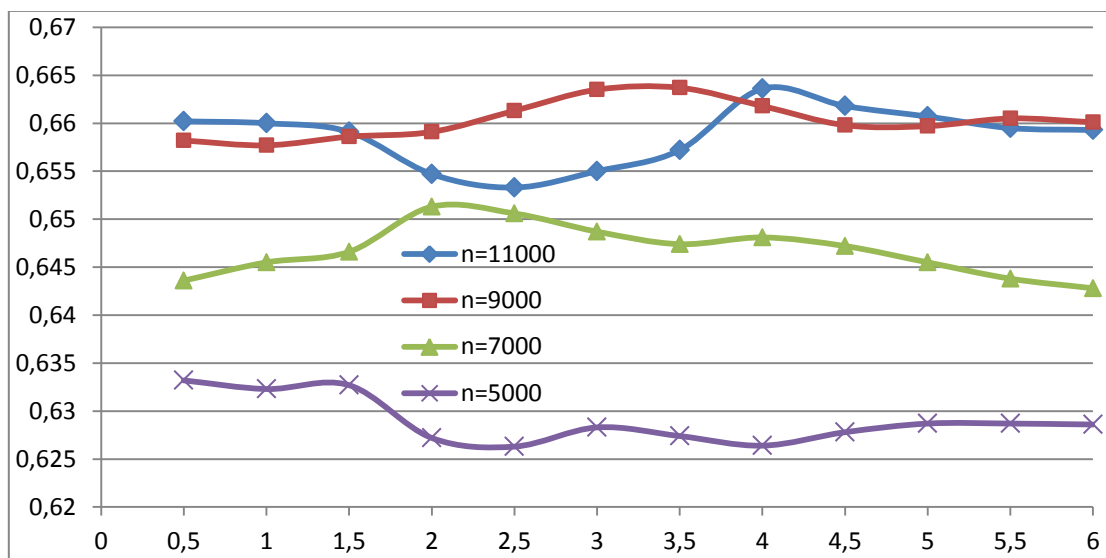


Fig 60: Gráfica rendimiento volumétrico-volumen total a varios regímenes

En función del régimen para el que queremos diseñar y optimizar el sistema de admisión, el volumen que habrá que seleccionar será diferente. A la vista de los resultados obtenidos, utilizaremos para el resto de cálculos un volumen de 1 litro por depósito para realizar los análisis a regímenes de medias-bajas vueltas y un volumen de 2 litros por depósito para los análisis a regímenes de medias-altas vueltas.

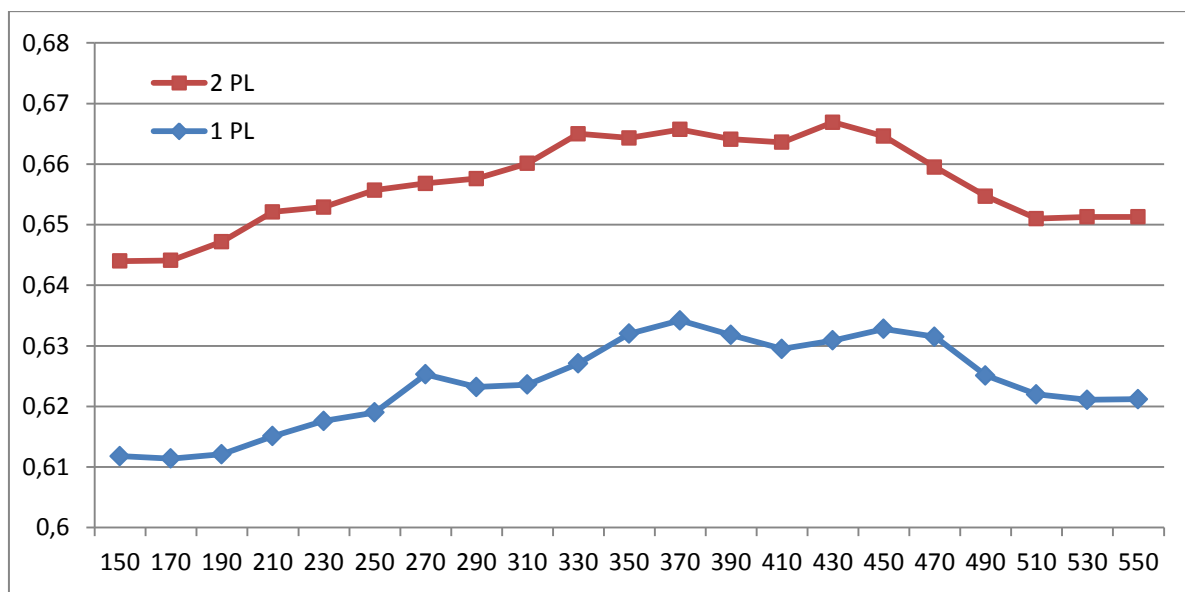
Después analizaremos por separado cada uno de los factores, para averiguar cómo afectan cada uno individualmente al rendimiento volumétrico en la configuración de dos plénium. Seguiremos dos líneas independientes de diseño, una con los valores óptimos obtenidos para regímenes medios-bajos y otro con los valores

óptimos para regímenes de medios-altos. Analizando ambas líneas de diseño para varios regímenes distintos.

### **Longitud de los conductos de admisión**

Con dos depósitos de remansos de 1 litro cada uno, realizamos un análisis paramétrico para determinar cómo afecta la variación de la longitud de los conductos de admisión en el rendimiento volumétrico, para un régimen de giro de 7.000 rpm.

Para comparar los resultados obtenidos realizaremos también el mismo análisis paramétrico con el modelo de un solo depósito con un volumen de 2L, valor óptimo obtenido anteriormente para el mismo régimen de giro.



*Fig 61: Gráfica rendimiento volumétrico-longitud de los conductos de admisión*

Analizando los datos obtenidos, se puede observar que la variación de la longitud de los conductos si afecta manera significativa al rendimiento volumétrico obtenido. Alcanzándose el valor óptimo para una longitud de 430 mm. Además se vuelve a apreciar que la configuración con dos depósitos ofrece valores mayores del rendimiento volumétrico.

Si realizamos el mismo análisis paramétrico con el volumen del depósito óptimo para regímenes bajos (1L por cada depósito), para varios regímenes de giro distintos, 5.000 rpm, 7.000 rpm, 9.000 rpm y 11.000 rpm, en el modelo de dos plenum podemos observar que a medida que el régimen de giro aumenta, los valores óptimos se obtienen para longitudes de colector menores. Esto se debe a que a altas vueltas los conductos deben de ser menores para reducir el tiempo que tardan en recorrerlos las ondas de presión, de manera que las ondas reflejadas puedan llegar antes del cierre de

la válvula de admisión, aumentando el gasto másico y por tanto el rendimiento volumétrico.

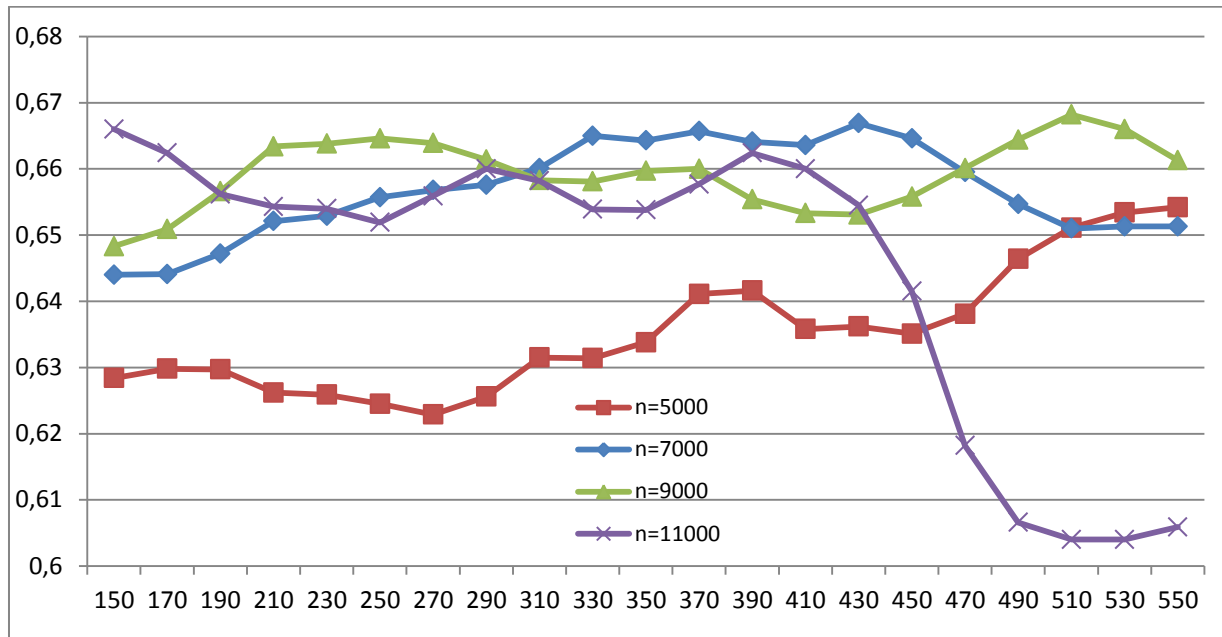


Fig 62: Gráfica rendimiento volumétrico-longitud conductos a varios regímenes, config reg bajos

Cabe señalar los resultados obtenidos para el caso de que el motor se encontrase girando a 9.000 rpm, en cuya gráfica puede observarse que se presentan dos óptimos. La razón es que para longitudes menores se obtiene un rendimiento volumétrico de los cilindros interiores mayor que en los cilindros exteriores, mientras que para longitudes mayores ocurre lo contrario, son los cilindros exteriores los que tienen un mayor rendimiento volumétrico que los cilindros interiores. Esto provoca que para el rendimiento volumétrico del motor existan dos óptimos, uno para longitudes en torno a 250 mm y otro en torno a 510 mm.

Si realizamos el mismo análisis paramétrico con el volumen del depósito óptimo para regímenes altos (2L por cada depósito), para varios regímenes de giro distintos, 5.000 rpm, 7.000 rpm, 9.000 rpm y 11.000 rpm, en el modelo de dos plénum podemos observar que, al igual que en la gráfica obtenida anteriormente a medida que el régimen de giro aumenta, los valores óptimos se obtienen para longitudes de colector menores.

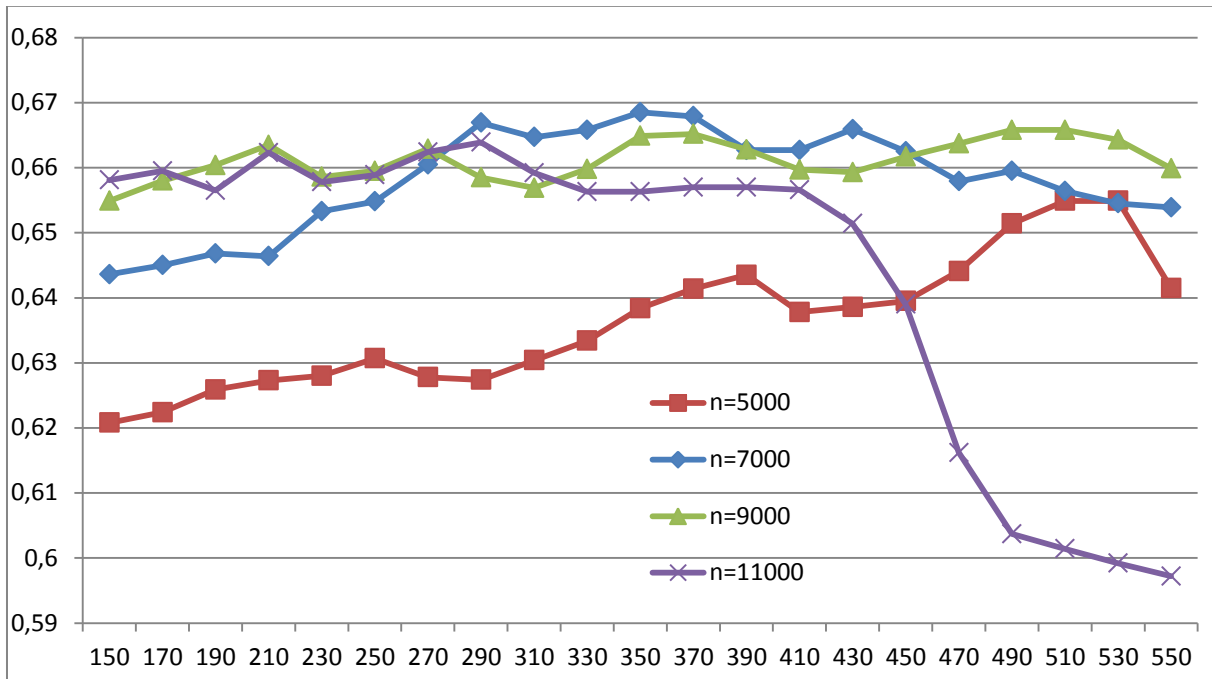


Fig 63: Gráfica rendimiento volumétrico-longitud conductos a varios regímenes, config reg altos

En vista de los resultados obtenidos, utilizaremos para el resto de cálculos una longitud de 430 mm para realizar los análisis a regímenes de medias-bajas vueltas y una longitud de 270 mm para los análisis a regímenes de medias-altas vueltas.

### Diámetro de los conductos de admisión

En primer lugar se analizará la influencia del diámetro de los conductos de admisión en el rendimiento volumétrico, para el modelo de dos depósitos con los valores obtenidos anteriormente para regímenes medios-bajos (2 depósitos de 1L cada uno y una longitud de 430 mm para los conductos de admisión). Para ello realizamos un análisis paramétrico para varios regímenes de giro distintos, 5.000 rpm, 7.000 rpm, 9.000 rpm y 11.000 rpm.

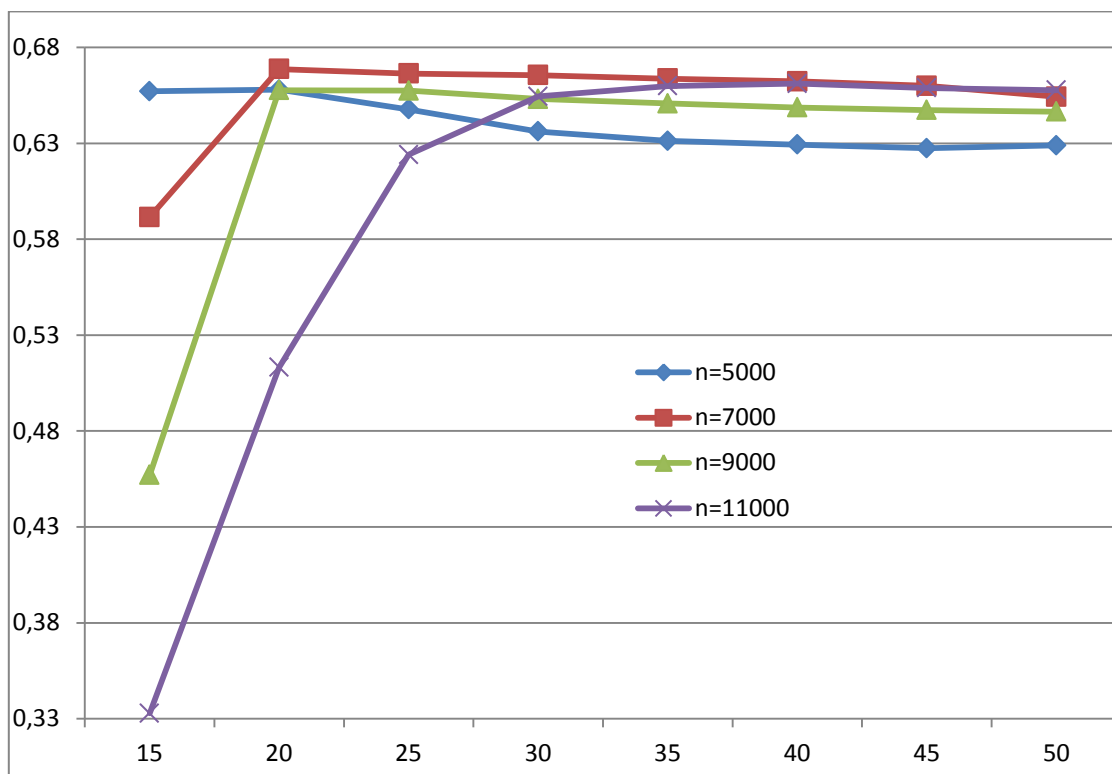


Fig 64: Gráfica rendimiento volumétrico-diámetro conductos a varios regímenes, config reg bajos.

Podemos observar que a medida que el régimen de giro aumenta, los valores óptimos se obtienen para diámetros mayores, lo que está motivado porque a regímenes elevados, los conductos deben de ser cortos y anchos, mientras que para regímenes bajos deben de ser largos y estrechos con el objetivo de aprovechar los efectos beneficiosos de las ondas de presión, mejorando el rendimiento volumétrico.

Posteriormente realizaremos el mismo análisis con los valores obtenidos anteriormente para regímenes de giro medios-altos (2 depósitos de 2L cada uno y una longitud de 270 mm), obteniéndose los mismos resultados: a mayor régimen, diámetros mayores proporcionarían mejores rendimientos volumétricos.

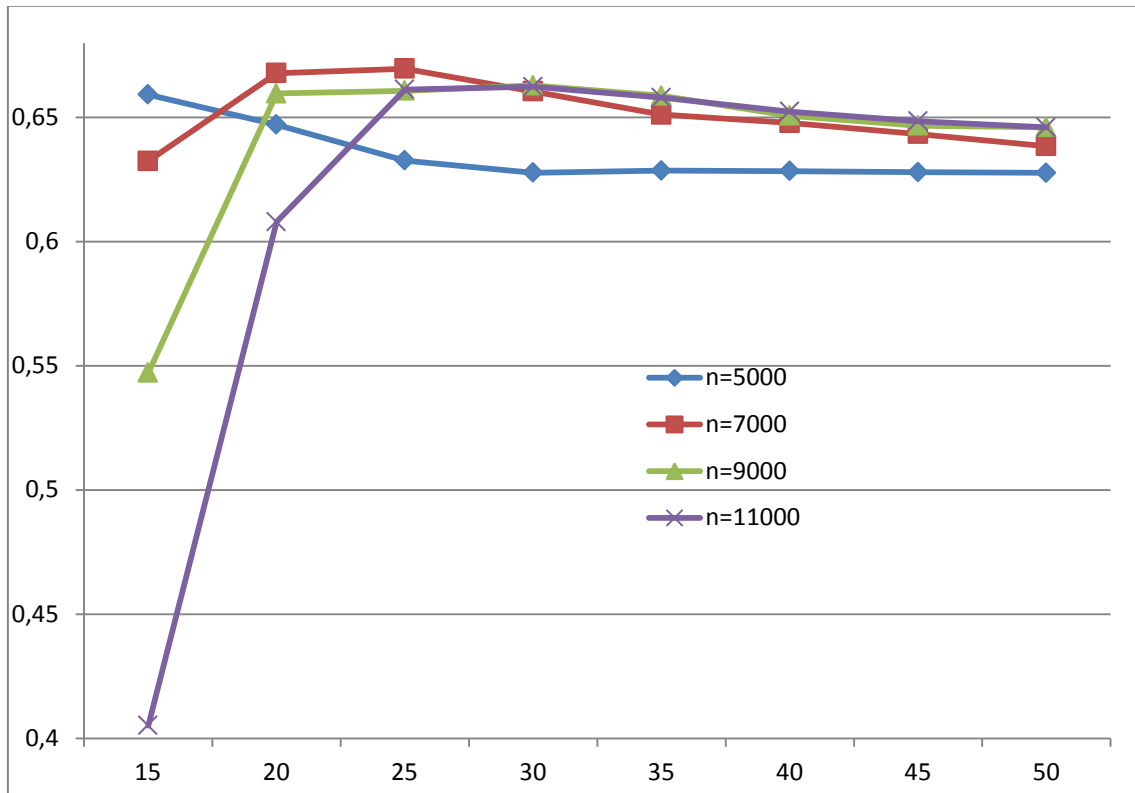
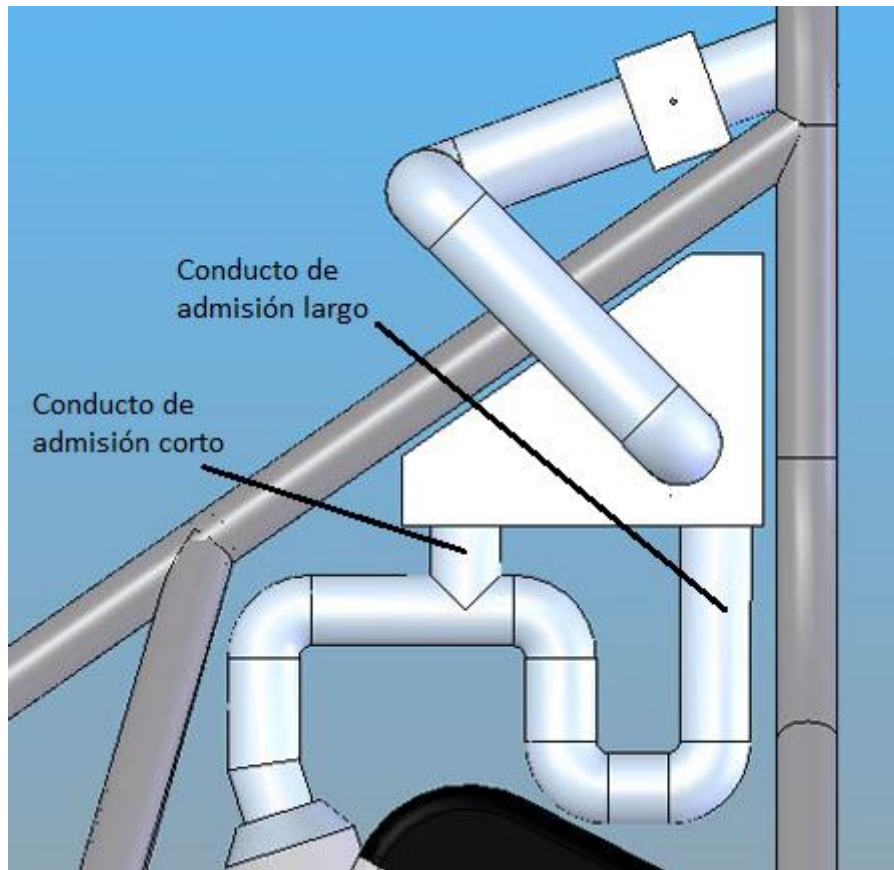


Fig 65: Gráfica rendimiento volumétrico-diámetro de los conductos a varios regímenes, config reg altos.

A la vista de los resultados, los valores de la longitud y diámetro de los conductos dependerán del régimen de giro del motor. Con el objetivo de mejorar el comportamiento del motor en todos los regímenes, interesaría poder modificar el valor de estos parámetros en función del régimen de giro.

De esta manera el sistema de admisión dispondría de dos tipos de conductos distintos, utilizando los conductos largos y estrechos cuando el motor trabaje a regímenes medios-bajos, y los conductos cortos y anchos cuando el motor trabaje a regímenes medios-altos

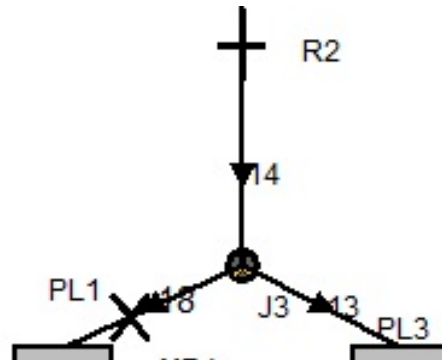


*Fig 66: Sistema de admisión de longitud de conductos variable*

Esta posibilidad requiere un diseño y un sistema de control complejo que el equipo intentará introducir en el monoplaza en años posteriores. Por tanto se seleccionará un diámetro de 20 mm para la configuración de medios-bajos regímenes y de 30 mm para medios-altos regímenes.

### Geometría del colector

El colector de admisión podemos dividirlo en dos tramos, el primer tramo que une el conjunto acelerador-restricción y la “junction” (elemento en el que se divide en dos conductos el colector), y un segundo tramo que une la “junction” con cada uno de los depósitos de remanso.



*Fig 67: Colector de admisión*

### Longitud del primer tramo

En primer lugar investigaremos la influencia de la longitud del tramo 1 en el rendimiento volumétrico, para el modelo de dos depósitos con los valores obtenidos anteriormente para regímenes medios-bajos (2 depósitos de 1L cada uno, una longitud de 430 mm y un diámetro de 20 mm para los conductos de admisión). Para ello efectuamos un análisis paramétrico para varios regímenes de giro, 5.000 rpm, 7.000 rpm, 9.000 rpm y 11.000 rpm.



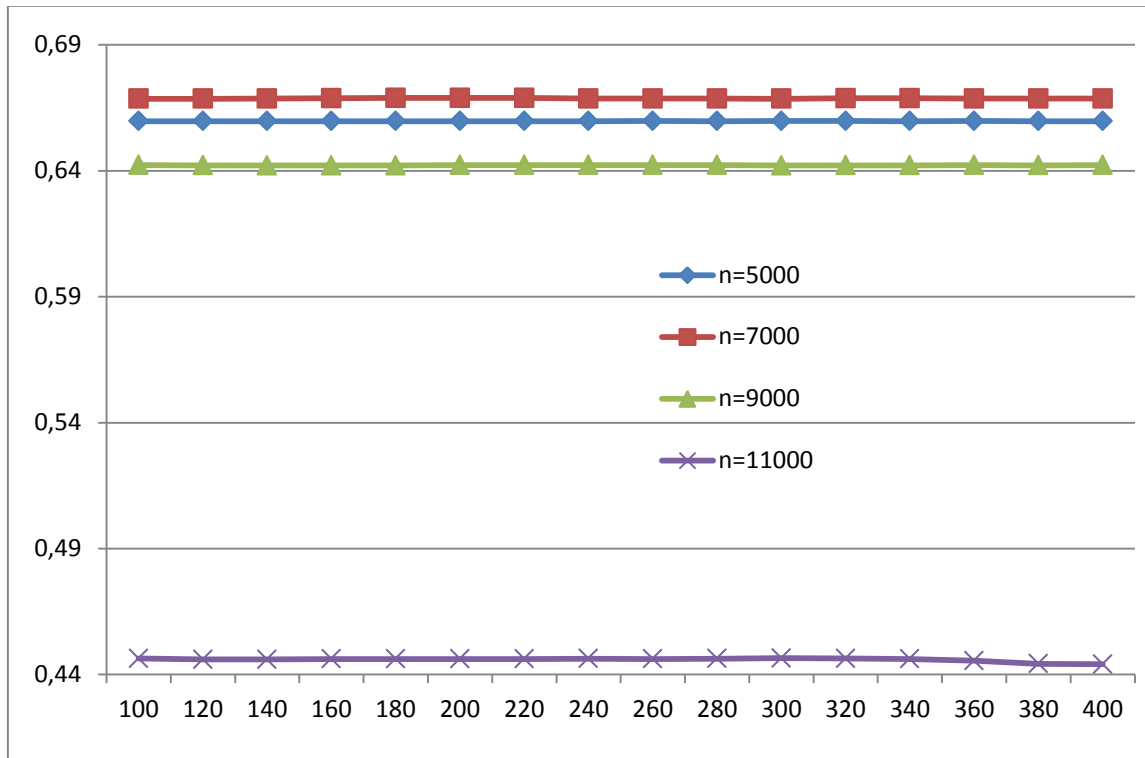


Fig 68: Gráfica rend volumétrico-Long tramo 1 a varios regímenes, config reg bajos

Posteriormente realizaremos el mismo análisis con los valores obtenidos anteriormente para regímenes de giro medios-altos (2 depósitos de 2L cada uno, una longitud de 270 mm y un diámetro de 30 mm para los conductos de admisión).

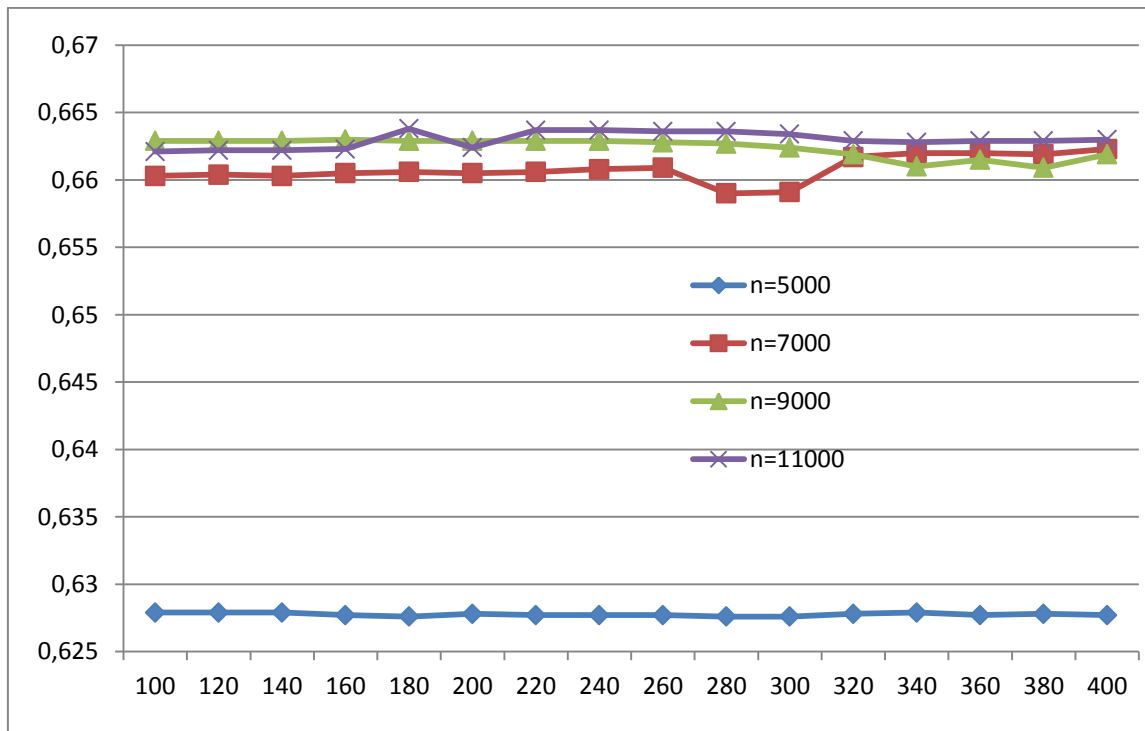


Fig 69: Gráfica rend volumétrico-Long tramo 1 a varios regímenes, config reg altos.

A la vista de los resultados obtenidos, la longitud del primer tramo no afecta de manera significativa al rendimiento volumétrico, el cual permanece prácticamente constante para todos los regímenes de giro en ambas configuraciones.

Seleccionaremos una longitud del primer tramo de 240 mm para la configuración para regímenes medio-altos, y una longitud de 220 mm para la configuración para regímenes medio-bajos.

### Longitud del segundo tramo

Determinaremos la influencia de la longitud del tramo 2 en el rendimiento volumétrico, para el modelo de dos depósitos con los valores obtenidos anteriormente para regímenes medios-bajos (2 depósitos de 1L cada uno, una longitud de 430 mm, un diámetro de 20 mm para los conductos de admisión y una longitud del primer tramo de 220 mm). Para ello procedemos a un análisis paramétrico para distintos regímenes de giro, 5.000 rpm, 7.000 rpm, 9.000 rpm y 11.000 rpm.

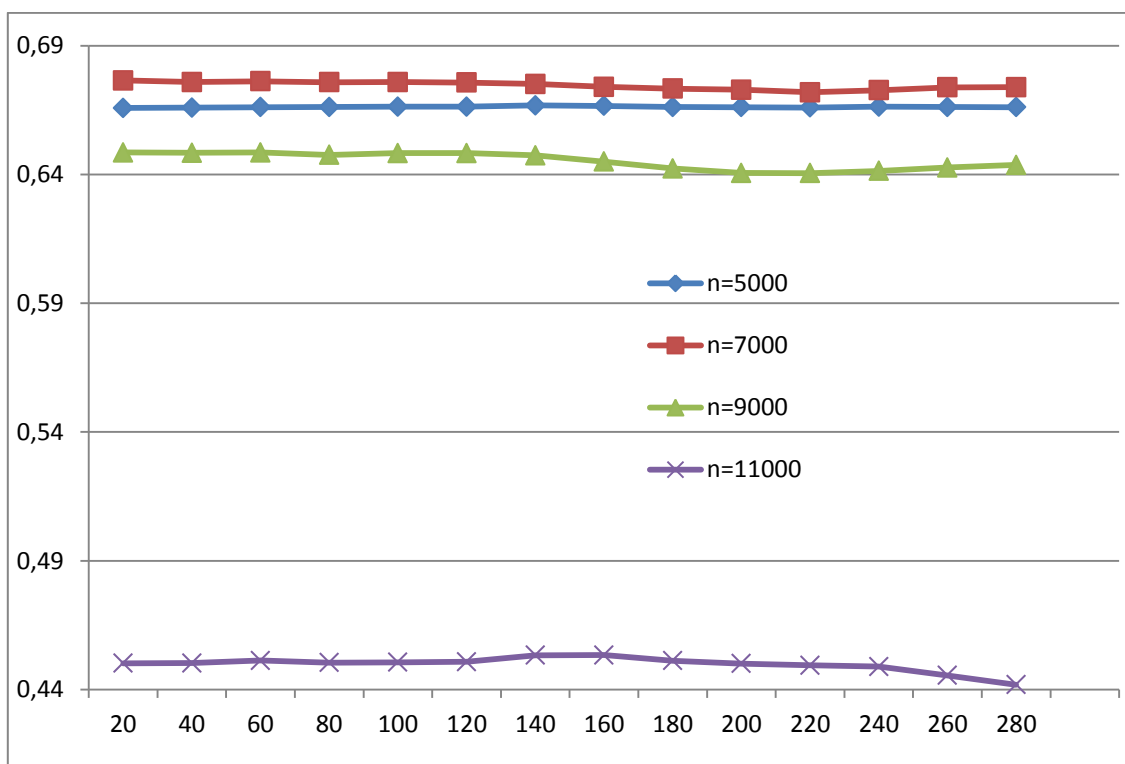


Fig 70: Gráfica rend volumétrico-Long tramo 2 a varios regímenes, config reg bajos

Posteriormente realizaremos el mismo análisis con los valores obtenidos anteriormente para regímenes de giro medios-altos (2 depósitos de 2L cada uno, una longitud de 270 mm, un diámetro de 30 mm para los conductos de admisión y una longitud del primer tramo del colector de 240 mm).

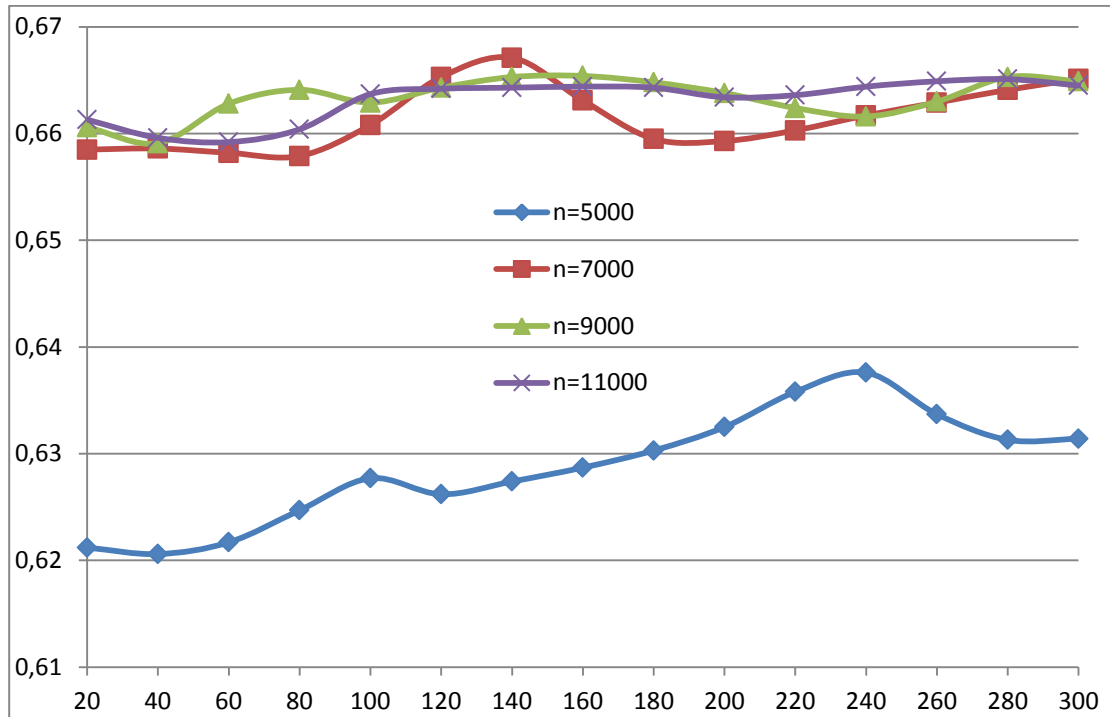


Fig 71: Gráfica rend volumétrico-Long tramo 2 a varios regímenes, config reg altos

Seleccionaremos una longitud del segundo tramo de 160 mm para la configuración para regímenes medio-altos, y una longitud de 100 mm para la configuración para regímenes medio-bajos.

Como hemos comprobado en los resultados obtenidos, la longitud de los tramos del colector no afecta de manera significativa al rendimiento volumétrico, estas longitudes obtenidas se podrán modificar en función del espacio disponible en el vehículo.

### Diámetro del primer tramo

El primer tramo del colector une el conjunto acelerador-restricción con la “junction” que divide en dos el colector. El conjunto acelerador-restricción tiene unas dimensiones fijas, debido a que es un elemento que se adquirirá al fabricante, y cuyo diámetro de salida es de 30 mm. Así el tramo 1 del colector tendrá una forma troncocónica.

Se analizará la influencia del diámetro final del tramo 1 en el rendimiento volumétrico para el modelo de dos depósitos, primero con los valores obtenidos anteriormente para regímenes medios-bajos (2 depósitos de 1L cada uno, una longitud de 430 mm, un diámetro de 20 mm para los conductos de admisión y una longitud del primer tramo de 220 mm y 100 mm para el segundo), y posteriormente para el modelo de dos depósitos con los valores obtenidos anteriormente para regímenes medios-altos (2 depósitos de 2L cada uno, una longitud de 270 mm, un diámetro de 30 mm para los conductos de admisión y una longitud del primer tramo del colector de 240 mm y 160 mm para el segundo). Para ello realizamos un análisis paramétrico para varios regímenes de giro, 5.000 rpm, 7.000 rpm, 9.000 rpm y 11.000 rpm.

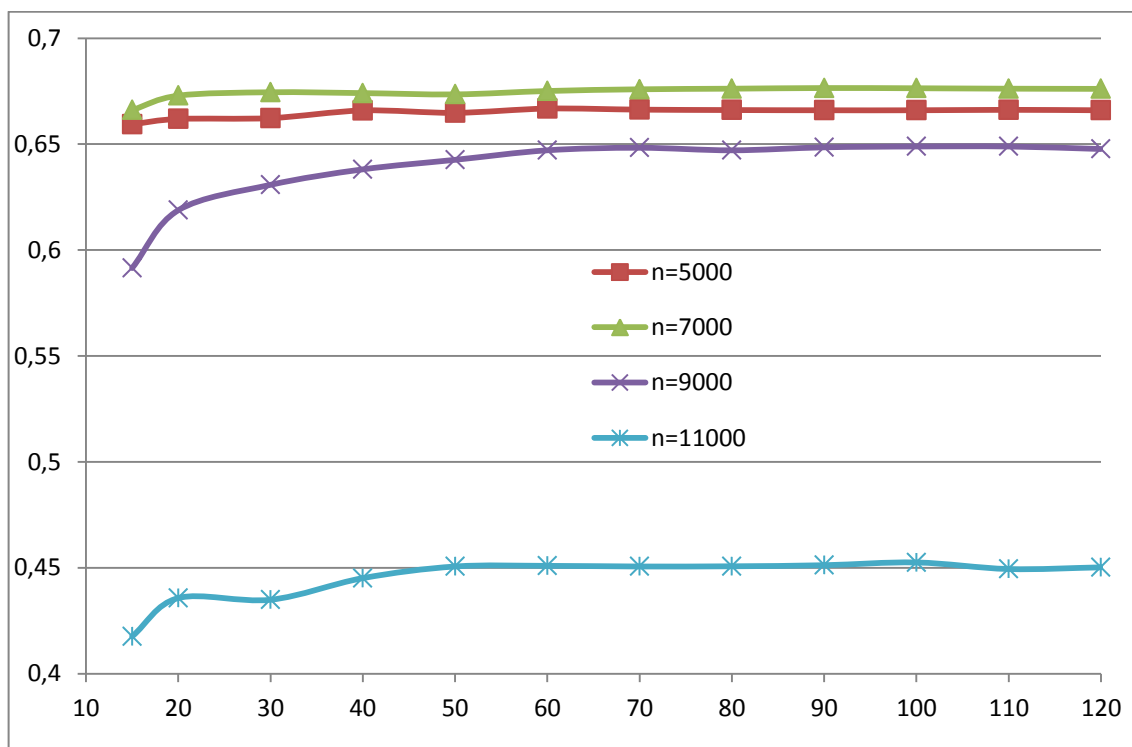


Fig 72: Gráfica rend volumétrico-diámetro tramo 1 a varios regímenes, config reg bajos

Como se puede apreciar en los resultados expresados en la gráfica anterior, el diámetro del tramo 1 del colector no afecta de manera significativa al rendimiento

volumétrico salvo para dimensiones pequeñas del diámetro (15 mm), para las cuales el rendimiento volumétrico se reduce ligeramente.

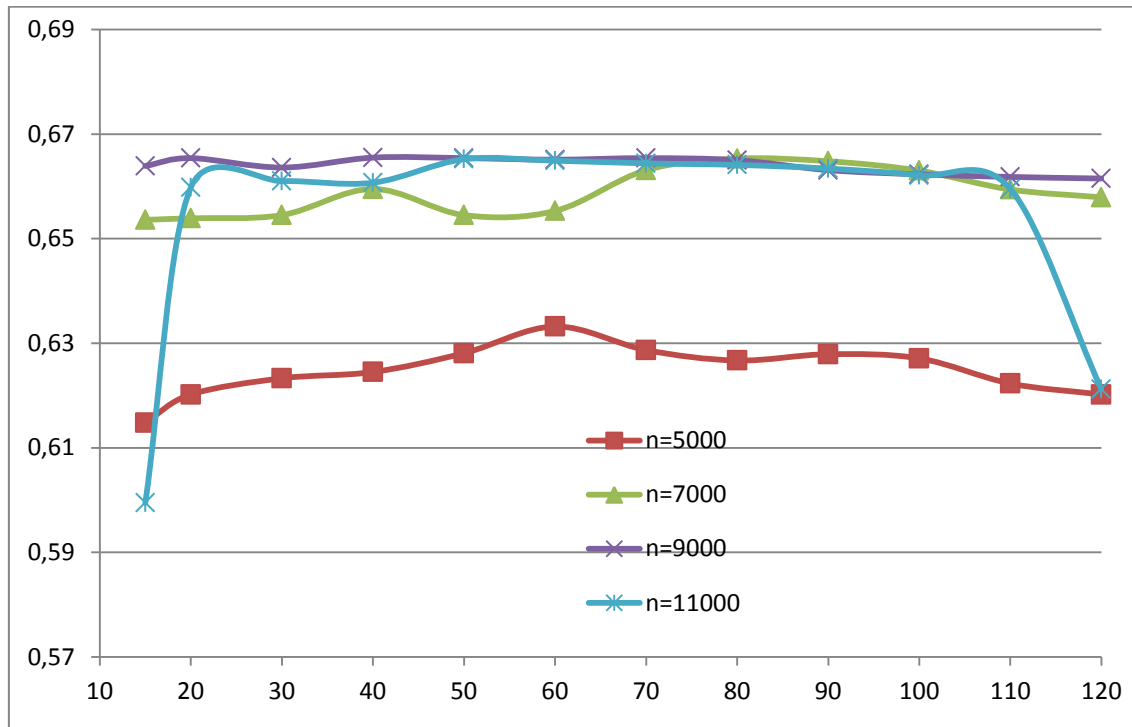


Fig 73: Gráfica rend volumétrico-diámetro tramo 1 a varios regímenes, config reg altos

Como se observa en la gráfica anterior, al igual que para la configuración de regímenes medios-bajos, el diámetro del tramo 1 del colector no afecta de manera significativa al rendimiento volumétrico, salvo para dimensiones pequeñas del diámetro (15 mm) o muy grandes (110-120 mm), para las cuales el rendimiento volumétrico disminuye de manera considerable, sobre todo para altos regímenes de giro

Esta escasa variación en el rendimiento volumétrico para distintas dimensiones permite que el diámetro del primer tramo se pueda modificar en función del espacio disponible en el vehículo, dentro de los límites que hacen que el rendimiento volumétrico se mantenga aproximadamente constante. Seleccionaremos un diámetro de 90 mm para la configuración para regímenes medios-bajos y un diámetro de 50 mm para la configuración para regímenes medios-altos.

### Diámetro del segundo tramo

El segundo tramo del colector une la “junction” con cada uno de los plénum y partirá del diámetro obtenido anteriormente para el primer tramo, pudiendo tener forma troncocónica o conducto de sección constante en función de los resultados obtenidos.

Se estudiará la influencia del diámetro final del tramo 2 en el rendimiento volumétrico para el modelo de dos depósitos, primero con los valores obtenidos anteriormente para regímenes medios-bajos (2 depósitos de 1L cada uno, una longitud de 430 mm, un diámetro de 20 mm para los conductos de admisión, una longitud del primer tramo de 220 mm, 100 mm para el segundo y un diámetro del primer tramo de 90 mm), y posteriormente para el modelo de dos depósitos con los valores obtenidos anteriormente para regímenes medios-altos (2 depósitos de 2L cada uno, una longitud de 270 mm, un diámetro de 30 mm para los conductos de admisión y una longitud del primer tramo del colector de 240 mm, 160 mm para el segundo, y un diámetro del primer tramo de 60 mm). Para ello efectuamos un análisis paramétrico para distintos regímenes de giro, 5.000 rpm, 7.000 rpm, 9.000 rpm y 11.000 rpm.

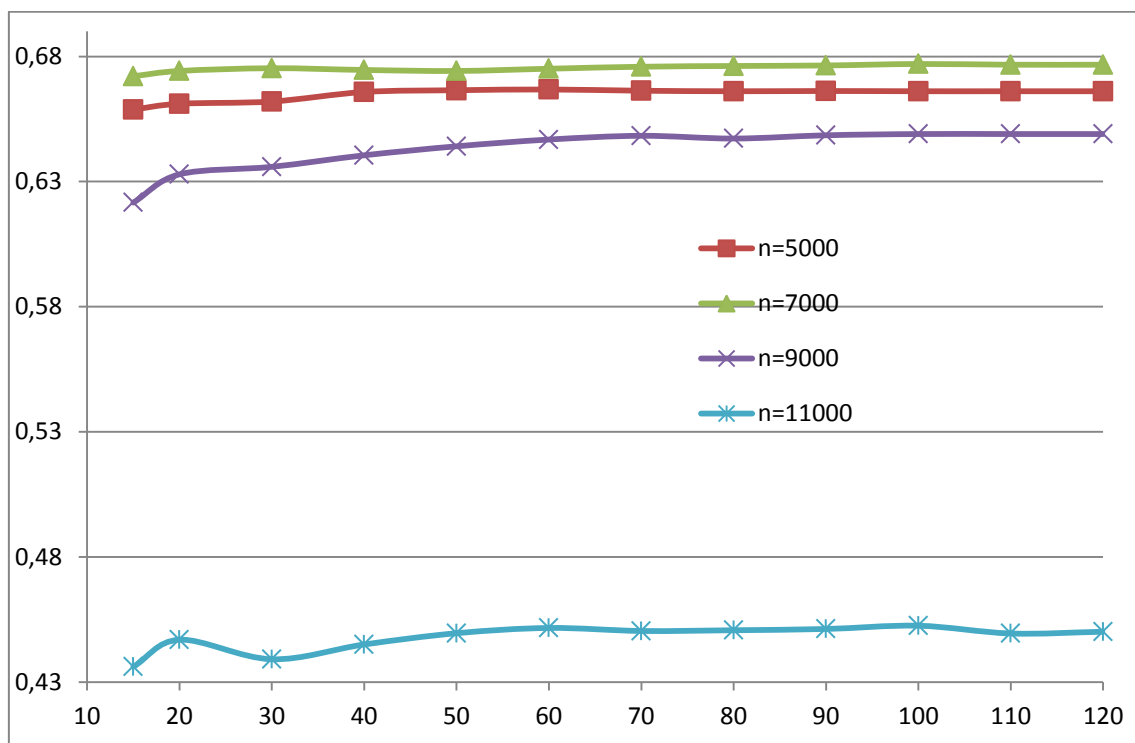


Fig 74: Gráfica rend volumétrico-diámetro tramo 2 a varios regímenes, config reg bajos

Como se puede apreciar en los resultados expresados en la gráfica anterior, el rendimiento volumétrico se mantiene prácticamente constante frente a variaciones en el diámetro del tramo 2 del colector superiores a 60 mm, para los cuales el

rendimiento volumétrico comienza a disminuir, siendo a altos regímenes más pronunciada dicha disminución.

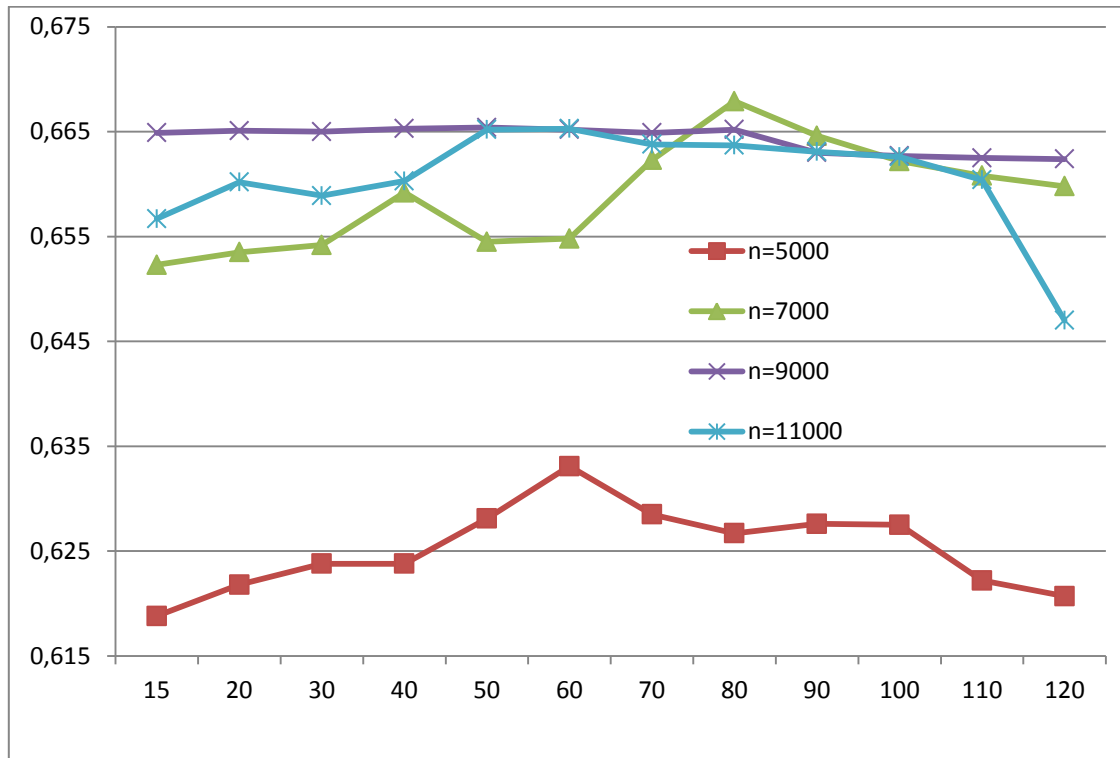


Fig 75: Gráfica rend volumétrico-diámetro tramo 2 a varios regímenes, config reg altos

A la vista de los resultados expresados en la gráfica anterior, el rendimiento volumétrico para altos regímenes apenas varía en un rango entre 50 y 90 mm de diámetro. Seleccionaremos 60 mm, pero podremos variar esta longitud dentro del rango indicado sin que el rendimiento a medias-altas vueltas se vea afectado de manera apreciable.

### Angulo de la "junction"

Se examinará la influencia del ángulo de la unión en el rendimiento volumétrico, para el modelo de dos depósitos modificando el ángulo  $\alpha$  que se muestra en la figura con valores desde  $180^\circ$  a  $80^\circ$ .

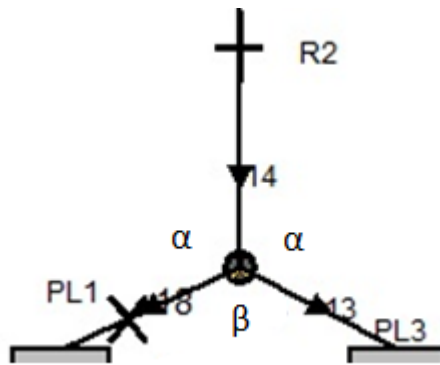


Fig 76: Ángulos de la unión

Para ello procedemos a un análisis paramétrico para varios regímenes de giro distintos, 5.000 rpm, 7.000 rpm, 9.000 rpm y 11.000 rpm, con los valores obtenidos anteriormente para regímenes medios-bajos (2 depósitos de 1L cada uno, una longitud de 430 mm, un diámetro de 20 mm para los conductos de admisión y una longitud de 220 mm para el primer tramo y 100 mm para el segundo).

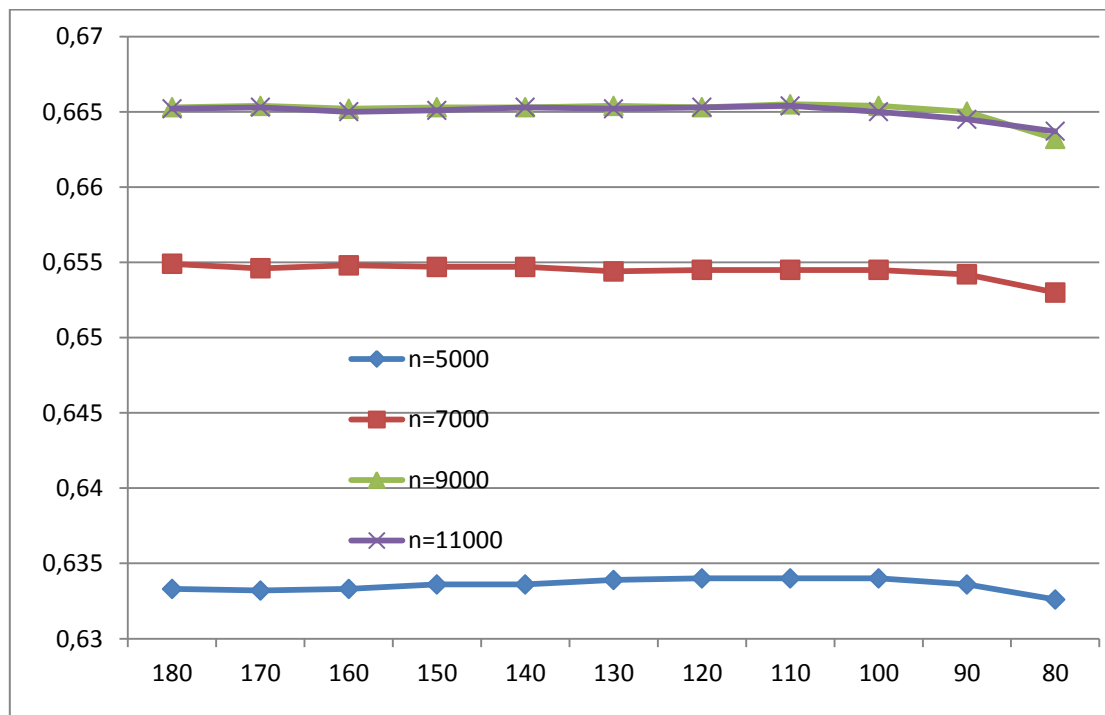


Fig 77: Gráfica rend volumétrico-ángulo a varios regímenes, config reg altos



Posteriormente realizaremos el mismo análisis con los valores obtenidos anteriormente para regímenes de giro medios-altos (2 depósitos de 2L cada uno, una longitud de 270 mm, un diámetro de 30 mm para los conductos de admisión y una longitud de 240 mm para el primer tramo y 160 mm para el segundo).

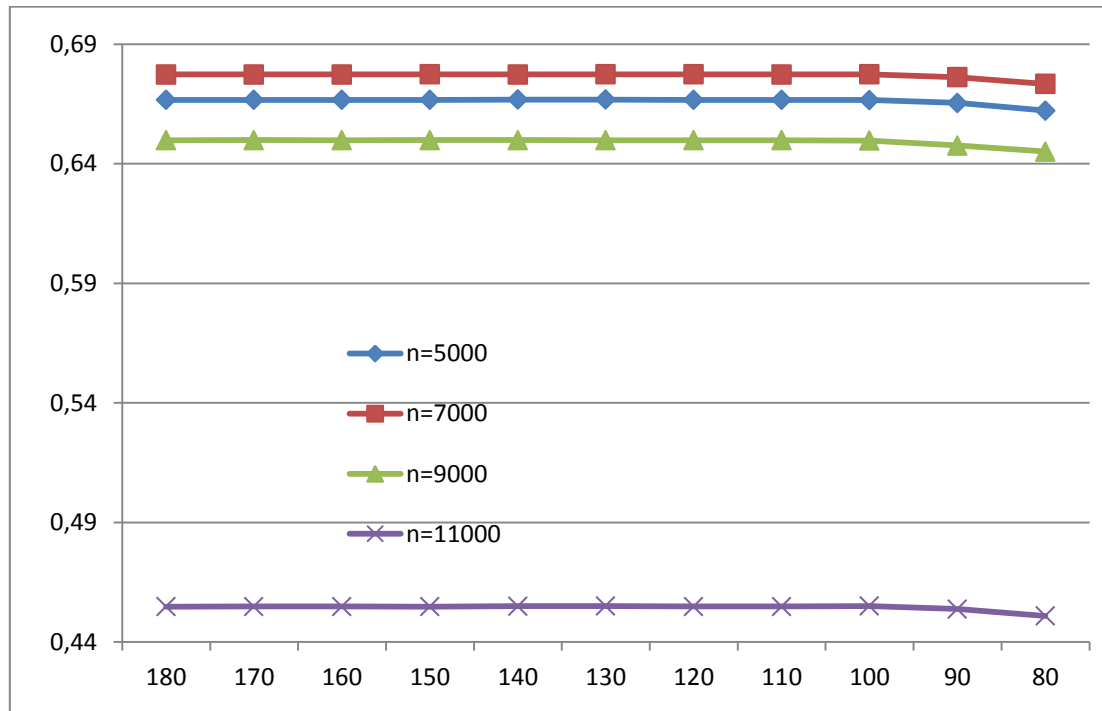


Fig 78: Gráfica rend volumétrico-ángulo a varios regímenes, config reg bajos

Como se puede apreciar en los resultados obtenidos, el ángulo de la unión prácticamente no influye en el rendimiento volumétrico para valores de  $\alpha$  superiores a  $90^\circ$ ; para valores de  $\alpha$  menores de  $90^\circ$  se introduce una pérdida de carga en el flujo del aire que hace que el rendimiento volumétrico comience a disminuir aunque no de manera muy pronunciada.

### Posición de los inyectores dentro de los conductos de admisión

Estudiaremos también la influencia de la posición de los inyectores dentro de los conductos de admisión en el rendimiento volumétrico, primero con los valores obtenidos anteriormente para regímenes medios-bajos (2 depósitos de 1L cada uno, una longitud de 430 mm, un diámetro de 20 mm para los conductos de admisión, una longitud del primer tramo de 220 mm y 100 mm para el segundo), y posteriormente para el modelo de dos depósitos con los valores obtenidos anteriormente para regímenes medios-altos (2 depósitos de 2L cada uno, una longitud de 270 mm, un diámetro de 30 mm para los conductos de admisión y una longitud del primer tramo del colector de 240 mm, 160 mm para el segundo, y un diámetro del primer tramo de 50 mm y 60 para el segundo). Para ello realizamos un análisis paramétrico para varios regímenes de giro distintos, 5.000 rpm, 7.000 rpm, 9.000 rpm y 11.000 rpm.

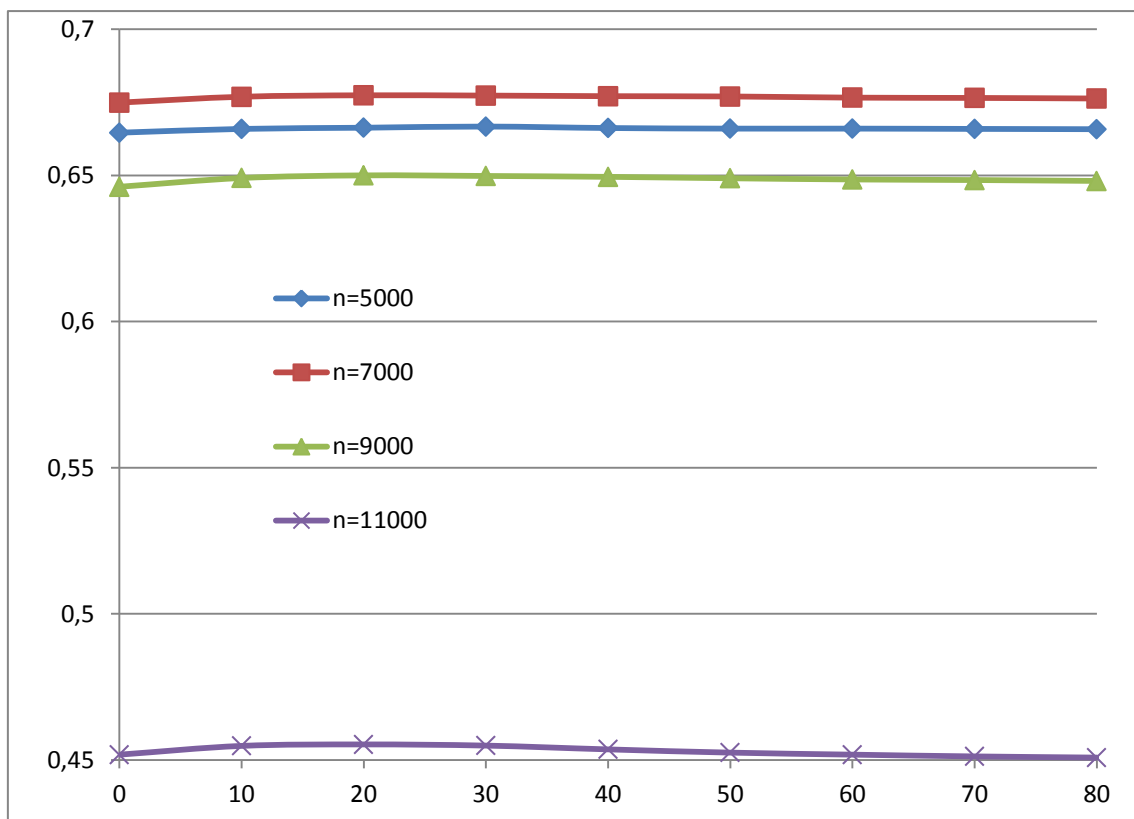


Fig 79: Gráfica rend volumétrico-posición de los inyectores varios regímenes, config reg bajos

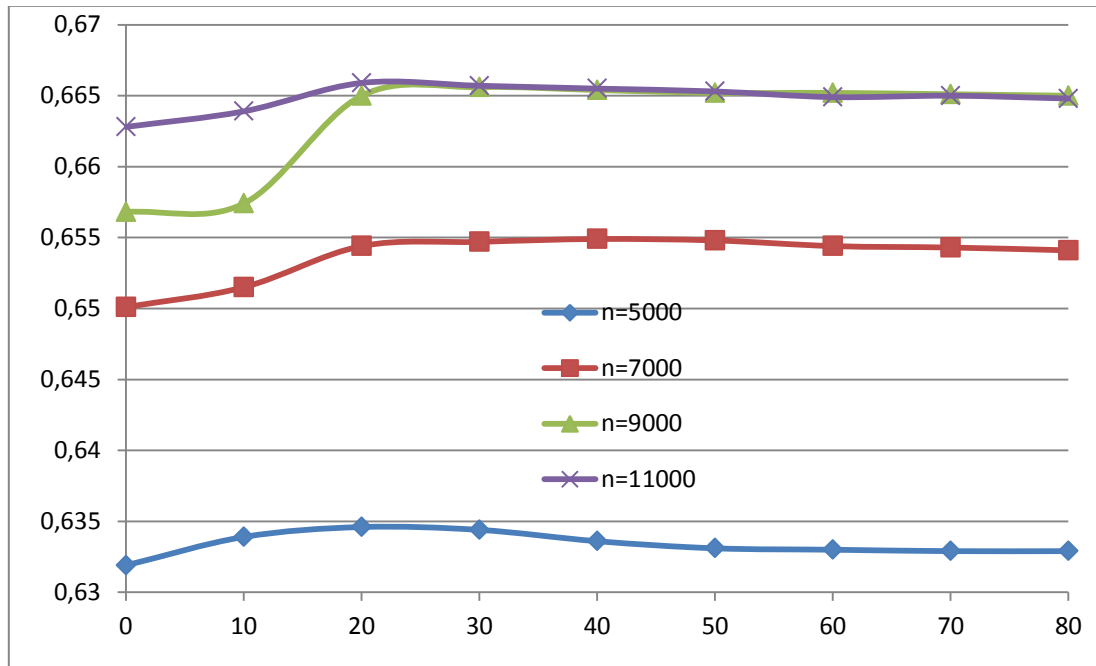


Fig 80: Gráfica rend volumétrico-posición de los inyectores varios regímenes, config reg altos

Como puede apreciarse en los resultados contenidos en las gráficas anteriores, la ubicación de los inyectores dentro de los conductos no afecta de manera decisiva al rendimiento volumétrico. Cuando los inyectores se sitúan próximos a las válvulas de admisión, no se obtiene una mezcla suficientemente homogénea disminuyendo ligeramente el rendimiento volumétrico del motor. Por otro lado cuando los inyectores se sitúan a mayor distancia de las válvulas de admisión, cierta cantidad de combustible se deposita en las paredes no llegando al cilindro, lo que disminuye ligeramente el rendimiento volumétrico. Los valores óptimos del rendimiento se obtienen cuando los inyectores se sitúan a una distancia entre 20 y 30 mm de las válvulas de admisión.

### Condiciones ambientales

La temperatura y humedad relativa del aire de admisión pueden variar la densidad del aire de manera que alteren el rendimiento volumétrico. A medida que disminuye la temperatura la densidad del aire que entra es mayor y para un mismo volumen entra más masa y por tanto aumenta el rendimiento volumétrico. Por otra parte cuando aumenta la temperatura del ambiente, 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 y por tanto la transferencia de calor es menor, aumentando el rendimiento volumétrico al aumentar la temperatura del aire.

Para analizar la influencia de ambos efectos en el rendimiento volumétrico, realizaremos un análisis paramétrico a varios regímenes de giro, primero con los valores obtenidos anteriormente para regímenes medios-bajos, y posteriormente para los valores obtenidos anteriormente para regímenes medios-altos.

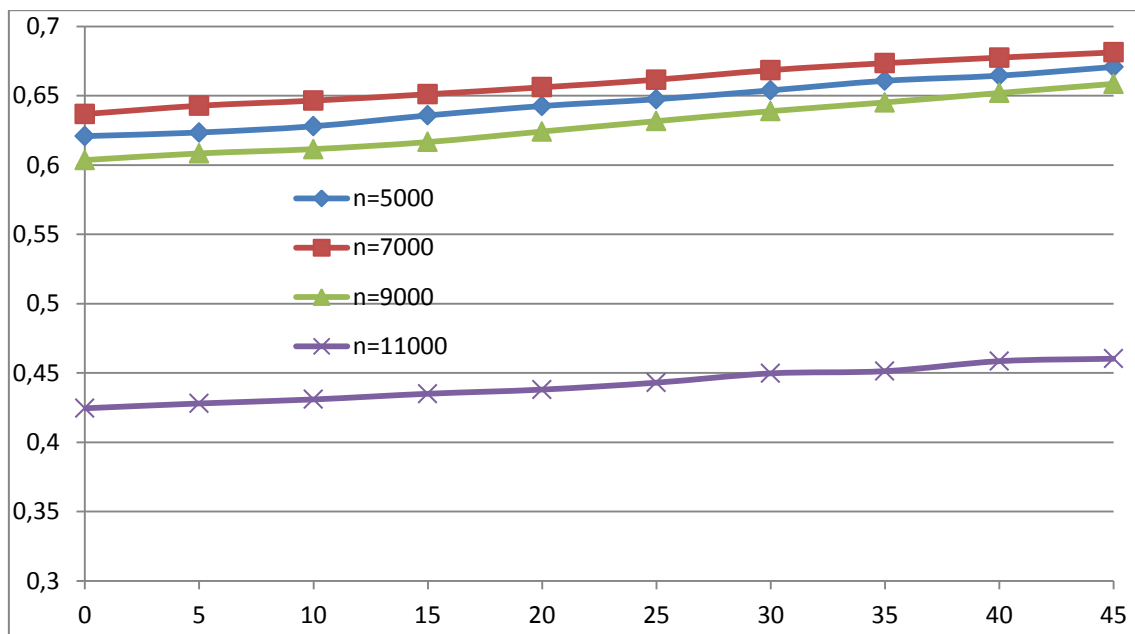


Fig 81: Gráfica rend volumétrico-temperatura ambiente a varios regímenes, config reg bajos

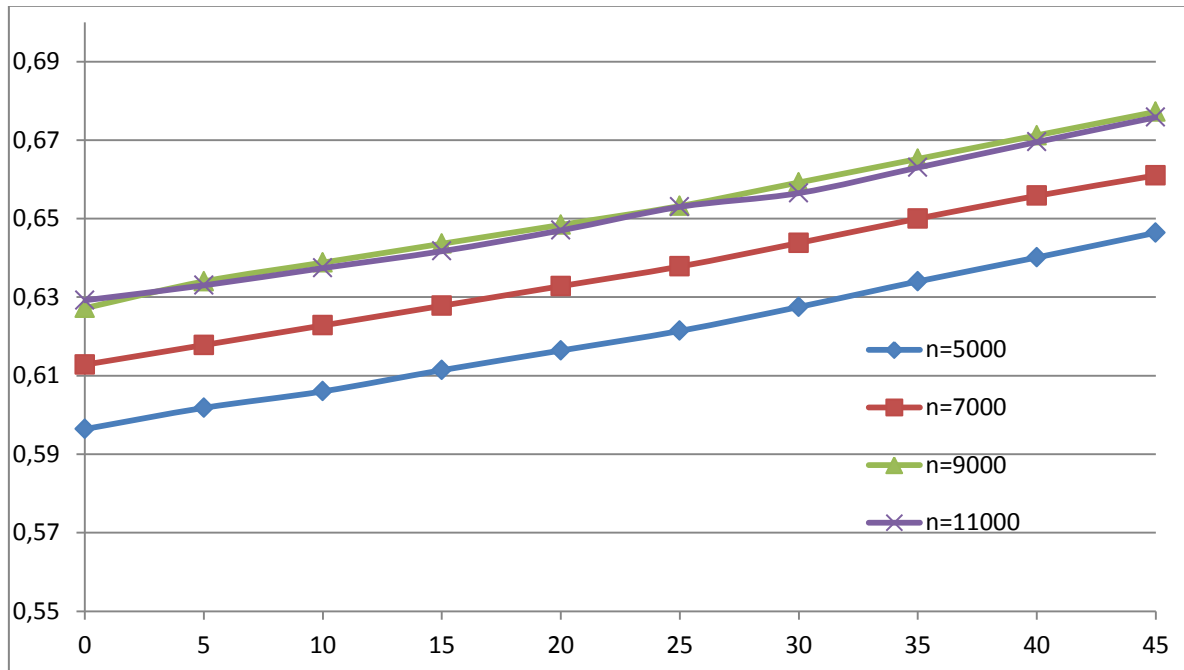


Fig 82: Gráfica rend volumétrico-temperatura ambiente a varios regímenes, config reg altos

A la vista del contenido de las gráficas anteriores, el rendimiento volumétrico tiende a aumentar a medida que la temperatura exterior es mayor. Esto se explica porque el efecto de la menor transferencia de calor que tiende a aumentar el rendimiento, es superior a la disminución de la densidad del aire que tiende a disminuir el rendimiento volumétrico.

### Régimen de giro

Por último realizaremos para ambas configuraciones un análisis paramétrico para comprobar como varía el rendimiento volumétrico en los diferentes regímenes de giro a los que puede trabajar nuestro motor.

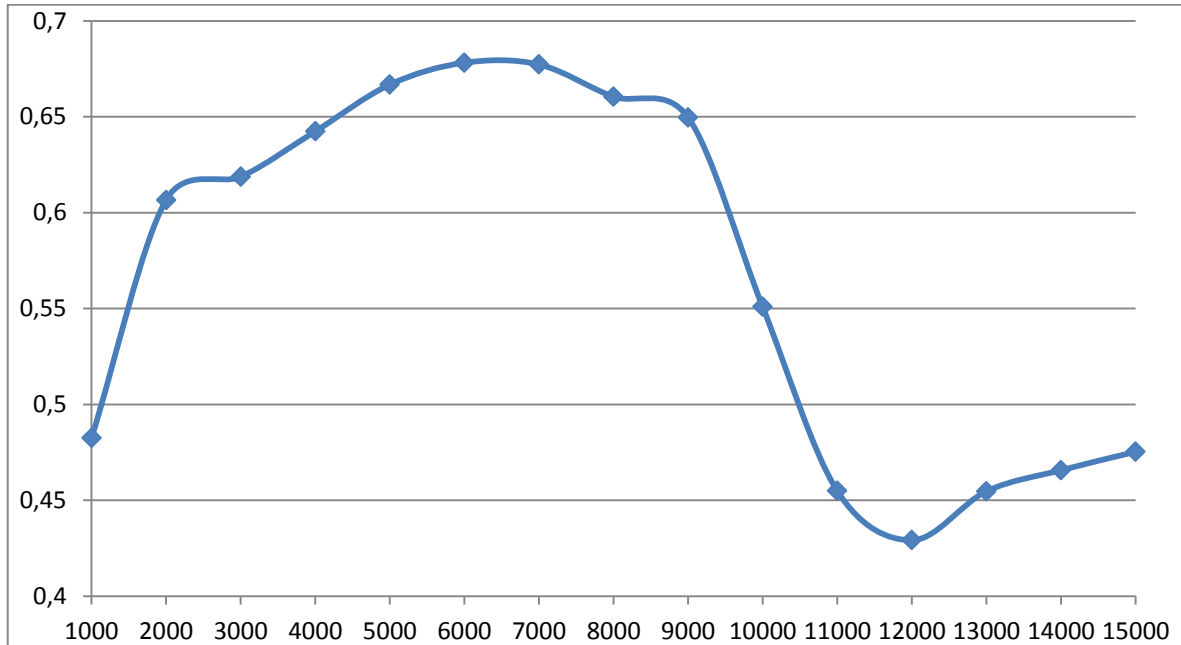


Fig 83: Gráfica rend volumétrico-régimen de giro, config reg bajos

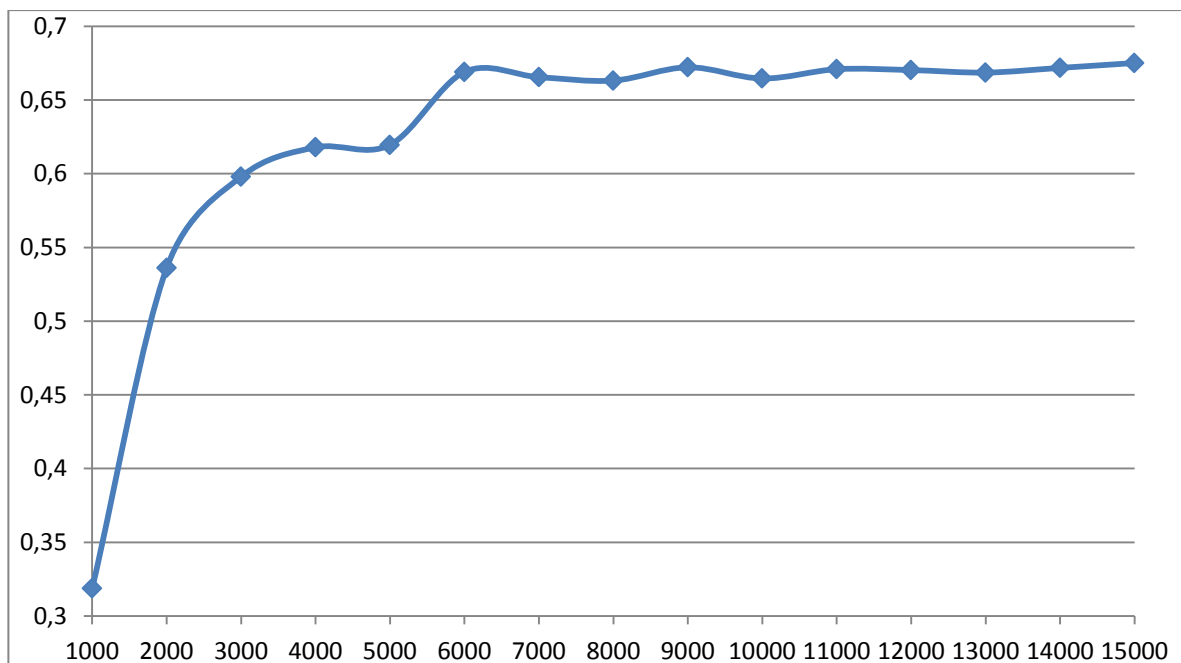


Fig 84: Gráfica rend volumétrico-régimen de giro, config reg altos

Como se puede apreciar en las gráficas anteriores, con la configuración para regímenes medios-bajos permite obtener valores máximos del rendimiento volumétrico mayores que la configuración para regímenes medios-altos. Sin embargo con esta configuración, para regímenes mayores de 9.000 rpm el rendimiento disminuye significativamente obteniéndose valores demasiado bajos.

Con la configuración para regímenes medios-altos los valores máximos obtenidos son ligeramente menores, pero permite que el motor trabaje con un rendimiento volumétrico superior a 0,6 en un amplio rango de regímenes de giro.

## 6. Resultados y conclusiones

Una vez analizado cada uno de los factores que afectan al rendimiento volumétrico de manera individual, y habiendo obtenido los rangos óptimos para cada uno de ellos, investigaremos la solución óptima para nuestro vehículo.

Debido a que nuestro motor alcanza altos regímenes de giro (15.000 rpm) y que los circuitos en los que correrá nuestra formula no poseen largas rectas, cada vuelta será una constante sucesión de subidas y bajadas de marchas, por lo que nos interesará diseñar nuestro sistema de admisión a regímenes de giro medio-altos, es decir, a los regímenes de giro cercanos a los que el piloto cambiará de marchas, que resultan ser las condiciones de funcionamiento a las que el motor trabajará la mayor parte del tiempo, en el entorno de las 9.000-11.000 rpm.

Examinando los resultados obtenidos se observa que con la configuración del sistema de admisión para regímenes de giro medios-bajos aunque se obtiene un rendimiento volumétrico máximo de 0,6782, éste decae mucho a medida que el régimen de giro aumenta y se acerca a las condiciones normales de funcionamiento, llegando a obtenerse valores de rendimiento volumétrico demasiado bajos.

Por otro lado, con la configuración del sistema de admisión para regímenes de giro medios-altos el rendimiento máximo que se obtiene es menor, aunque éste se obtiene para regímenes de giro cercanos a las condiciones normales de funcionamiento de nuestro motor. Además, según los valores obtenidos cuando el régimen de giro disminuye el rendimiento volumétrico no decae de manera tan pronunciada, como sucede en la configuración anterior.

Por lo indicado, la configuración elegida será la obtenida para regímenes de giro medio-altos, y los valores óptimos obtenidos para las diferentes variables del sistema de admisión son:

<b>Variable</b>	<b>Dimensión</b>
Volumen del plenum	4L (2x2L)
Longitud de los conductos	270 mm
Diámetro de los conductos	30 mm
Longitud del primer tramo del colector	240 mm
Longitud del segundo tramo del colector	160 mm
Diámetro del primer tramo del colector	50 mm
Diámetro del segundo tramo del colector	60 mm
Posición de los inyectores	20 mm
Ángulo de la unión	170 °

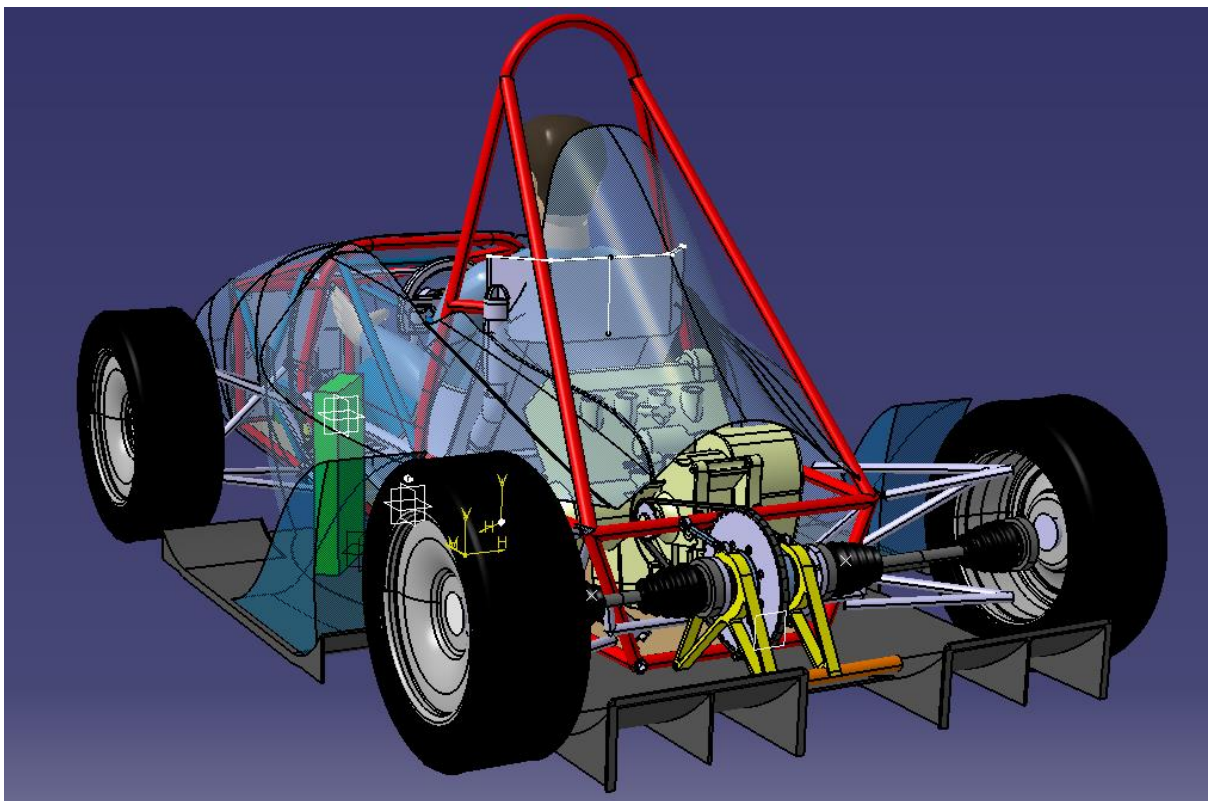


Y el rendimiento volumétrico máximo que se obtiene a 11.000 rpm es:

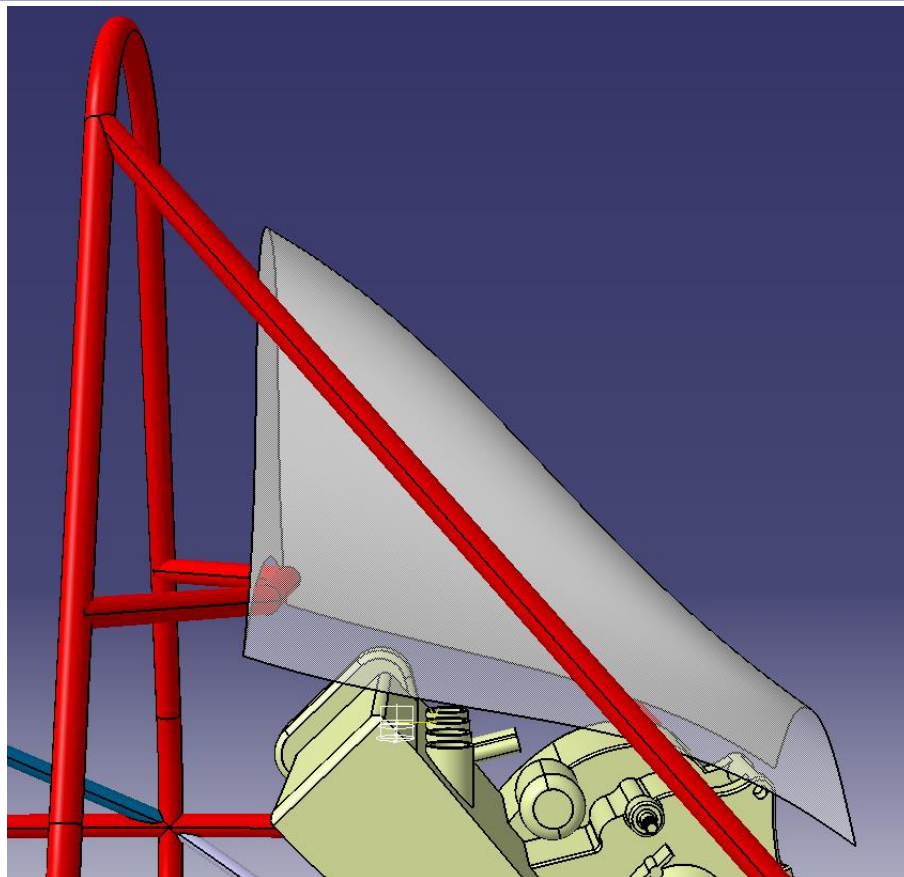
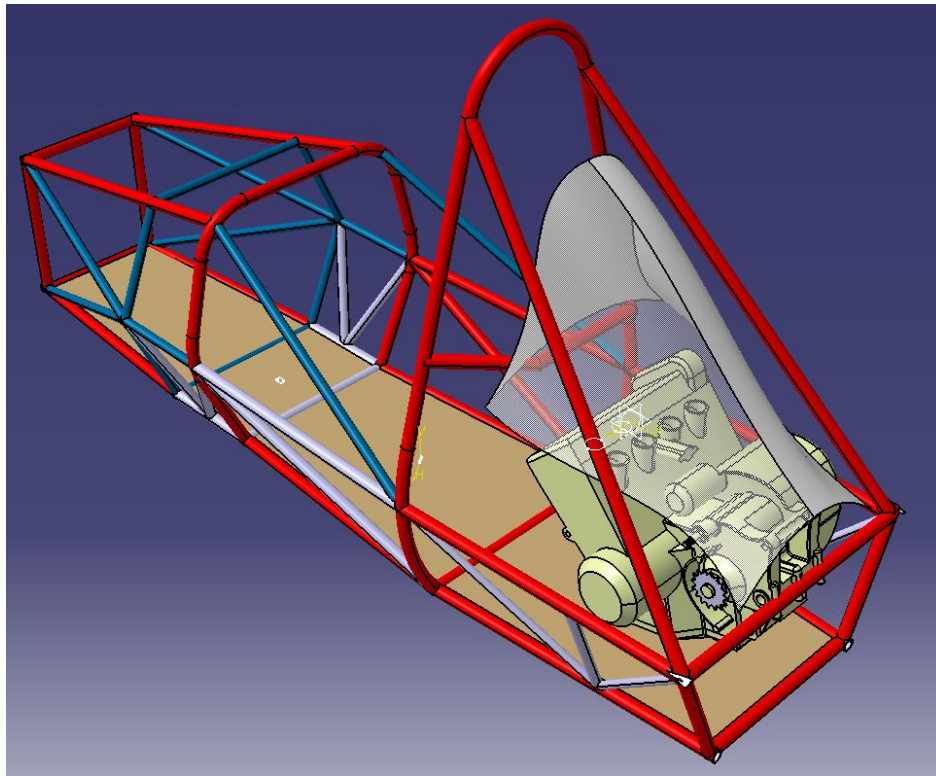
$$\eta_v = 0,6709$$

Una vez obtenidas las dimensiones óptimas de los diferentes elementos que forman el sistema de admisión, se intentará obtener un diseño sencillo y de fácil construcción.

En la fase de diseño nos encontramos con las restricciones de la normativa FSAE más las restricciones adicionales impuestas por el chasis y la carrocería del vehículo, reduciendo el espacio disponible para el sistema de admisión.



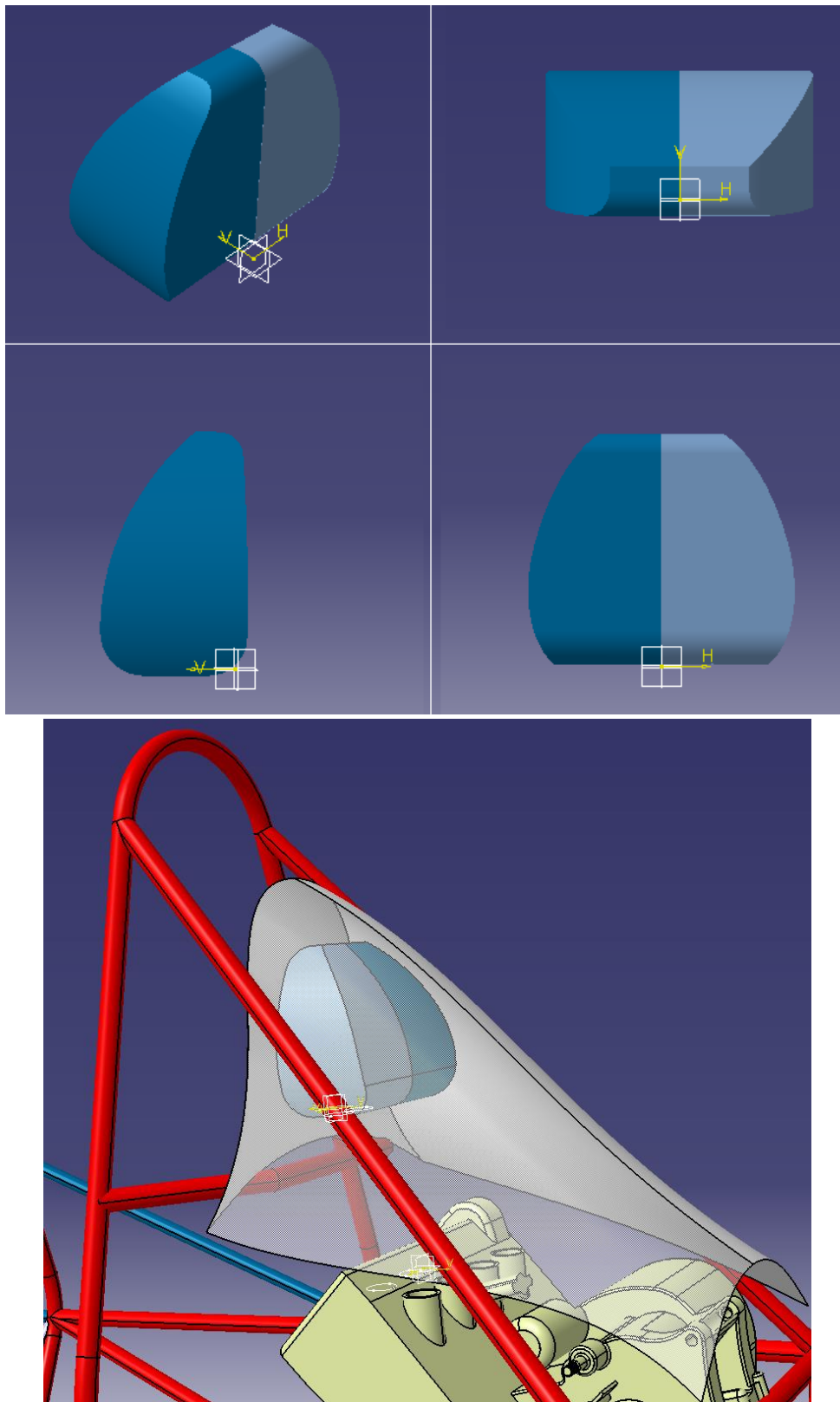
*Fig 85: Parte trasera del monoplace*



*Fig 86: Espacio disponible para el sistema de admisión en el monoplaça*

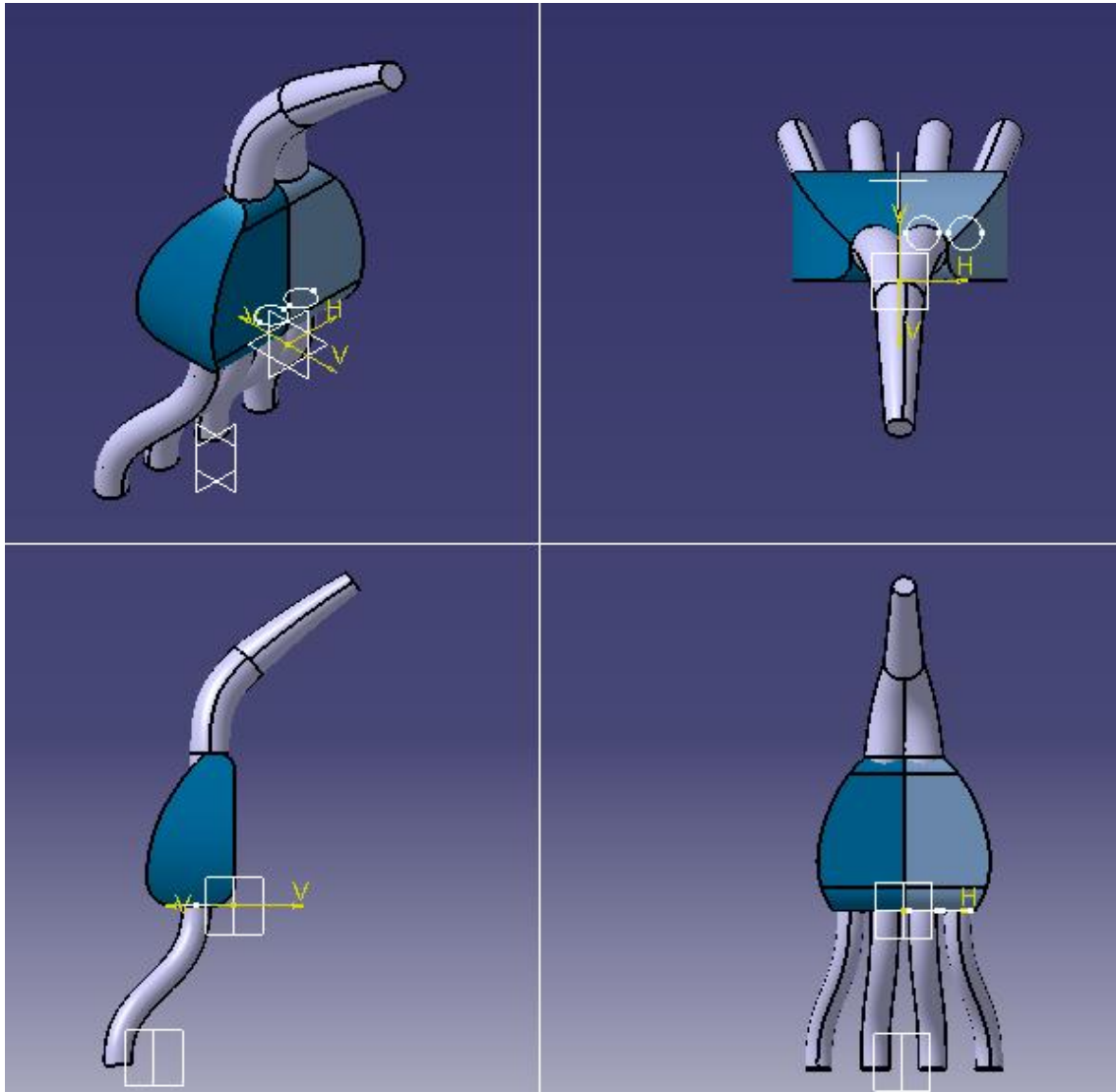
Como se puede apreciar en las imágenes, debido a que el monoplaça lleva la parte trasera carenada, el espacio disponible para el sistema de admisión es limitado.

En primer lugar situaremos el plénum, con un diseño sencillo y fácil de fabricar con fibra a partir de un molde del mismo.



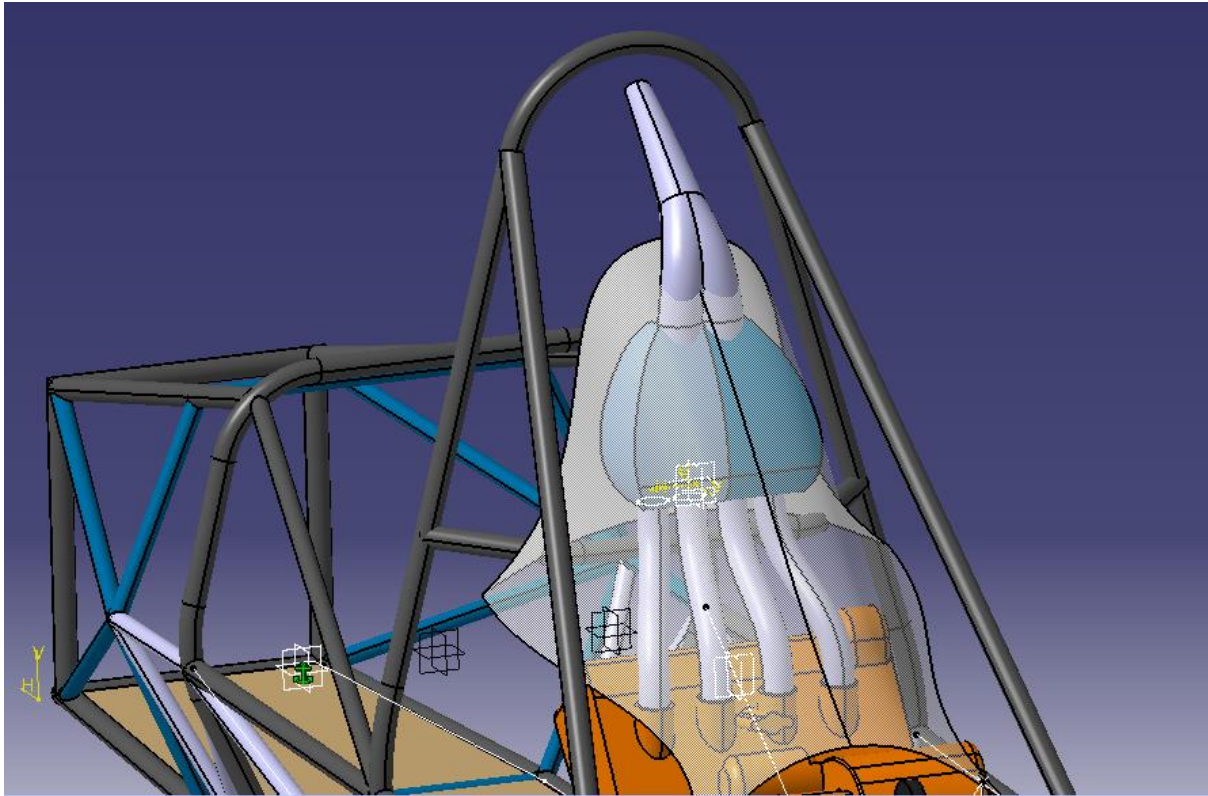
*Fig 87: Diseño del plénum de admisión del monoplaza*

Una vez situado el plenum, y teniendo en cuenta el espacio disponible, se sitúan los conductos y el colector, intentando respetar las dimensiones óptimas obtenidas anteriormente, con una forma sencilla y con la menor curvatura posible, quedando solo pendiente unir el conjunto acelerador-restrictor a nuestro sistema de admisión.



*Fig 88: Diseño del sistema de admisión del monoplaza*



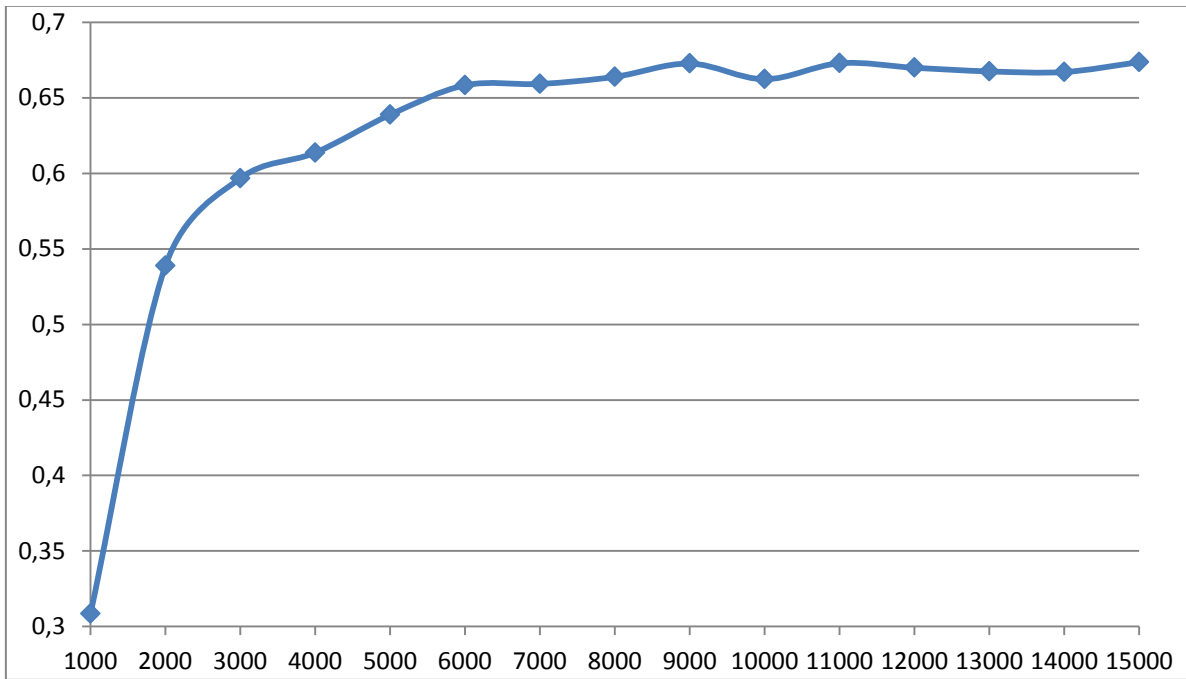


*Fig 89: Implantación del sistema de admisión en el monoplaça*

Una vez obtenido el diseño teniendo en cuenta las restricciones impuestas por el espacio disponible, las dimensiones de los diferentes elementos que forman el sistema de admisión serán:

<b>Variable</b>	<b>Dimensión</b>
Volumen del plénum	4L (2x2L)
Longitud de los conductos	270 mm
Diámetro de los conductos	30 mm
Longitud del primer tramo del colector	170 mm
Longitud del segundo tramo del colector	140 mm
Diámetro del primer tramo del colector	50 mm
Diámetro del segundo tramo del colector	50 mm
Posición de los inyectores	30 mm
Ángulo de la unión	170°

Para analizar los resultados que lograremos con nuestro sistema de admisión, obtendremos mediante el software el rendimiento volumétrico que se consigue para los diferentes regímenes de giro a los que puede trabajar nuestro motor.



*Fig 90: Gráfica rendimiento volumétrico-régimen de giro.*

Como se observa en la gráfica anterior, con las dimensiones definitivas, se obtiene un buen rendimiento volumétrico para un amplio rango de regímenes de giro y solo a muy bajas vueltas el motor trabajaría con bajos rendimientos volumétricos.

## 7. Anexos

### Anexo 1: Listado de abreviaturas

SAE: Society of Automotive Engineers.

MCIA: Motores de combustión interna alternativa.

MEC: Motores de encendido por compresión (Diésel).

MECH: Motores de encendido por chispa (Gasolina).

PMS: punto muerto superior.

PMI: punto muerto inferior.

n: régimen de giro.

rpm: revoluciones por minuto.

SOHC: Un único árbol de levas en cabeza.

DOHC: Doble árbol de levas en cabeza.

$F$ : Dosado o dosado absoluto, relación combustible-aire.

$F_e$ : Relación combustible-aire para la relación estequiométrica.

$F_R$ : Dosado relativo, dosado absoluto dividido por el dosado estequiométrico.

D: Diámetro del cilindro.

S: carrera del cilindro.

$A_p$ : Sección del pistón.

$V_D$ : Cilindrada unitaria.

Z: número de cilindros.

$V_T$ : Cilindrada total.

$V_C$ : Volumen muerto.

$r$ : Relación de compresión.

$C_m$ : Velocidad lineal del pistón.

$W_i$ : Trabajo indicado del proceso básico

$W_b$ : Trabajo de bombeo.

$N_i$ : Potencia media indicada.

$p_{mi}$ : Presión media indicada.

$N_e$ : Potencia media efectiva.

$p_{me}$ : Presión media efectiva

$N_{pm}$ : Potencia absorbida por las pérdidas mecánicas

$p_{mpm}$ : Presión media de pérdidas mecánicas.

$\eta_i$ : Rendimiento indicado.

$\eta_e$ : Rendimiento efectivo.

$\eta_m$ : Rendimiento mecánico.

$\dot{m}_f$ : Gasto de combustible.

$\dot{m}_a$ : Gasto de aire.

$\rho$ : Densidad del fluido.

$H_f$ : Poder calorífico

$g_f$ : Consumo específico de combustible.

$\eta_V$ : Rendimiento volumétrico.

$L_v$ : Levantamiento de válvula.

Z: Índice de Mach.

$\bar{M}_V$ : Número de Mach medio.

$T_r$ : Temperatura del refrigerante.

AAA: Avance en la apertura de la admisión.

RCA: Retraso en el cierre de la admisión.

AAE Avance en la apertura del escape.

RCE: Retraso en el cierre del escape.



## Anexo 2: Características técnicas del motor

### 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	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) (After '04) D208FK (Dunlop) D218FK (Dunlop) Pilot SPORT E (Michelin)
	Rear tire brand	('03, '04) BT012R RADIAL L (Bridgestone) (After '04) D208K (Dunlop) 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
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

## 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 rectifi- cation FET shorted/triple phase, full wave rectifi- cation Battery

## GENERAL INFORMATION

### CYLINDER HEAD/VALVES 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)	36.34 (1.431) 35.32 (1.391)	
	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)	3.965 (0.1561) 3.955 (0.1557)	
		Valve guide I.D.	IN/EX 4.000 - 4.012 (0.1575 - 0.1580)	4.04 (0.159)
	Stem-to-guide clearance	IN 0.010 - 0.037 (0.0004 - 0.0015) EX 0.020 - 0.047 (0.0008 - 0.0019)	0.075 (0.0030) 0.085 (0.0033)	
		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 head		IN 0.90 - 1.10 (0.035 - 0.043) EX 0.90 - 1.10 (0.035 - 0.043)	1.5 (0.06) 1.5 (0.06)
		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)			34.4 (1.35) 38.1 (1.50)
	Cylinder head warpage		-	0.10 (0.004)

## CRANKSHAFT/PISTON/CYLINDER SPECIFICATIONS

Unit: mm (in)

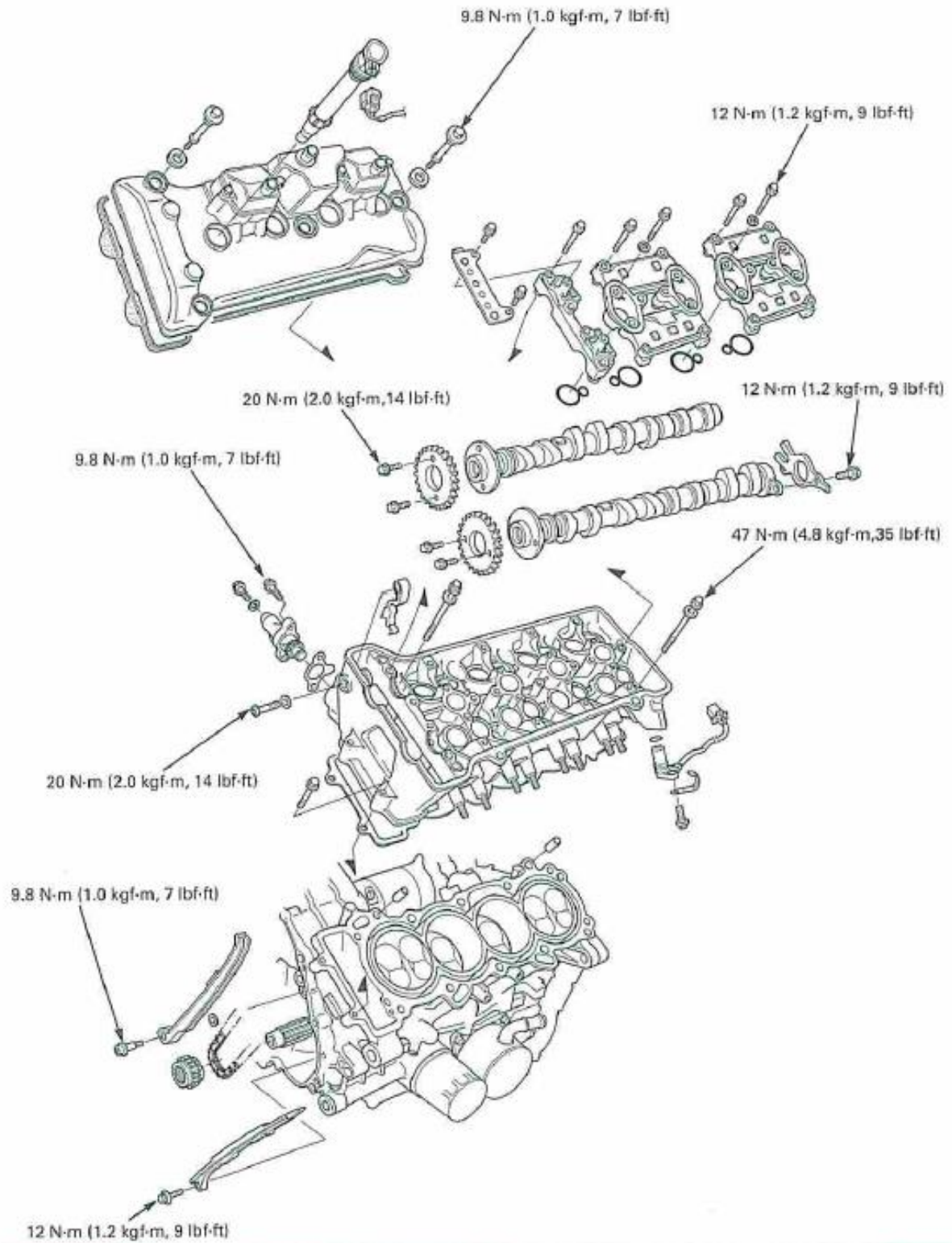
ITEM		STANDARD	SERVICE LIMIT	
Crankshaft	Connecting rod side clearance	0.15 – 0.30 (0.006 – 0.012)	0.35 (0.014)	
	Crankpin bearing oil clearance	0.028 – 0.052 (0.0011 – 0.0020)	0.06 (0.002)	
	Main journal bearing oil clearance	0.020 – 0.038 (0.0008 – 0.0015)	0.05 (0.002)	
	Runout	-	0.05 (0.002)	
Piston, 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)	

## 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



## CYLINDER HEAD/VALVES COMPONENT LOCATION



## 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)	36.34 (1.431)
		EX 35.34 – 35.58 (1.391 – 1.401)	35.32 (1.391)
	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)	3.965 (0.1561)
		EX 3.965 – 3.980 (0.1561 – 0.1567)	3.955 (0.1557)
	Valve guide I.D.	IN/EX 4.000 – 4.012 (0.1575 – 0.1580)	4.04 (0.159)
	Stem-to-guide clearance	IN 0.010 – 0.037 (0.0004 – 0.0015)	0.075 (0.0030)
		EX 0.020 – 0.047 (0.0008 – 0.0019)	0.085 (0.0033)
	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)	1.5 (0.06)
EX 0.90 – 1.10 (0.035 – 0.043)		1.5 (0.06)	
Valve spring free length	IN	Inner 36.17 (1.424)	35.1 (1.38)
		Outer 39.76 (1.565)	38.8 (1.53)
	EX	Inner 35.34 (1.391)	34.4 (1.35)
		Outer 39.05 (1.537)	38.1 (1.50)
Cylinder head warpage		-	0.10 (0.004)

## Anexo 3: Ecuaciones ondas de presión en un flujo de gas

Consideramos el caso de un frente de onda en movimiento, AB, como el que se muestra en la figura 91. La velocidad de propagación es  $\alpha$ , y se está moviendo como un gas estacionario a las condiciones de referencia  $\rho_0$  y  $p_0$ . La presión y la densidad tras el frente de onda son  $\rho$  y  $p$ , mientras que la velocidad asociada a las partículas del gas es  $c$ . En el caso de que impusiéramos una velocidad media  $\alpha$  para las partículas del gas en todo el sistema que se muestra en la Fig 91(a), de este modo el régimen que se muestra en la Fig 91(b), se convertiría en realidad. Esto nos daría un frente de onda estacionario AB nos permitiría suponer que el frente de onda se mantiene reposo y es el gas el que se mueve, reduciendo así el problema a uno de flujo constante. Consideraremos que el área del conducto es constante e igual a  $A$ .

La ecuación de continuidad a través de un frente de onda estacionario puede escribirse como:

$$(\alpha - c)\rho A = \alpha\rho_0 A \quad \text{Eq 1}$$

La ecuación de momento, donde la fuerza es igual a la tasa de cambio del momento, puede escribirse como:

$$(\alpha - (\alpha - c))\alpha\rho_0 A = (p - p_0)A$$

O bien:

$$c\alpha\rho_0 = p - p_0 \quad \text{Eq 2}$$

Esta ecuación puede ser reescrita como:

$$\frac{p}{\rho} = \frac{p_0}{\rho} + \frac{c\alpha\rho_0}{\rho} \quad \text{Eq 3}$$

La primera ley de la termodinámica aplicada a un frente de onda estacionario puede escribirse como:

$$C_P T_A + \frac{(\alpha - c)^2}{2} = C_P T_B + \frac{c^2}{2}$$

$$\frac{\gamma R}{\gamma - 1} T_A + \frac{(\alpha - c)^2}{2} = \frac{\gamma R}{\gamma - 1} T_B + \frac{c^2}{2}$$

$$\frac{1}{\gamma - 1} \frac{p}{\rho} + \frac{p}{\rho} + \frac{(\alpha - c)^2}{2} = \frac{1}{\gamma - 1} \frac{p_0}{\rho_0} + \frac{p_0}{\rho_0} + \frac{c^2}{2}$$

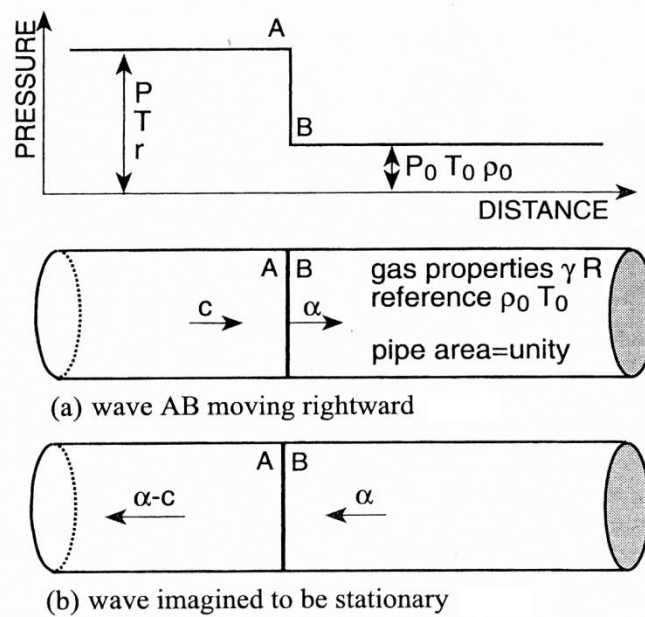


Fig 91: Movimiento de una onda de presión.

$$-\alpha c + \frac{c^2}{2} = \frac{1}{\gamma - 1} \frac{p}{\rho} + \frac{p}{\rho} - \frac{1}{\gamma - 1} \frac{p_0}{\rho_0} + \frac{p_0}{\rho_0}$$

Sustituyendo  $\rho_0/\rho$  por la ecuación 3, y reemplazando  $\gamma p_0/\rho_0$  por  $a_0^2$ , se obtiene:

$$\alpha^2 - \frac{\gamma - 1}{2} \alpha c - a_0^2 = 0 \quad \text{Eq 4}$$

Por lo tanto

$$c = \frac{2a_0}{\gamma + 1} \left( \frac{\alpha}{a_0} - \frac{a_0}{\alpha} \right) \quad \text{Eq 5}$$

Combinando las ecuaciones 4 y 2, se obtiene:

$$\alpha^2 - a_0^2 = \frac{\gamma + 1}{2} \left( \frac{p - p_0}{\rho_0} \right)$$

Dividiendo por  $a_0^2$  y sustituyendo de nuevo  $\gamma p_0/\rho_0$  por  $a_0^2$ , obtenemos la relación que nos proporciona la velocidad de propagación de una onda de compresión en movimiento

$$\alpha = a_0 \sqrt{\frac{\gamma + 1}{2\gamma} \frac{p}{p_0} + \frac{\gamma - 1}{2\gamma}} \quad \text{Eq 6}$$

Sustituyendo esta última expresión obtenida para la velocidad de propagación  $\alpha$  en la ecuación 5, obtenemos una relación directa para la velocidad de las partículas del gas,  $c$ :

$$c = \frac{\frac{a_0}{\gamma} \left( \frac{p}{p_0} - 1 \right)}{\sqrt{\frac{\gamma + 1}{2\gamma} \frac{p}{p_0} + \frac{\gamma - 1}{2\gamma}}} \quad \text{Eq 7}$$

Las relaciones de temperatura y densidad tras del frente de onda se determinan como sigue, partiendo de la ecuación de estado de los gases.

$$\frac{p}{p_0} = \frac{\rho RT}{\rho_0 RT_0} = \frac{\rho T}{\rho_0 T_0} \quad \text{Eq 8}$$

La cual combinándola con la ecuación 1, nos da:

$$\frac{T}{T_0} = \frac{p}{p_0} \left( \frac{\alpha - c}{\alpha} \right)$$

Combinando esta última expresión con la ecuación 5 obtenemos:

$$\frac{T}{T_0} = \frac{p}{p_0} \left( \frac{\gamma - 1}{\gamma + 1} + \frac{2}{\gamma + 1} \frac{a_0^2}{\alpha^2} \right)$$

Combinándola de nuevo con la ecuación 6 obtenemos la relación para la temperatura.

$$\frac{T}{T_0} = \frac{p}{p_0} \left( \frac{\frac{\gamma - 1}{\gamma + 1} \frac{p}{p_0} + 1}{\frac{p}{p_0} + \frac{\gamma - 1}{\gamma + 1}} \right) \quad \text{Eq 9}$$



Si por el contrario combinamos la expresión con la ecuación 8, obtenemos la relación para la densidad.

$$\frac{\rho}{\rho_0} = \frac{\frac{p}{p_0} + \frac{\gamma - 1}{\gamma + 1}}{\frac{\gamma - 1}{\gamma + 1} \frac{p}{p_0} + 1} \quad \mathbf{Eq\ 10}$$

Las ecuaciones 9 y 10 muestran el carácter no isentrópico del flujo. Por ejemplo, una compresión isentrópica daría la siguiente relación entre la presión y la densidad.

$$\frac{p}{p_0} = \left( \frac{\rho}{\rho_0} \right)^\gamma$$

La relación isentrópica es claramente diferente de las expresiones que se han deducido para un frente de onda en movimiento.

## Anexo 4: Ecuaciones de un fluido a través de una restricción

En muchas partes del ciclo del motor, el fluido fluye a través de una reducción o restricción en el área de flujo. Los flujos reales de esta naturaleza suelen estar relacionados con un flujo ideal equivalente. El flujo ideal equivalente es el flujo adiabático, reversible y estable (sin fricción) de un fluido ideal a través de un conducto con idéntica geometría y dimensiones. Para un flujo de fluido real, las desviaciones de los supuestos ideales enumerados anteriormente se tienen en cuenta mediante la introducción de un coeficiente de flujo o coeficiente de descarga  $C_D$ , donde:

$$C_D = \frac{\text{flujo de masa real}}{\text{flujo de masa ideal}}$$

Alternativamente, el flujo o coeficiente de descarga se pueden definir en términos de un área de sección transversal efectiva del conducto y un área de referencia. El área de referencia se toma generalmente como el área mínima de la sección transversal. El área efectiva de la restricción del flujo es entonces el área de la sección transversal de la garganta de una tobera sin fricción por la que pasaría un determinado caudal másico, entre un gran depósito aguas arriba de la tobera a la presión de remanso aguas arriba y un gran depósito aguas abajo de la tobera a la presión estática medida aguas abajo. Así:

$$C_D = \frac{A_E}{A_R}$$

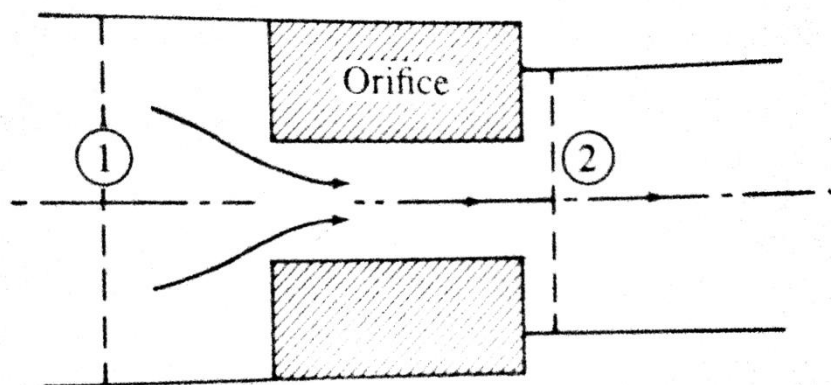


Fig 92: Esquema de un flujo de líquido a través de un orificio

### Flujo líquido

Consideramos un flujo de un líquido a través de un orificio, como se muestra en la figura anterior, para el flujo ideal la ecuación de Bernoulli puede escribirse:

$$p_1 + \rho \frac{V_1^2}{2} = p_2 + \rho \frac{V_2^2}{2}$$

Para un flujo incompresible, la ecuación de continuidad nos da:

$$V_1 A_1 = V_2 A_2$$

Y el caudal másico ideal a través de un orificio está dado por la expresión:

$$\dot{m}_{ideal} = A_2 \left[ \frac{2\rho(p_1 - p_2)}{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2} \right]^{1/2}$$

El caudal másico real se obtiene a partir del coeficiente de descarga:

$$\dot{m}_{real} = C_D \left( A_2 \left[ \frac{2\rho(p_1 - p_2)}{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2} \right]^{1/2} \right)$$

El coeficiente de descarga para flujos líquidos es una función de las dimensiones y forma del orificio, la rugosidad de la superficie, caudal másico y propiedades del fluido (densidad, tensión superficial y viscosidad). Se utiliza el número de Reynolds del orificio como un parámetro para correlacionar el coeficiente de descarga con los efectos del caudal, densidad, viscosidad y diámetro ( $D_2$ ) con una buena aproximación.

$$Re_0 = \frac{\rho V_2 D_2}{\mu} = \frac{V_2 D_2}{\nu}$$

Flujo de gas

Consideramos el flujo de un gas ideal con calores específicos constantes a través del conducto mostrado en la figura.

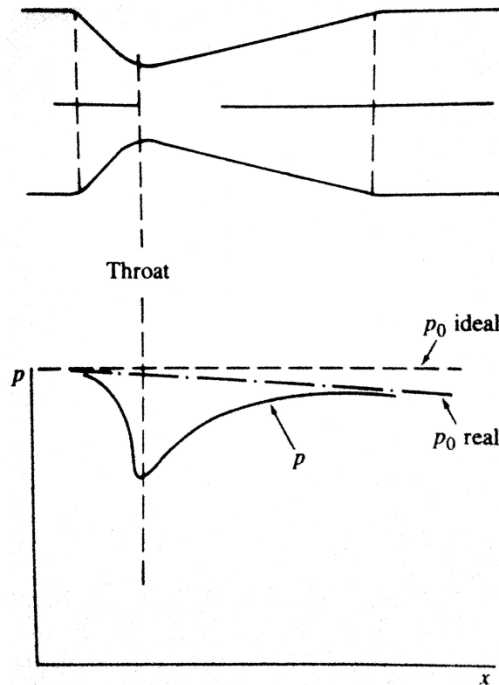


Fig 93: Distribución de presiones para un flujo de gas a través de una tobera

Para un flujo ideal, la temperatura y la presión de remanso,  $T_0$  y  $p_0$ , están relacionados con las condiciones de cualquier punto del conducto mediante la ecuación de la energía para un flujo constante:

$$T_0 = T + \frac{V^2}{2c_p}$$

Y la relación isentrópica:

$$\left(\frac{T}{T_0}\right) = \left(\frac{p}{p_0}\right)^{(\gamma-1)/\gamma}$$

Con la introducción el número mach  $M = V/a$ , donde  $a$  es la velocidad del sonido ( $= \sqrt{\gamma RT}$ ), se obtienen las siguientes ecuaciones:

$$\frac{T}{T_0} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2$$

$$\frac{p}{p_0} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2\right)^{\gamma/(\gamma-1)}$$

El caudal másico  $\dot{m}$  es:

$$\dot{m} = \rho AV$$

Con la ley de los gases ideales y las relaciones anteriores para  $p$  y  $T$ , esta se puede reescribir de la forma:

$$\frac{\dot{m}_{ideal}\sqrt{\gamma RT_0}}{Ap_0} = \gamma M \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2\right)^{-(\gamma+1)/2(\gamma-1)}$$

O

$$\frac{\dot{m}_{ideal}\sqrt{\gamma RT_0}}{Ap_0} = \gamma \left(\frac{p}{p_0}\right)^{1/\gamma} \left\{ \frac{2}{\gamma - 1} \left[1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{(\gamma-1)/\gamma}\right] \right\}^{1/2}$$

Para valores dados de  $p_0$  y  $T_0$ , los flujos máximos de masa se producen cuando la velocidad en el área mínima o de la garganta es igual a la velocidad del sonido. Esta condición se llama flujo crítico o bloqueado. Cuando se bloquea el flujo la presión en la garganta,  $p_T$ , está relacionada con la presión de remanso mediante la expresión:

$$\frac{p_T}{p_0} = \left(\frac{2}{\gamma - 1}\right)^{\gamma/(\gamma-1)}$$

Esta relación se denomina la relación de presión crítica. Para  $p_T/p_0$  menor o igual a la relación de presión crítica,

$$\frac{\dot{m}_{ideal}\sqrt{\gamma RT_0}}{Ap_0} = \gamma \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{(\gamma+1)/2(\gamma-1)}$$

La relación de presión crítica es 0.528 para  $\gamma = 1.4$  y 0.546 para  $\gamma = 1.3$ .

Para un flujo de gas real, introduciremos el coeficiente de descarga. Entonces, para el flujo subcrítico, el flujo másico real está dado en términos de las condiciones en el área mínima o garganta por:

$$\dot{m}_{real} = \frac{C_D A_T p_0}{\sqrt{RT_0}} \left(\frac{p_T}{p_0}\right)^{1/\gamma} \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma - 1} \left[1 - \left(\frac{p_T}{p_0}\right)^{(\gamma-1)/\gamma}\right] \right\}^{1/2}$$

Para flujo bloqueado, la expresión queda de la forma:

$$\dot{m}_{real} = \frac{C_D A_T p_0}{\sqrt{RT_0}} \gamma^{1/2} \left( \frac{2}{\gamma + 1} \right)^{(\gamma+1)/2(\gamma-1)}$$

La ecuación para el flujo subcrítico puede reescribirse cuando el área de salida es mucho menor que el área de entrada ( $A_2 \ll A_1$ ), de la forma:

$$\dot{m}_{real} = C_D A_R [2\rho_0(p_0 - p_T)]^{1/2} \Phi$$

Donde  $\Phi$  es:

$$\Phi = \left\{ \frac{[\gamma/(\gamma - 1)] [(p_T/p_0)^{2/\gamma} - (p_T/p_0)^{(\gamma-1)/\gamma}]}{1 - p_T/p_0} \right\}^{1/2}$$

La siguiente figura muestra la variación de  $\Phi$  y  $(\dot{m}/\dot{m}^*)_{ideal}$  con  $(p_0 - p_T)/p_0$ .  $\dot{m}^*$  es el flujo másico a través de la restricción en condiciones de flujo bloqueado (cuando el número de Mach en la garganta es la unidad). Para velocidades de flujo menores que el 60% del flujo bloqueado, los efectos de la compresibilidad en el flujo másico son menores que el 5%.

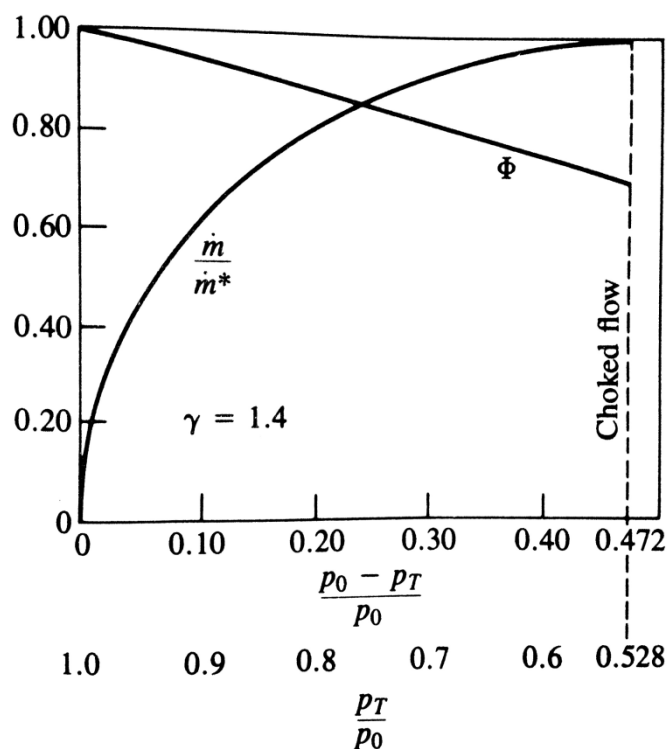


Fig 94: Tasa de flujo másico relativa  $\dot{m}/\dot{m}^*$  y función de flujo compresible  $\Phi$  en función de la tobera o la relación de presión crítica para gas ideal, ( $\gamma = 1.4$ ).

Los coeficientes de flujo se determinan experimentalmente y son una función de la forma del orificio, el número de Reynolds, el número de Mach del flujo y las propiedades del gas. Para un número de Mach en la garganta menor de aproximadamente 0,7 y para un paso de forma similar, el coeficiente de flujo es esencialmente una función sólo del número Reynolds.

## Anexo 5: Resultados

Seguidamente se muestran tabulados los resultados obtenidos, mediante el software BOOST, para el cálculo del rendimiento volumétrico en los diferentes análisis paramétricos realizados.

- Volumen del plénum.

*Tabla 1: Análisis paramétrico de la influencia del volumen total del plénum en el rendimiento volumétrico para las diferentes configuraciones.*

n=7.000rpm D=30 mm				
	Sin PL	1 PL	2 PL	4PL
Volumen total	Rend_Vol	Rend_Vol	Rend_Vol	Rend_Vol
0,5	0,6109	0,6117	0,6436	0,6247
1	0,6109	0,6122	0,6455	0,6283
1,5	0,6109	0,6132	0,6466	0,6274
2	0,6109	0,6136	0,6513	0,6255
2,5	0,6109	0,6135	0,6506	0,6274
3	0,6109	0,6132	0,6487	0,6266
3,5	0,6109	0,6134	0,6474	0,6265
4	0,6109	0,6133	0,6481	0,6263
4,5	0,6109	0,6131	0,6472	0,6259
5	0,6109	0,6131	0,6455	0,6255
5,5	0,6109	0,6128	0,6438	0,6248
6	0,6109	0,612	0,6428	0,6239

*Tabla 2: Análisis paramétrico de la influencia del volumen total del plénum en el rendimiento volumétrico para diferentes regímenes de giro.*

Volumen total	2 PL			
	n=11.000	n=9.000	n=7.000	n=5.000
	Rend_Vol	Rend_Vol	Rend_Vol	Rend_Vol
0,5	0,6602	0,6582	0,6436	0,6332
1	0,66	0,6577	0,6455	0,6323
1,5	0,6591	0,6586	0,6466	0,6327
2	0,6547	0,6591	0,6513	0,6272
2,5	0,6533	0,6613	0,6506	0,6263
3	0,655	0,6635	0,6487	0,6283
3,5	0,6572	0,6637	0,6474	0,6274
4	0,6636	0,6618	0,6481	0,6264
4,5	0,6618	0,6598	0,6472	0,6278
5	0,6607	0,6597	0,6455	0,6287
5,5	0,6595	0,6605	0,6438	0,6287
6	0,6593	0,6601	0,6428	0,6286



- Longitud de los conductos.

*Tabla 3: Análisis paramétrico de la influencia de la longitud de los conductos de admisión en el rendimiento volumétrico para un régimen de giro de 7.000 rpm para las diferentes configuraciones con 1 y 2 plénum.*

Volumen total=2L	D=30 mm	n=7.000
	2 PL	1 PL
L	Rend_vol	Rend_vol
150	0,644	0,6118
170	0,6441	0,6114
190	0,6472	0,6121
210	0,6521	0,6151
230	0,6529	0,6176
250	0,6557	0,619
270	0,6568	0,6253
290	0,6576	0,6232
310	0,6601	0,6236
330	0,665	0,6271
350	0,6643	0,632
370	0,6657	0,6342
390	0,6641	0,6318
410	0,6636	0,6295
430	0,6669	0,6309
450	0,6646	0,6328
470	0,6595	0,6315
490	0,6547	0,6251
510	0,651	0,622
530	0,6513	0,6211
550	0,6513	0,6212

*Tabla 4: Análisis paramétrico de la influencia de la longitud de los conductos de admisión en el rendimiento volumétrico para varios regímenes de giro para la configuración medias-bajas vueltas.*

V=2x1L		D=20 mm		
2 PL				
	n=5.000	n=7.000	n=9.000	n=11.000
L	Rend_vol	Rend_vol	Rend_vol	Rend_vol
150	0,6284	0,644	0,6483	0,666
170	0,6298	0,6441	0,6509	0,6624
190	0,6297	0,6472	0,6566	0,6562
210	0,6262	0,6521	0,6634	0,6543
230	0,6259	0,6529	0,6638	0,654
250	0,6245	0,6557	0,6646	0,6519
270	0,6229	0,6568	0,6639	0,6559
290	0,6256	0,6576	0,6614	0,66
310	0,6315	0,6601	0,6583	0,6582
330	0,6314	0,665	0,6581	0,6539
350	0,6338	0,6643	0,6597	0,6538
370	0,6411	0,6657	0,66	0,6577
390	0,6416	0,6641	0,6554	0,6624
410	0,6358	0,6636	0,6533	0,66
430	0,6362	0,6669	0,6531	0,6545
450	0,6351	0,6646	0,6558	0,6415
470	0,6381	0,6595	0,6601	0,6182
490	0,6464	0,6547	0,6644	0,6066
510	0,6511	0,651	0,6682	0,604
530	0,6534	0,6513	0,666	0,604
550	0,6542	0,6513	0,6613	0,6059

*Tabla 5: Análisis paramétrico de la influencia de la longitud de los conductos de admisión en el rendimiento volumétrico para varios regímenes de giro para la configuración medias-altas vueltas.*

V=2x2L		D=30 mm		
2 PL				
	n=5.000	n=7.000	n=9.000	n=11.000
L	Rend_vol	Rend_vol	Rend_vol	Rend_vol
150	0,6208	0,6436	0,6549	0,6581
170	0,6224	0,645	0,658	0,6595
190	0,6259	0,6468	0,6604	0,6565
210	0,6273	0,6464	0,6635	0,6623
230	0,628	0,6533	0,6586	0,6578
250	0,6307	0,6548	0,6595	0,6589
270	0,6278	0,6605	0,6629	0,6624
290	0,6274	0,6669	0,6585	0,6639
310	0,6304	0,6647	0,6569	0,6592
330	0,6334	0,6658	0,6598	0,6563
350	0,6384	0,6685	0,6649	0,6563
370	0,6414	0,6679	0,6652	0,657
390	0,6435	0,6627	0,6628	0,657
410	0,6378	0,6627	0,6597	0,6566
430	0,6386	0,6659	0,6593	0,6514
450	0,6395	0,6625	0,6617	0,639
470	0,6441	0,6579	0,6637	0,6162
490	0,6514	0,6595	0,6658	0,6037
510	0,6549	0,6564	0,6658	0,6014
530	0,6549	0,6545	0,6643	0,5992
550	0,6415	0,6539	0,6599	0,5972

- Diámetro de los conductos.

*Tabla 6: Análisis paramétrico de la influencia del diámetro de los conductos de admisión en el rendimiento volumétrico para varios regímenes de giro para la configuración medias-bajas vueltas.*

V=2x1L      L=430 mm

2 PL				
	n=5.000	n=7.000	n=9.000	n=11.000
D	Rend_vol	Rend_vol	Rend_vol	Rend_vol
15	0,6571	0,5915	0,4571	0,3328
20	0,658	0,6687	0,6577	0,5132
25	0,6477	0,6664	0,6575	0,6241
30	0,6362	0,6656	0,6531	0,6545
35	0,6313	0,6637	0,6508	0,6599
40	0,6293	0,6623	0,6487	0,6611
45	0,6274	0,66	0,6474	0,6589
50	0,6289	0,6543	0,6465	0,6577

*Tabla 7: Análisis paramétrico de la influencia del diámetro de los conductos de admisión en el rendimiento volumétrico para varios regímenes de giro para la configuración medias-altas vueltas.*

V=2x2L      L=270 mm

2 PL				
	n=5.000	n=7.000	n=9.000	n=11.000
D	Rend_vol	Rend_vol	Rend_vol	Rend_vol
15	0,6592	0,6325	0,5472	0,4051
20	0,6471	0,6679	0,6597	0,608
25	0,6327	0,6697	0,6608	0,6613
30	0,6278	0,6605	0,6629	0,6624
35	0,6286	0,6512	0,6588	0,658
40	0,6284	0,6478	0,6507	0,6524
45	0,628	0,6434	0,6467	0,6485
50	0,6277	0,6385	0,6461	0,646

- Longitud del colector.

*Tabla 8: Análisis paramétrico de la influencia de la longitud del tramo 1 del colector de admisión en el rendimiento volumétrico para varios regímenes de giro para la configuración medias-bajas vueltas.*

Primer tramo	V=2x1L	L=430 mm	D=20	
2 PL				
	n=5.000	n=7.000	n=9.000	n=11.000
L	Rend_vol	Rend_vol	Rend_vol	Rend_vol
100	0,6597	0,6686	0,6423	0,4464
120	0,6597	0,6686	0,6422	0,446
140	0,6597	0,6687	0,6421	0,446
160	0,6597	0,6688	0,6421	0,4462
180	0,6597	0,6689	0,6421	0,4462
200	0,6597	0,6689	0,6423	0,4462
220	0,6597	0,6689	0,6423	0,4462
240	0,6597	0,6687	0,6423	0,4463
260	0,6598	0,6687	0,6423	0,4462
280	0,6597	0,6687	0,6423	0,4463
300	0,6598	0,6686	0,6421	0,4465
320	0,6598	0,6688	0,6422	0,4464
340	0,6597	0,6688	0,6422	0,4462
360	0,6598	0,6687	0,6423	0,4455
380	0,6597	0,6687	0,6422	0,4443
400	0,6597	0,6687	0,6423	0,4441

*Tabla 9: Análisis paramétrico de la influencia de la longitud del tramo 1 del colector de admisión en el rendimiento volumétrico para varios regímenes de giro para la configuración medias-altas vueltas.*

Primer tramo	V=2x2L	L=270 mm	D=30	
2 PL				
	n=5.000	n=7.000	n=9.000	n=11.000
L	Rend_vol	Rend_vol	Rend_vol	Rend_vol
100	0,6279	0,6603	0,6629	0,6621
120	0,6279	0,6604	0,6629	0,6622
140	0,6279	0,6603	0,6629	0,6622
160	0,6277	0,6605	0,663	0,6623
180	0,6276	0,6606	0,6629	0,6638
200	0,6278	0,6605	0,6629	0,6624
220	0,6277	0,6606	0,6629	0,6637
240	0,6277	0,6608	0,6629	0,6637
260	0,6277	0,6609	0,6628	0,6636
280	0,6276	0,659	0,6627	0,6636
300	0,6276	0,6591	0,6624	0,6634
320	0,6278	0,6617	0,6619	0,6629
340	0,6279	0,662	0,661	0,6628
360	0,6277	0,662	0,6615	0,6629
380	0,6278	0,6619	0,6609	0,6629
400	0,6277	0,6623	0,6619	0,663

Tabla 10: Análisis paramétrico de la influencia de la longitud del tramo 2 del colector de admisión en el rendimiento volumétrico para varios regímenes de giro para la configuración medias-bajas vueltas.

Segundo tramo	V=2x1L	L=430 mm	D=20	L=220
2 PL				
	n=5.000	n=7.000	n=9.000	n=11.000
L	Rend_vol	Rend_vol	Rend_vol	Rend_vol
20	0,6658	0,6765	0,6485	0,4502
40	0,6659	0,6759	0,6484	0,4503
60	0,6661	0,6762	0,6485	0,4513
80	0,6662	0,6758	0,6476	0,4505
100	0,6663	0,6759	0,6483	0,4506
120	0,6663	0,6757	0,6483	0,4508
140	0,6668	0,6751	0,6474	0,4533
160	0,6666	0,674	0,645	0,4534
180	0,6662	0,6733	0,6423	0,4512
200	0,6661	0,6729	0,6406	0,4501
220	0,666	0,6719	0,6405	0,4494
240	0,6663	0,6727	0,6414	0,4489
260	0,6662	0,6738	0,6427	0,4455
280	0,6661	0,6739	0,6437	0,4419

Tabla 11: Análisis paramétrico de la influencia de la longitud del tramo 2 del colector de admisión en el rendimiento volumétrico para varios regímenes de giro para la configuración medias-altas vueltas.

Segundo tramo	V=2x2L	L=270 mm	D=30	L=240
2 PL				
	n=5.000	n=7.000	n=9.000	n=11.000
L	Rend_vol	Rend_vol	Rend_vol	Rend_vol
20	0,6212	0,6585	0,6606	0,6613
40	0,6206	0,6586	0,6591	0,6596
60	0,6217	0,6582	0,6628	0,6592
80	0,6247	0,6579	0,6641	0,6604
100	0,6277	0,6608	0,6629	0,6637
120	0,6262	0,6653	0,6643	0,6642
140	0,6274	0,6671	0,6653	0,6643
160	0,6287	0,6631	0,6654	0,6644
180	0,6303	0,6595	0,6648	0,6643
200	0,6325	0,6593	0,6638	0,6634
220	0,6358	0,6603	0,6624	0,6636
240	0,6376	0,6617	0,6616	0,6644
260	0,6337	0,6629	0,663	0,6649
280	0,6313	0,6641	0,6653	0,6651
300	0,6314	0,6651	0,6649	0,6645

- Diámetro del colector.

*Tabla 12: Análisis paramétrico de la influencia del diámetro del tramo 1 del colector de admisión en el rendimiento volumétrico para varios regímenes de giro para la configuración medias-bajas vueltas.*

Primer tramo	V=2x1L	L=430 mm	D=20	L=220+100
2 PL				
	n=5.000	n=7.000	n=9.000	n=11.000
D	Rend_vol	Rend_vol	Rend_vol	Rend_vol
15	0,6594	0,6661	0,5915	0,4176
20	0,6619	0,6729	0,6188	0,4357
30	0,6623	0,6745	0,6308	0,4349
40	0,6659	0,6741	0,6381	0,4451
50	0,6648	0,6735	0,6426	0,4506
60	0,6668	0,6751	0,6471	0,4509
70	0,6663	0,6759	0,6483	0,4506
80	0,6661	0,6762	0,6471	0,4507
90	0,666	0,6765	0,6485	0,4512
100	0,666	0,6764	0,6489	0,4525
110	0,6662	0,6762	0,6489	0,4494
120	0,666	0,6761	0,6477	0,4502

*Tabla 13: Análisis paramétrico de la influencia del diámetro del tramo 1 del colector de admisión en el rendimiento volumétrico para varios regímenes de giro para la configuración medias-altas vueltas.*

Primer tramo	V=2x2L	L=270 mm	D=30	L=240+160
2 PL				
	n=5.000	n=7.000	n=9.000	n=11.000
D	Rend_vol	Rend_vol	Rend_vol	Rend_vol
15	0,6148	0,6536	0,6639	0,5995
20	0,6202	0,6539	0,6654	0,6598
30	0,6233	0,6545	0,6636	0,661
40	0,6245	0,6595	0,6655	0,6607
50	0,6281	0,6545	0,6654	0,6652
60	0,6332	0,6553	0,6651	0,6649
70	0,6287	0,6631	0,6654	0,6644
80	0,6267	0,6653	0,665	0,6641
90	0,6279	0,6648	0,6631	0,6634
100	0,6271	0,663	0,6623	0,6621
110	0,6223	0,6594	0,6618	0,6595
120	0,6202	0,6579	0,6615	0,6212



Tabla 14: Análisis paramétrico de la influencia del diámetro del tramo 2 del colector de admisión en el rendimiento volumétrico para varios regímenes de giro para la configuración medias-bajas vueltas.

Segundo tramo	V=2x2L	L=270 mm	D=20	L=220+100
2 PL				
	n=5.000	n=7.000	n=9.000	n=11.000
L	Rend_vol	Rend_vol	Rend_vol	Rend_vol
15	0,6588	0,6721	0,6216	0,4361
20	0,6611	0,6742	0,6329	0,4469
30	0,662	0,6753	0,6359	0,4391
40	0,6658	0,6746	0,6405	0,445
50	0,6665	0,6742	0,6441	0,4495
60	0,6668	0,6751	0,6468	0,4516
70	0,6663	0,6759	0,6483	0,4504
80	0,6661	0,6762	0,6472	0,4507
90	0,6662	0,6764	0,6485	0,4512
100	0,6661	0,677	0,649	0,4525
110	0,6661	0,6767	0,649	0,4494
120	0,6661	0,6767	0,649	0,4501

Tabla 15: Análisis paramétrico de la influencia del diámetro del tramo 2 del colector de admisión en el rendimiento volumétrico para varios regímenes de giro para la configuración medias-altas vueltas.

Segundo tramo	V=2x2L	L=270 mm	D=30	L=240+160
2 PL				
	n=5.000	n=7.000	n=9.000	n=11.000
L	Rend_vol	Rend_vol	Rend_vol	Rend_vol
15	0,6188	0,6523	0,6649	0,6567
20	0,6218	0,6535	0,6651	0,6602
30	0,6238	0,6542	0,665	0,6589
40	0,6238	0,6592	0,6653	0,6603
50	0,6281	0,6545	0,6654	0,6652
60	0,6331	0,6548	0,6652	0,6653
70	0,6285	0,6623	0,6649	0,6638
80	0,6267	0,6679	0,6652	0,6637
90	0,6276	0,6646	0,663	0,6631
100	0,6275	0,6622	0,6627	0,6626
110	0,6222	0,6608	0,6625	0,6604
120	0,6207	0,6598	0,6624	0,647

- Ángulo de la unión.

*Tabla 16: Análisis paramétrico de la influencia del ángulo de la unión del colector de admisión en el rendimiento volumétrico para varios regímenes de giro para la configuración medias-bajas vueltas.*

V=2x1L    L=430 mm    D=20    L=240+120    Dc=90+100				
2 PL				
	n=5.000	n=7.000	n=9.000	n=11.000
Ángulo	Rend_vol	Rend_vol	Rend_vol	Rend_vol
180	0,6667	0,6773	0,6498	0,4548
170	0,6667	0,6773	0,6499	0,4549
160	0,6667	0,6773	0,6498	0,4549
150	0,6667	0,6774	0,6499	0,4548
140	0,6668	0,6773	0,6499	0,455
130	0,6668	0,6774	0,6498	0,4551
120	0,6667	0,6774	0,6498	0,4549
110	0,6667	0,6773	0,6498	0,4549
100	0,6666	0,6774	0,6497	0,4551
90	0,6654	0,6762	0,6476	0,4538
80	0,6622	0,6734	0,6451	0,4509

*Tabla 17: Análisis paramétrico de la influencia del ángulo de la unión del colector de admisión en el rendimiento volumétrico para varios regímenes de giro para la configuración medias-altas vueltas.*

V=2x2L    L=270 mm    D=30    L=240+120    Dc=50+60				
2 PL				
	n=5.000	n=7.000	n=9.000	n=11.000
Ángulo	Rend_vol	Rend_vol	Rend_vol	Rend_vol
180	0,6333	0,6549	0,6653	0,6652
170	0,6332	0,6546	0,6654	0,6653
160	0,6333	0,6548	0,6652	0,665
150	0,6336	0,6547	0,6653	0,6651
140	0,6336	0,6547	0,6653	0,6653
130	0,6339	0,6544	0,6654	0,6652
120	0,634	0,6545	0,6653	0,6653
110	0,634	0,6545	0,6655	0,6654
100	0,634	0,6545	0,6654	0,665
90	0,6336	0,6542	0,665	0,6645
80	0,6326	0,653	0,6632	0,6637

- Posición de los inyectores.

*Tabla 18: Análisis paramétrico de la influencia de la posición de los inyectores dentro de los conductos de admisión en el rendimiento volumétrico para varios regímenes de giro para la configuración medias-bajas vueltas.*

V=2x1L      L=430 mm      D=20				
2 PL				
	n=5.000	n=7.000	n=9.000	n=11.000
L	Rend_vol	Rend_vol	Rend_vol	Rend_vol
0	0,6646	0,6749	0,6461	0,4518
10	0,6659	0,6769	0,6491	0,4548
20	0,6663	0,6774	0,65	0,4553
30	0,6667	0,6773	0,6498	0,4549
40	0,6662	0,6771	0,6495	0,4536
50	0,666	0,677	0,649	0,4525
60	0,666	0,6766	0,6486	0,4518
70	0,6659	0,6765	0,6484	0,4512
80	0,6658	0,6763	0,6481	0,4508

*Tabla 19: Análisis paramétrico de la influencia de la posición de los inyectores dentro de los conductos de admisión en el rendimiento volumétrico para varios regímenes de giro para la configuración medias-altas vueltas.*

V=2x2L      L=270 mm      D=30				
2 PL				
	n=5.000	n=7.000	n=9.000	n=11.000
L	Rend_vol	Rend_vol	Rend_vol	Rend_vol
0	0,6319	0,6501	0,6568	0,6628
10	0,6339	0,6515	0,6574	0,6639
20	0,6346	0,6544	0,665	0,6659
30	0,6344	0,6547	0,6656	0,6657
40	0,6336	0,6549	0,6654	0,6655
50	0,6331	0,6548	0,6652	0,6653
60	0,633	0,6544	0,6652	0,6649
70	0,6329	0,6543	0,6651	0,665
80	0,6329	0,6541	0,665	0,6648

- Condiciones ambientales.

*Tabla 20: Análisis paramétrico de la influencia de la temperatura del aire de entrada al sistema de admisión en el rendimiento volumétrico para varios regímenes de giro para la configuración medias-bajas vueltas.*

V=2x1L      L=430 mm      D=20				
2 PL				
	n=5.000	n=7.000	n=9.000	n=11.000
T (°C)	Rend_vol	Rend_vol	Rend_vol	Rend_vol
0	0,6209	0,6368	0,6036	0,4245
5	0,6235	0,6428	0,6084	0,428
10	0,628	0,6465	0,6115	0,4309
15	0,6358	0,6511	0,6166	0,435
20	0,6426	0,6561	0,6242	0,438
25	0,6475	0,6616	0,6317	0,443
30	0,6539	0,6685	0,6389	0,4497
35	0,6608	0,6735	0,6452	0,4513
40	0,6645	0,6775	0,652	0,4585
45	0,6708	0,6813	0,6586	0,4603

*Tabla 21: Análisis paramétrico de la influencia de la temperatura del aire de entrada al sistema de admisión en el rendimiento volumétrico para varios regímenes de giro para la configuración medias-altas vueltas.*

V=2x2L      L=270 mm      D=30				
2 PL				
	n=5.000	n=7.000	n=9.000	n=11.000
T (°C)	Rend_vol	Rend_vol	Rend_vol	Rend_vol
0	0,5964	0,6128	0,6272	0,6292
5	0,6018	0,6178	0,634	0,633
10	0,606	0,6228	0,6388	0,6374
15	0,6114	0,6278	0,6436	0,6417
20	0,6164	0,6328	0,6484	0,647
25	0,6214	0,6378	0,6532	0,653
30	0,6275	0,6438	0,6592	0,6565
35	0,634	0,65	0,6652	0,663
40	0,6401	0,6558	0,6712	0,6695
45	0,6464	0,661	0,6772	0,6758

- Régimen de giro.

*Tabla 22: Análisis paramétrico de la influencia del régimen de giro en el rendimiento volumétrico para varios regímenes de giro para la configuración medias-bajas vueltas.*

rpm	Rend_vol
1.000	0,4825
2.000	0,6066
3.000	0,6187
4.000	0,6424
5.000	0,6668
6.000	0,6782
7.000	0,6773
8.000	0,6605
9.000	0,6497
10.000	0,551
11.000	0,455
12.000	0,4292
13.000	0,4547
14.000	0,4657
15.000	0,4753

*Tabla 23: Análisis paramétrico de la influencia del régimen de giro en el rendimiento volumétrico para varios regímenes de giro para la configuración medias-altas vueltas.*

rpm	Rend_vol
1.000	0,3187
2.000	0,5361
3.000	0,598
4.000	0,6179
5.000	0,6196
6.000	0,669
7.000	0,6655
8.000	0,6632
9.000	0,6722
10.000	0,6646
11.000	0,6709
12.000	0,6703
13.000	0,6686
14.000	0,6718
15.000	0,6751

*Tabla 24: Análisis paramétrico de la influencia del régimen de giro en el rendimiento volumétrico para varios regímenes de giro para las dimensiones finales.*

rpm	Rend_vol
1.000	0,3085
2.000	0,5388
3.000	0,5967
4.000	0,6137
5.000	0,6388
6.000	0,6583
7.000	0,6592
8.000	0,6639
9.000	0,6727
10.000	0,6623
11.000	0,6729
12.000	0,6699
13.000	0,6675
14.000	0,6671
15.000	0,6736

## Anexo 6: Guía Software Boost

### 1) Introducción

BOOST 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. BOOST también se puede utilizar para simular las características de los sistemas neumáticos.

El paquete de programas BOOST 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.

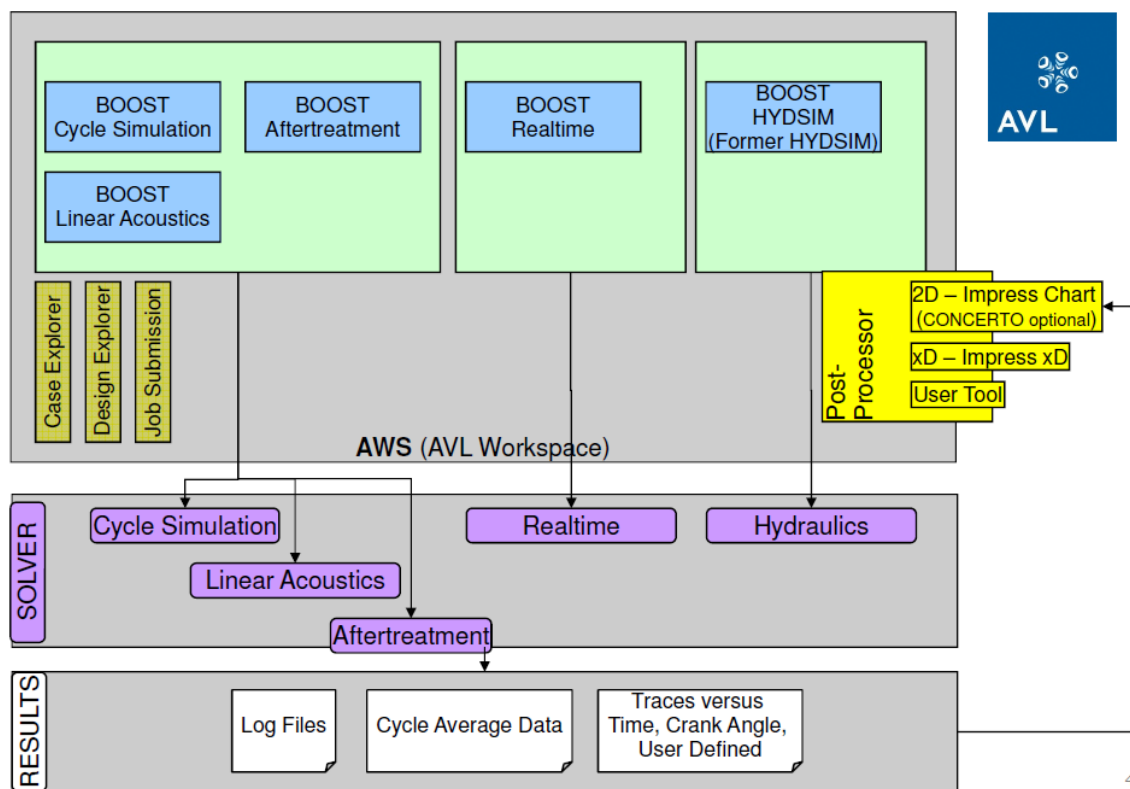


Fig 95: Estructura del programa BOOST

La herramienta de pre-procesamiento de la interfaz gráfica de usuario AVL Workspace ofrece un editor de modelos y una entrada guiada de los datos requeridos. El modelo de cálculo del motor se diseña seleccionando los elementos necesarios de un árbol de elementos, que se muestra con clic del ratón, y conectándolos mediante conductos. De esta manera, incluso configuraciones de motor muy complejas se pueden modelar fácilmente, gracias a la gran variedad de elementos disponible.

El programa principal proporciona algoritmos de simulación optimizados para todos los elementos disponibles. El flujo en las tuberías se trata como unidimensional. Esto significa que las presiones, temperaturas y velocidades de flujo obtenidos a partir de la solución de las ecuaciones de la dinámica de gas representan los valores medios sobre la sección transversal de los conductos. Las pérdidas de flujo debido a los efectos tridimensionales, en determinados lugares del motor, son considerados mediante los coeficientes de flujo apropiados. En los casos en que los efectos tridimensionales deben ser considerados con más detalle, está disponible un enlace al código de simulación de flujo tres dimensiones de AVL, FIRE. Esto permite una simulación multidimensional del flujo en las partes críticas del motor que se puede combinar con una simulación unidimensional rápido en otros lugares. Esta característica podría ser de especial interés para la simulación del movimiento de la carga en el interior del cilindro, el proceso de barrido de un motor de dos tiempos o para la simulación del flujo en elementos complicados como un silenciador.

El Gráfico IMPRESS y las herramientas PP3 de post-procesamiento permiten analizar la multitud de datos que dan de resultado en una simulación. Todos los resultados pueden ser comparados con los resultados de las mediciones o los cálculos anteriores. Además, también está disponible una presentación animada de los resultados de cálculo. Esto también contribuye a desarrollar la solución óptima para el problema del usuario. También cuenta con una plantilla de informes que ayuda al usuario en la preparación de informes.



## 2) Interfaz gráfica

Basada en la interfaz gráfica de usuario AVL Workspace (AWS GUI), la herramienta de pre-procesamiento ayuda al usuario en la creación de un modelo de motor para una simulación BOOST.

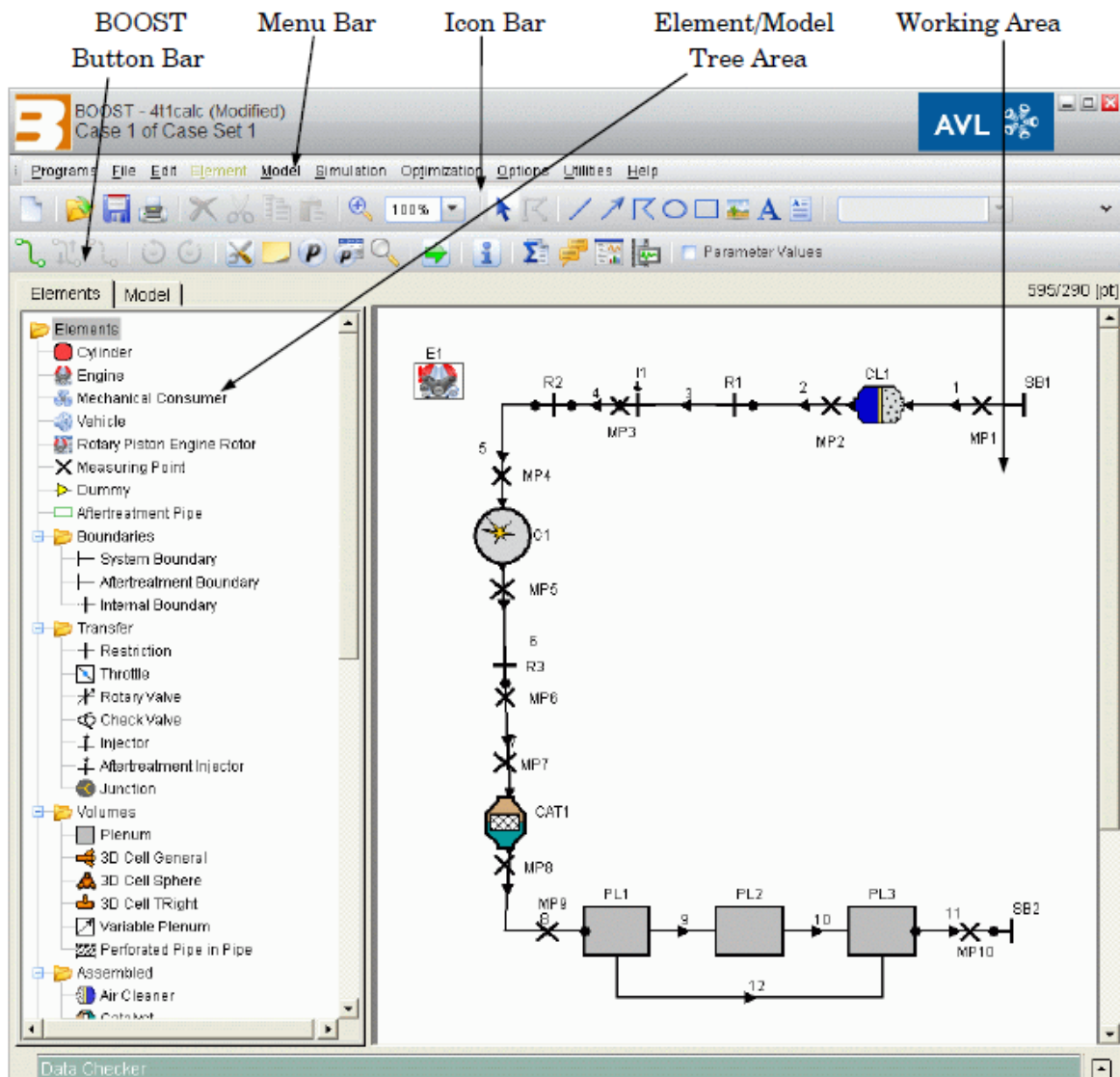


Fig 96: Ventana principal








- Barra de menús.










File	Import	Importar archivos BOOST Surface Import (*.bsx). Estos archivos son generados mediante la herramienta BOOST Surface Import.
	Save	Guarda el modelo actual en un nuevo archivo bwf junto con todos los parámetros y casos.

Element	Parameters	Muestra los parámetros del elemento seleccionado. Los parámetros se pueden agregar y eliminar. También puede hacer clic en un elemento con el botón derecho del ratón y seleccione Parameters del submenú.
	Properties	Muestra el cuadro de diálogo para definir los valores del elemento seleccionado. También se puede hacer clic en un elemento con el botón derecho del ratón y seleccionar Properties en el submenú.
	Copy data	Seleccionando el tipo de elemento de origen en el área de trabajo o modelo de árbol, permite copiar los datos desde el elemento de origen seleccionado en el objetivo (s) seleccionado.
Model	Parameters	Define los parámetros que se utilizarán en el modelo.
	Case Explorer	Define las variaciones de los diferentes parámetros creados.
	Solid Materials	Muestra la lista de los diferentes materiales sólidos y sus propiedades.
	Liquid Materials	Muestra la lista de los diferentes materiales líquidos y sus propiedades.
Simulation	Run	Abre el cuadro de diálogo para iniciar la simulación. Muestra los casos para el modelo actual y las tareas a realizar.
	Status	Permite comprobar el estado de la simulación.
	Control	Define los parámetros que se utilizan para controlar la simulación y definir los valores globales utilizados en la simulación.
	Volumetric Efficiency	Muestra y establece el elemento de referencia que se utilizará para los cálculos del rendimiento volumétrico. Esto puede ser un punto de medida o un plenum.
	Test Bed Conditions	Muestra y define los elementos de referencia del banco de pruebas (puntos de medición solamente) etiquetados de acuerdo con el documento "AVL Standard Sensor Locations Engine Test Bed"
	Create Series Results	Prepara el procedimiento para los resultados de series de casos.

	Show Summary	Abre el navegador ASCII y muestra los valores de resumen, ya sea del ciclo de simulación o análisis de postratamiento.
	Show Results	Abre el cuadro de post-procesador IMPRESS que se utiliza para examinar y obtener las gráficas a partir de los resultados de la simulación.
	Show Audio	Para la reproducción de cualquier archivo WAV desde el elemento del micrófono.
	Show Messages	Abre la ventana de mensajes y muestra los mensajes generados por el solver durante la simulación.
	Show Animation	Abre el post-procesador PP3.
	Show Transformed Elements	Abre un navegador para mostrar información más detallada sobre elementos compuestos perforado.
	Import Results	Prepara resultados de un archivo BOOSTFILENAME.bst para ejecutar fuera de la interfaz gráfica de usuario.
	View Logfile	
Optimization		
Options	Permite configurar los recursos informáticos, las unidades y la configuración del entorno,	
Utilities	Permite abrir las diferentes herramientas disponibles, los controles de la disponibilidad y el uso de las licencias, exportar e importar modelos y datos provenientes de otras herramientas de BOOST.	
Help	Permite abrir la guía de usuario de Boost y los diferentes manuales.	

- Barra de iconos.

	Conducto, permite introducir conductos para conectar dos elementos.
	Invierte el sentido de flujo positivo de la tubería seleccionada.
	Cambia las uniones de un conducto seleccionado.
	Alterna el componente que se inserta entre las células en 3D. Las dos opciones son: Restricción y Conducto Perforado.
	Rota el elemento seleccionado en el sentido contrario a las agujas del reloj.
	Rota el elemento seleccionado en el sentido de las agujas del reloj.
	Abre la ventana de entrada para el control general de simulación de datos.

	Información del modelo.
	Abre la ventana de lista de parámetros.
	Abre la ventana Case Explorer.
	Abre la ventana Run.
	Abre la ventana Status.
	Abre la ventana de resultados Summary.
	Abre la ventana de mensajes.
	Abre la ventana de resultados Results.
	Abre la ventana de animación

### 3) Parámetros

Los parámetros pueden ser asignados a los campos de entrada y se definen en Modelo/Parámetros. Hay dos tipos de parámetros:

- Parámetros globales: Estos parámetros pueden ser utilizados para cualquier elemento.
- Parámetros locales: Estos sólo pueden utilizarse para elementos individuales y se utilizan para:
  - Creación de vistas del modelo simplificadas y protegidas.
  - Anulación de los valores definidos en común, y su sustitución por los valores locales específicos para un elemento.

Para asignar un nuevo o existente parámetro en el diálogo de propiedades de un elemento, haga clic en la etiqueta a la izquierda del valor de entrada con el botón derecho del ratón y seleccionar **Assign new parameter (global)** o **Assign new parameter (local)** en el submenú. A continuación, se debe introducir un nombre para el nuevo parámetro, por ejemplo, Speed, seleccionar **OK** y se reemplazará el valor de entrada original.

Para asignar un nuevo o existente parámetro se debe seleccionar **Assign existing parameter** en el submenú, a continuación, buscar el parámetro predefinido en el cuadro de diálogo.

- Asignar un parámetro al modelo.

Seleccione **Model/Parameters** para mostrar los parámetros de todos los elementos utilizados en el modelo (como se muestra en la siguiente figura).

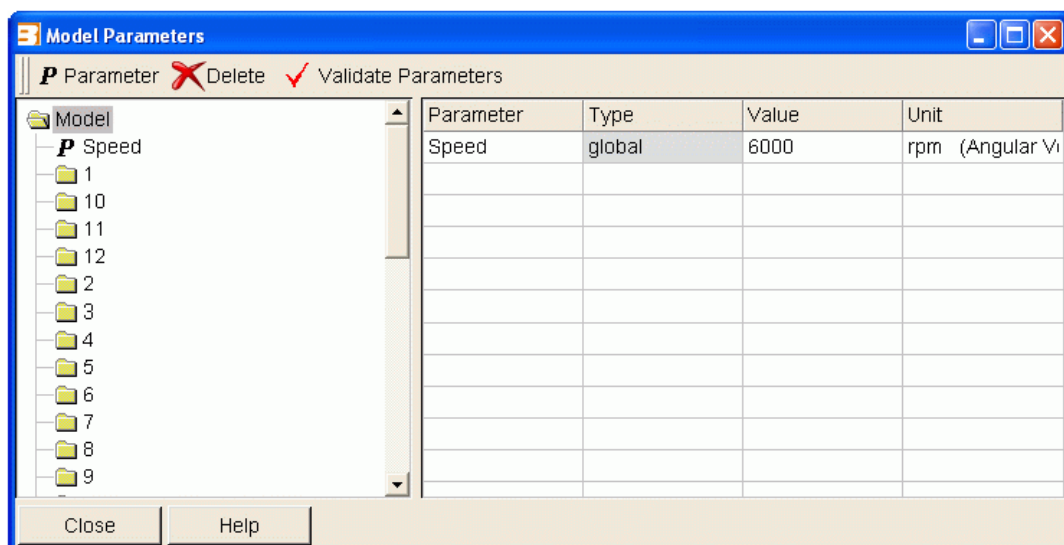


Fig 97: Ventana Model Parameter

El árbol de parámetros de la izquierda muestra todos los parámetros existentes para todos los elementos del modelo. Los parámetros globales se pueden encontrar en la parte superior del árbol (por ejemplo, velocidad). A la derecha, los valores de los parámetros se pueden editar. Pueden utilizarse valores o expresiones constantes para definir el valor de los parámetros.

Seleccionar **Model** y luego seleccionar **New Parameter** para agregar nuevos valores de los parámetros globales. Cuando se crea un parámetro se le asigna un nombre por defecto automáticamente, pudiendo modificarse posteriormente.

Seleccionando el elemento deseado y, a continuación, seleccionar **New Parameter** para agregar nuevos valores de los parámetros locales. Al igual que los parámetros globales se les asigna un nombre de parámetro por defecto se introduce automáticamente, pudiendo modificarse posteriormente.

Una vez creados los parámetros se debe asignar el valor correspondiente en el campo de entrada **Value** y seleccionar la unidad correspondiente en el menú desplegable, haciendo clic en el campo de entrada **Unit**.

En esta ventana seleccionando **Delete** permite eliminar los parámetros seleccionados.

- Asignar un parámetro a un elemento.

Seleccionar **Element/Parameters** para mostrar los parámetros del elemento seleccionado. Sólo los parámetros asignados al elemento se pueden editar en la tabla.

Para editar los parámetros de un único elemento, seleccionar el elemento en el área de trabajo y posteriormente **Parameters** en el menú **Element**, o haciendo clic en el elemento con el botón derecho del ratón y seleccione **Parameters** en el submenú.

- Case Explorer

El Case Explorer permite definir variaciones de los parámetros del modelo. Seleccionando **Model/ Case Explorer** se abre la ventana que aparece en la siguiente figura.

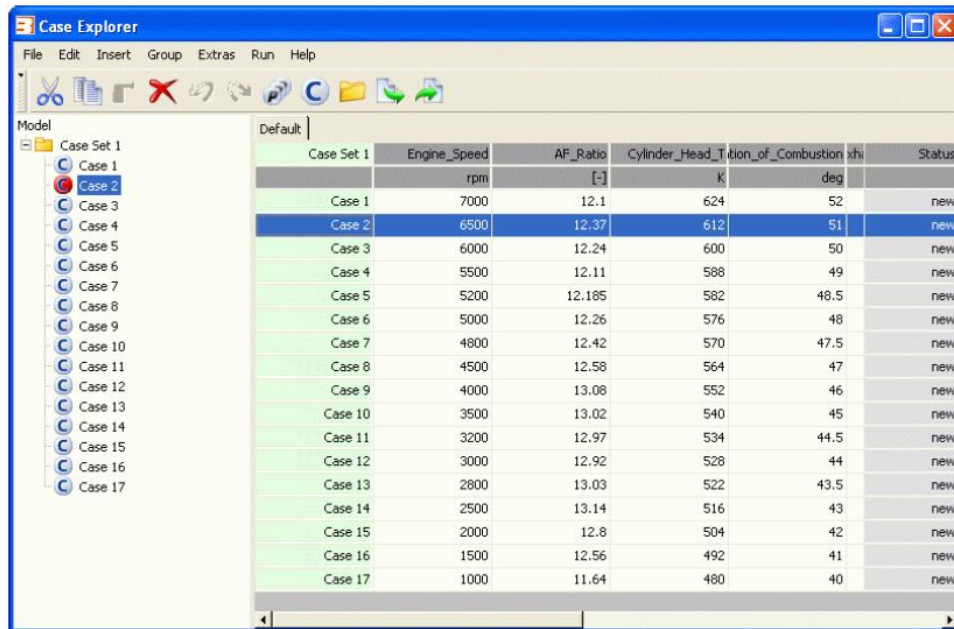




Fig 98: Ventana Case Explorer

En esta ventana el caso 2 es el caso activo, ya que se encuentra de color rojo. Para hacer que un caso sea el caso activo, se debe hacer doble clic sobre el caso que se quiere seleccionar con el botón izquierdo del ratón en el árbol y se volverá rojo pasando a ser el caso activo.

Se puede añadir nuevos casos que estarán sujetos a la variación, haciendo clic en . A continuación, se abre una ventana con una lista de los parámetros no utilizados, seleccione el parámetro y haciendo clic en  para añadirlo a la ventana Case Explorer pudiendo introducir los valores correspondientes para cada caso.

Sólo los parámetros globales pueden estar sujetos a variaciones mediante el Case Explorer. Cuando un parámetro es definido en una tabla de casos, el valor del parámetro asignado en la ventana **Model/Parameters** se desactiva.

#### 4) Diseño de un modelo de cálculo











Para crear un modelo de cálculo, haciendo doble clic en el elemento deseado en el árbol de elementos con el botón izquierdo del ratón se inserta en el área de trabajo, pudiendo mover el elemento a la ubicación deseada con el botón izquierdo del ratón.

La colocación de los elementos en el área de trabajo está asistido por una cuadrícula. La separación de los puntos de la malla y el tamaño total de la zona de trabajo se puede ajustar seleccionando **File/Page Setup**. El ajuste a la cuadrícula se puede suprimir pulsando la tecla **Shift** junto con el botón izquierdo del ratón.




















Se recomienda empezar localizando todos los elementos necesarios en el área de trabajo para posteriormente conectarlos mediante conductos. Los elementos se numeran automáticamente en el orden en el que fueron insertados. Finalmente los puntos de medición deben estar ubicados en los conductos.











- **Árbol de elementos**

Los elementos disponibles se seleccionan en el árbol de elementos ubicado en la parte izquierda de la interfaz gráfica. Los elementos disponibles son:



Cilindro			
Motor			
Consumidor de energía mecánica			
Vehículo			
Pistón con rotor giratorio			
Measuring point		Permite el acceso a los datos de flujo de gas y las condiciones sobre el ángulo de cigüeñal en un lugar determinado en un conducto.	
Aftertreatment Pipe		Conducto para tratamiento posterior.	
Límites	System Boundary		Proporciona la conexión entre el modelo de cálculo con un ambiente definido por el usuario.
	Aftertreatment Boundary		Proporciona la conexión del modelo de análisis de tratamiento posterior a un ambiente definido por el usuario.
	Internal Boundary		Permite imponer condiciones de contorno directamente en la última sección transversal de un conducto



Transfer	Restricción		Introduce una pérdida de presión distinta en un lugar determinado en el sistema de conductos.
	Acelerador		Controla el flujo de aire en un conducto como una función del ángulo de estrangulación.
	Válvula rotatoria		Controla el flujo de aire en un tubo como una función del ángulo de cigüeñal o tiempo.
	Check Valve		Válvula accionada por presión utilizada para evitar el flujo inverso.
	Inyectores		Permite introducir el combustible en el sistema de admisión.
	Junction		Se utiliza para conectar tres o más tubos.
Volumen	Plenum		Elemento en el que se consideran inexistentes las diferencias de presión y temperatura espaciales.
	Variable Plenum		Elemento en el que se considera el cambio a través del tiempo del volumen y la superficie de la cámara.
	Perforated Pipe in Pipe		Único elemento que representa dos tubos. Un tubo perforado interior y un tubo exterior.
Assembled	Filtro de aire		
	Catalizador		
	Intercambiador		
	Filtro de Partículas Diesel		
Charging	Turbocompresor		
	Turbina		
	Compresor centrífugo		
	Compresor de desplazamiento positivo		
	Waste Gate		Una válvula accionada por la diferencia de presión en el cuerpo de la válvula, más la diferencia de presión sobre un diafragma unido mecánicamente al cuerpo de válvula.
	Electrical Device		Dispositivo eléctrico

External	Fire Link		Simulación de patrones de flujo tridimensionales (3D).
	User Defined Element		Permite al usuario implementar algoritmos.
	CFD Link		CFD Link ofrece la posibilidad de vincular BOOST con códigos CFD 3D.
	CRUISE Link		CRUISE Link permite el intercambio de información entre los elementos de un modelo BOOST y el software CRUISE.
Control	Engine Control Unit		Permite modelar todas las funciones de control electrónico del motor, actuando como ECU.
	Enlaces MATLAB		
	Engine Interface		Se utiliza para suministrar datos a los elementos de un modelo BOOST que están conectados mediante cables.
	Controlador PID		
	Monitor		Permite monitorizar los resultados transitorios.
Acoustic	Microphone		Añadiéndolo a cualquier modelo BOOST permite extraer los datos acústicos tales como los niveles generales dB.

- Red de conductos

Una vez introducidos los diferentes elementos, seleccionando  introduciremos los conductos que servirán de unión entre los elementos. Todos los puntos posibles de conexión para conductos se indican mediante pequeños círculos o triángulos para cilindros, filtros de aire, catalizadores e intercambiadores indicando los puntos de conexión de entrada y salida. Seleccionando el círculo deseado (o triángulo) con el botón izquierdo del ratón para unir la tubería al elemento. La dirección en la que el tubo fue introducido será considerada como la dirección de flujo positivo (indicado por una flecha). La dirección de flujo puede ser revertida mediante seleccionando .

- Datos de entrada requeridos

Haciendo doble click en los diferentes elementos introducidos en el modelo o con el botón derecho del ratón, y seleccionando **Properties** en el submenú, se abre la ventana de entrada de datos. Los datos de entrada requeridos dependerán de cada elemento.

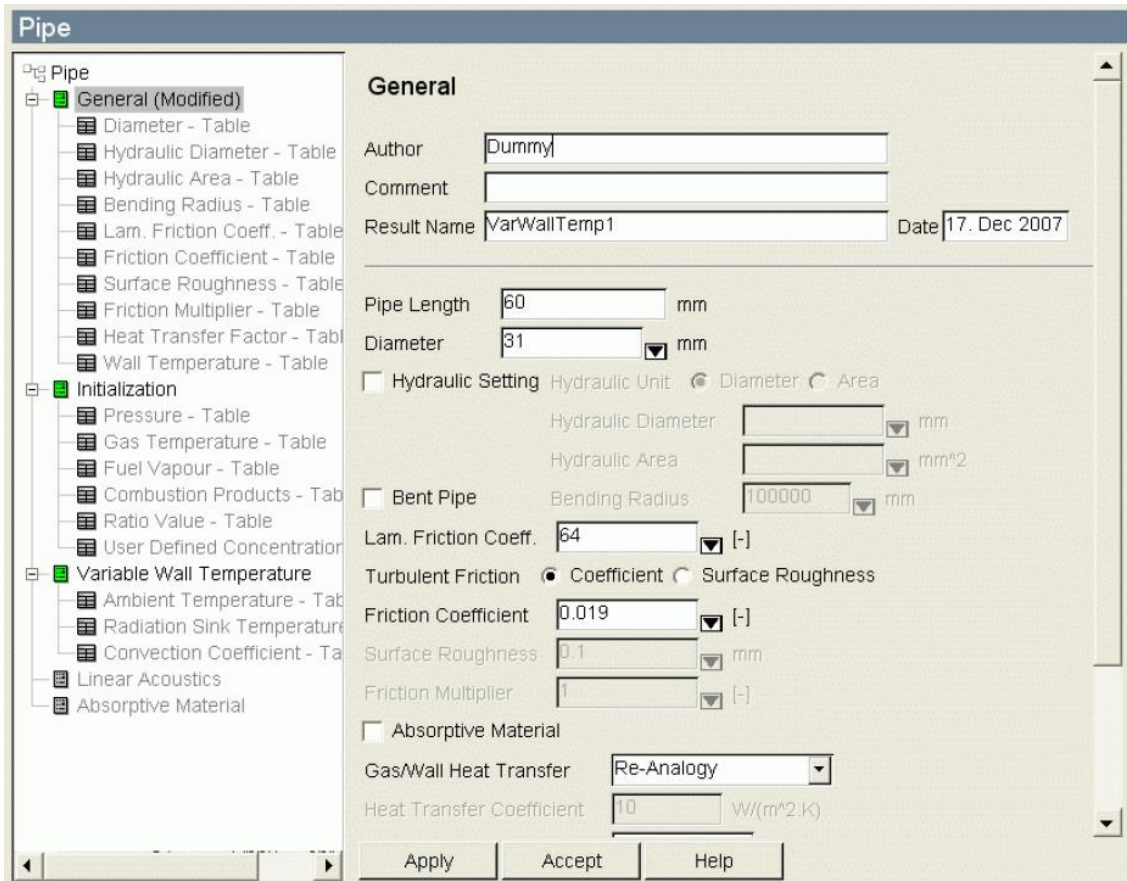


Fig 99: Ventana de entrada de datos de los elementos tipo conductos.

## 5) Simulaciones

Se puede simular casos individuales o series de casos, además las simulaciones se pueden iniciar desde **Simulation/Run** o directamente desde el Case Explorer.

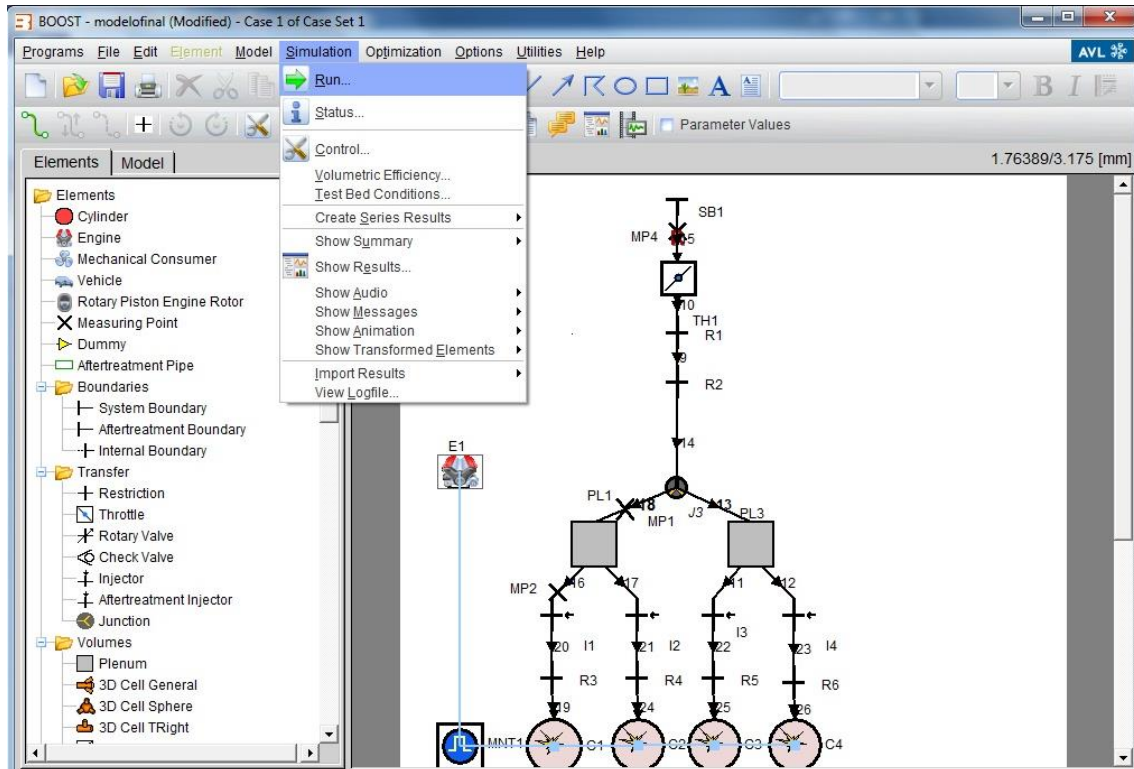


Fig 100: Acceso a la ventana de inicio de simulaciones

Una vez abierta la ventana **Run Simulation**, el usuario podrá seleccionar los casos que se van a simular, así como las tareas que se deberán realizar para cada caso.

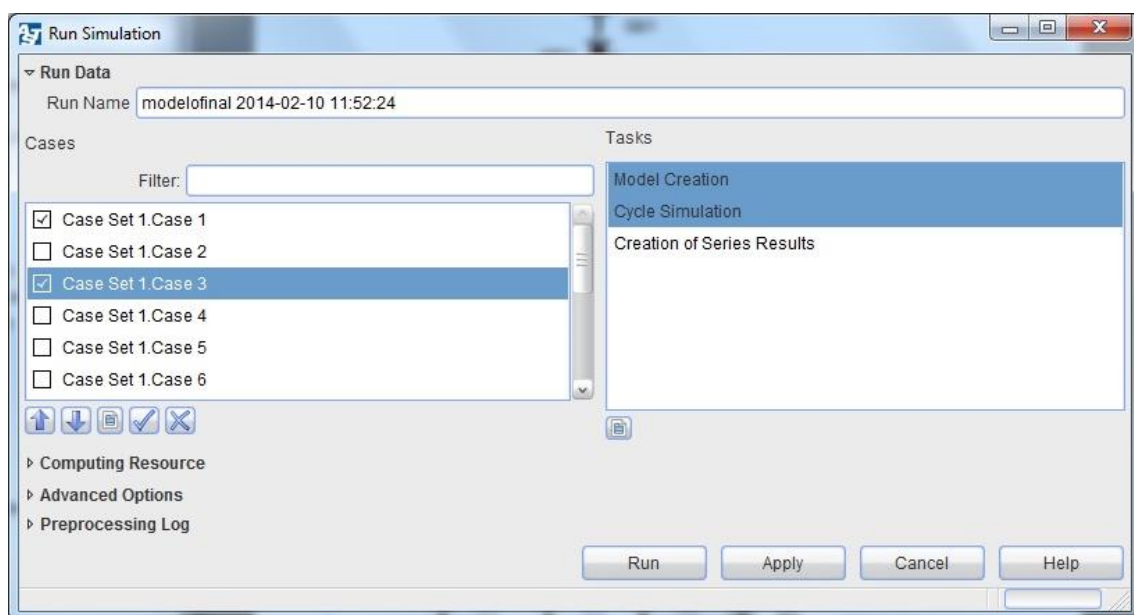


Fig 101: Ventana Run Simulation

## 6) Análisis de resultados.

La herramienta de post-procesamiento gráfico IMPRESS se utiliza para mostrar las gráficas, los transitorios, los resultados acústicos y los resultados de una serie.

Para facilitar el proceso de análisis y mejorar la comprensión de los complejos fenómenos de flujo en un motor de combustión interna, están disponibles los siguientes tipos de resultados están disponibles:

- SUMMARY: Análisis de datos globales y del rendimiento del motor.
  - TRANSIENTS: Análisis de los resultados globales de cálculo a partir de los ciclos calculados.
  - TRACES: Análisis de resultados de cálculo frente al ángulo del cigüeñal.
  - ACOUSTIC: Análisis de ruido en orificios.
  - CASE SERIES: Análisis de los resultados del cálculo de una series de casos.
  - ANIMATION: Análisis de resultados de animaciones.
  - MESSAGES: Análisis de los mensajes del programa de cálculo principal
- 
- Análisis de Summary Results

Seleccionando **Simulation/Show Summary** se muestran los resultados del resumen del cálculo junto con la información detallada del modelo de cálculo y las condiciones de contorno importantes para el cálculo. El programa muestra los valores obtenidos para cada uno de los cilindros por separado. Los valores globales obtenidos así como parámetros relevantes para el motor se muestran en la primera columna. En esta ventana es donde obtenemos lo valores del rendimiento volumétrico calculados para el motor en función del punto de referencia indicado.

En la siguiente figura se muestra un ejemplo del resumen de los resultados que aparecen en la ventana del navegador de archivos ASCII.

Ascii-File Browser - Case Set 1/Case 1/Cycle Simulation/summary1.log

File Window Options Help

Case Set 1/Case 1/Cycle Simulation/summary1.log

CYLINDERS: Average Values					
	Total Engine	Cyl. 1	Cyl. 2	Cyl. 3	Cyl. 4
Firing TDC [deg]		0.00	540.00	180.00	360.00
Bore [mm]		86.00	86.00	86.00	86.00
Stroke [mm]		86.00	86.00	86.00	86.00
Conrod l. [mm]		143.50	143.50	143.50	143.50
Pistonpinoffset [mm]		0.00	0.00	0.00	0.00
Swept Vol. [l]	1.9982	0.4996	0.4996	0.4996	0.4996
Compressionratio [-]		10.50	10.50	10.50	10.50
Combustion Data:					
Combustion Char.					
Comb.start [deg]		-5.00	-5.00	-5.00	-5.00
Comb.dur.1 [deg]		47.00	47.00	47.00	47.00
Vibe Parameter a [-]		6.900	6.900	6.900	6.900
Vibe Param. m 1 [-]		1.600	1.600	1.600	1.600
Comb. Noise [dB(A)]	96.0	96.1	95.8	95.8	96.1
Peak Fir.Pres. [bar]	59.01	59.65	58.43	58.34	59.64
at Crankangle [deg]	20.22	20.19	20.24	20.25	20.18
Peak Pres.Rise [bar/deg]	2.21	2.24	2.19	2.19	2.24
at Crankangle [deg]	9.61	9.60	9.63	9.63	9.60
Peak Fir. Temp. [K]	2613.72	2613.23	2614.78	2613.89	2612.97
at Crankangle [deg]	29.87	29.84	29.91	29.91	29.82
Res. Gascompr. [bar]	1.35	1.33	1.36	1.37	1.32
at Crankangle [deg]	336.77	337.46	335.62	336.55	337.45
Performance:					
IMEP [bar]	13.0813	13.2056	12.9737	12.9445	13.2013
Rel. to Ave. [-]		1.0095	0.9918	0.9895	1.0092
IMEP Exh. [bar]	-1.5078	-1.5213	-1.4975	-1.4944	-1.5180
IMEP Int. [bar]	0.7030	0.7024	0.7043	0.7030	0.7022

Fig 102: Ventana de Summary Results

• POST-PROCESSING

Seleccionando **Simulation/Show Results** se abre la ventana de gráficos IMPRESS, donde

Fig 103: Ventana gráfica IMPRESS

La ventana de gráficos IMPRESS permite extrapolar los datos calculados por el programa y nos permite representar en diferentes gráficas los resultados obtenidos para las diferentes variables del modelo. Haciendo click en **Layers** podemos introducir tantas gráficas como variables queramos representar.

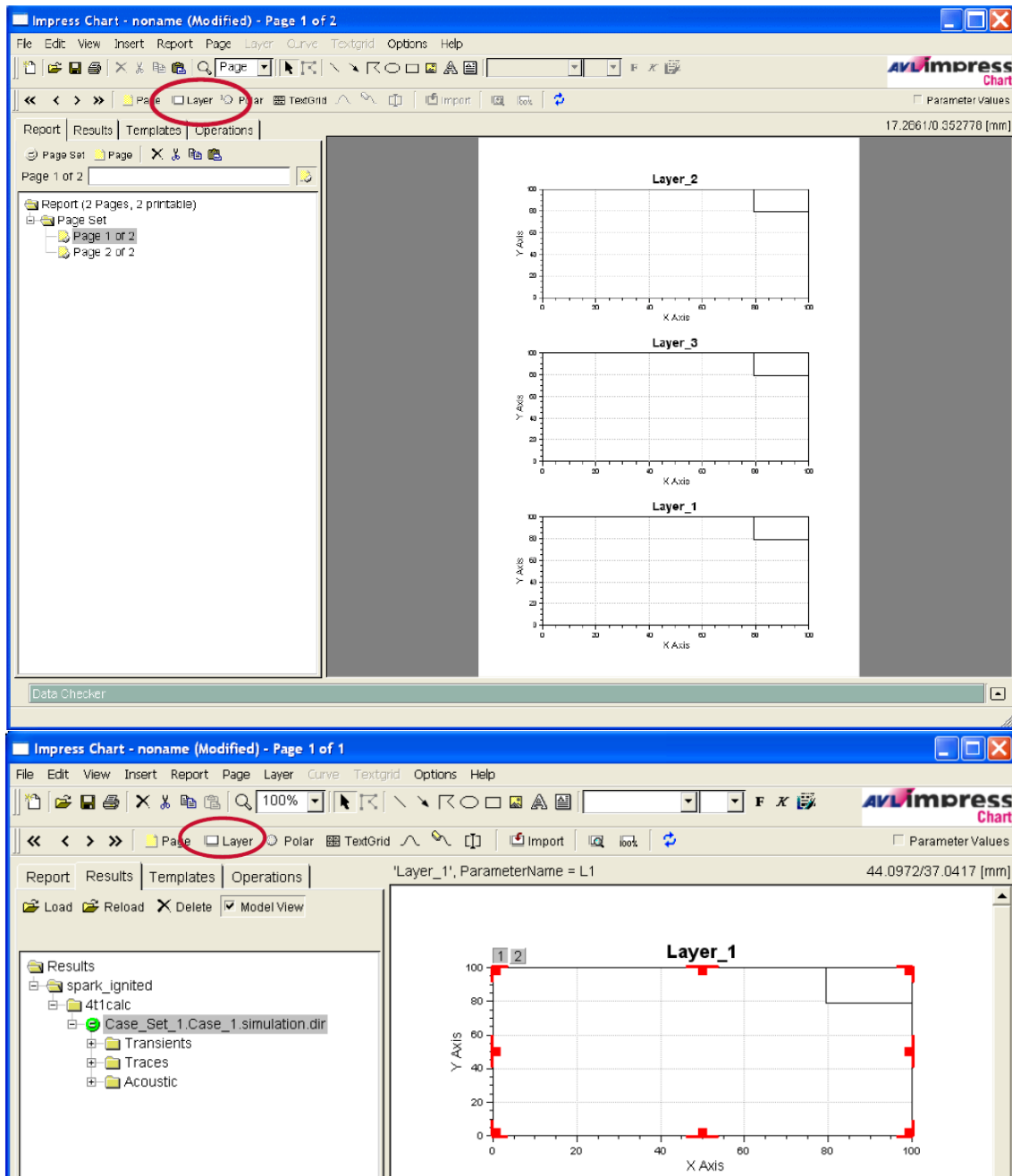


Fig 104: Layers en la ventana gráfica IMPRESS

Indicando el modelo y el caso a analizar podremos seleccionar la variable que se quiere representar haciendo click en ella.



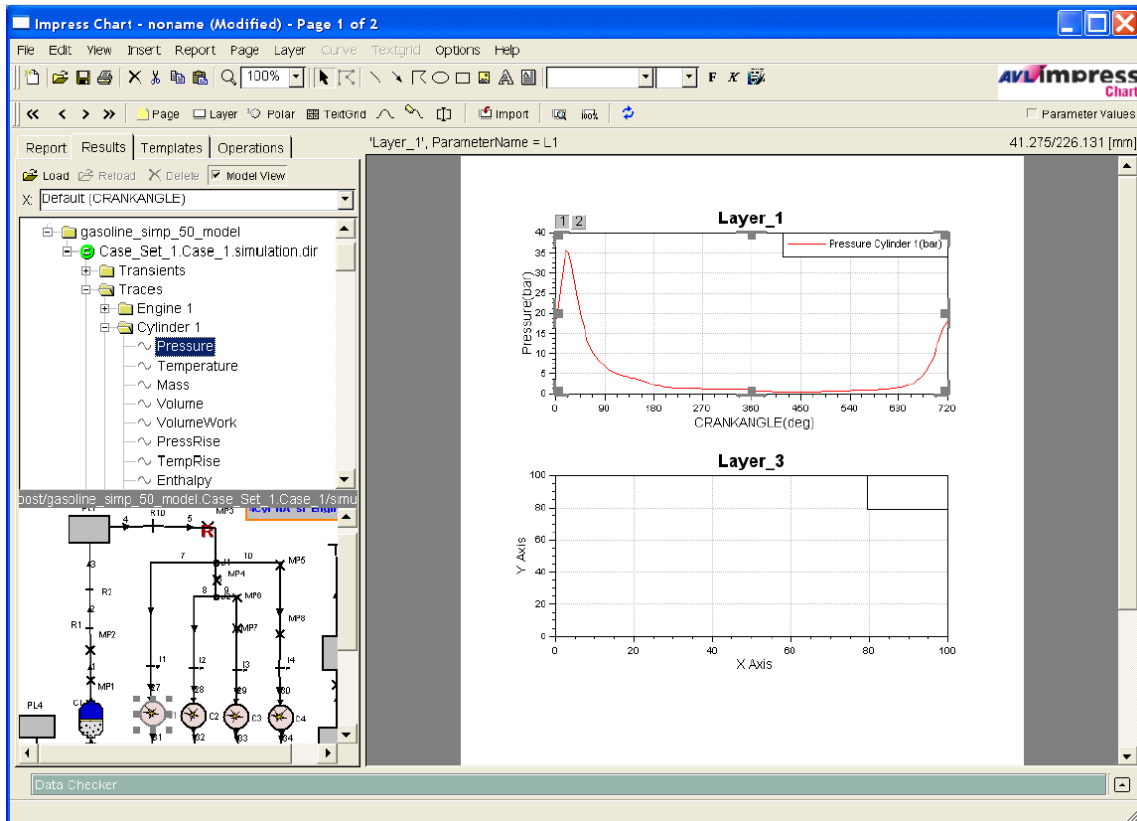


Fig 105: Representación de una variable

Por último la ventana gráfica IMPRESS también permite representar varias variables en la misma gráfica.

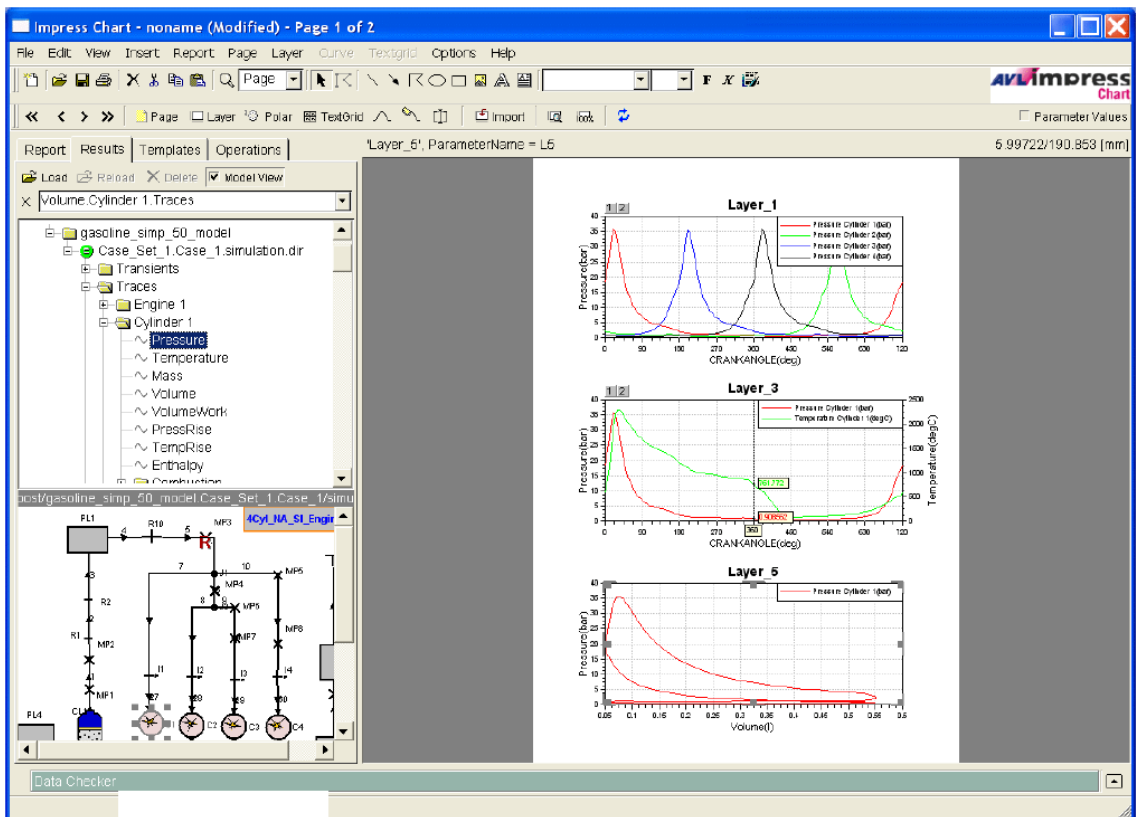


Fig 106: Representación de varias variables



## 8. 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 AVL Boost

Manual de taller Honda CBR-600RR

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.