



Universidad de Valladolid



ESCUELA DE INGENIERÍAS  
INDUSTRIALES

UNIVERSIDAD DE VALLADOLID  
ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES  
Grado en Ingeniería Mecánica

# Optimización del cierre de la válvula de admisión de un motor de combustión interna alternativa

Autor:

Martín Sanz, Carlos

Tutora:

Giménez Olavarría, Blanca

Departamento de  
Ingeniería Energética y  
Fluidomecánica

Valladolid, Enero 2017





---

**Universidad de Valladolid**



ESCUELA DE INGENIERÍAS  
INDUSTRIALES



## Resumen

Se ha pretendido estudiar con este Trabajo Fin de Grado el alcance que puede tener la implantación de los ciclos Miller y Atkinson en los motores de combustión interna alternativa. Dicho estudio no se llevará a cabo a través de un banco de ensayos, sino mediante simulaciones realizadas con el software AVL BOOST.

Primero se ha diseñado un modelo en dicho software teniendo en cuenta las características de un motor sencillo para después realizar las simulaciones. Un primer estudio llevará a decidir cuáles son los valores óptimos del adelanto o retraso del cierre de la válvula de admisión, para luego establecerlos en el modelo.

Por último se realizarán estudios sobre diferentes parámetros para visualizar su evolución en función del régimen de giro, comprobando su afinidad con los valores teóricos.

## Palabras Clave

- Motor de combustión interna alternativa
- Miller
- Atkinson
- Software AVL BOOST
- Válvula de admisión



**Universidad de Valladolid**



ESCUELA DE INGENIERÍAS  
INDUSTRIALES



# ÍNDICE

## 1. Introducción y objetivos

## 2. Fundamentos

### 2.1. Motor de combustión interna alternativa

### 2.2. Clasificación

### 2.3. Parámetros típicos de un MCI

#### 2.3.1. Parámetros geométricos

#### 2.3.2. Parámetros de funcionamiento

#### 2.3.3. Parámetros indicados y efectivos

### 2.4. Renovación de la carga en motores de 4 tiempos

#### 2.4.1 Rendimiento volumétrico.

### 2.5. Ciclos termodinámicos

#### 2.5.1 Ciclo Diesel

#### 2.5.2 Ciclo Otto

#### 2.5.3 Ciclo Miller

#### 2.5.4 Ciclo Atkinson

#### 2.5.5 Uso de los ciclos Miller/Atkinson

## 3. Software de modelización y simulación: AVL BOOST

### 3.1. Introducción

### 3.2. Interfaz gráfica

#### 3.2.1. Barra de menús

#### 3.2.2. Barra de iconos

#### 3.2.3. Parámetros

#### 3.2.4. Diseño de un modelo de cálculo



3.2.5. Simulaciones

3.2.6. Análisis de resultados

3.3. Modelo empleado

4. Simulaciones

4.1 - Optimización del cierre de la válvula de admisión

4.2 - Optimización del ángulo de inicio de la combustión.

4.3 - Estudio paramétrico del dosado relativo

4.4 - Estudio paramétrico de la presión de admisión

5. Resultados y conclusiones

Bibliografía

Anexos



# 1- INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

## INTRODUCCIÓN

Desde la inclusión de los primeros motores de combustión interna alternativa a finales del siglo XIX, su empleo ha sido cada vez mayor [1]. Las innovaciones y mejoras no han cesado desde entonces, llegando a alcanzar cada vez mejores prestaciones. Sin embargo, su desmesurado uso ha conducido a tener que adoptar medidas que protejan el medioambiente [2]. Las restricciones impuestas en cuanto a las emisiones contaminantes son cada vez más severas y por lo tanto las empresas se ven obligadas a priorizar a la hora de optimizar sus motores, empleando numerosas técnicas para alcanzar soluciones de compromiso entre todas las características y obtener así un buen rendimiento final [3].

En este trabajo se pone de relevancia el empleo de los ciclos Miller y Atkinson en los motores de combustión interna, realizando una optimización a la hora de estudiar el cierre de la válvula de admisión e implantando los resultados obtenidos de dicha optimización en estudios paramétricos.

## OBJETIVOS

Los objetivos de este trabajo son:

- Conocer y aprender el uso del software AVL BOOST [4]
- Modelar un motor constituido con varios elementos.
- Optimizar el momento del cierre de la válvula de admisión en función del régimen de giro.
- Realizar diferentes estudios paramétricos variando el régimen de giro.



**Universidad de Valladolid**



ESCUELA DE INGENIERÍAS  
INDUSTRIALES



## 2- FUNDAMENTOS

### 2.1- MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVA

La finalidad de un motor térmico es obtener energía mecánica gracias al proceso de combustión que se da en la mezcla comprimida de aire y combustible dentro de una cámara cerrada o cilindro, con el fin de incrementar la presión y generar con suficiente potencia el movimiento lineal alternativo del pistón [5].

En el caso de que sea el propio fluido el que se utilice para generar el estado térmico en una cámara cerrada el motor será de combustión interna. Si además la transmisión del trabajo se efectúa de manera lineal (desplazamiento lineal del émbolo) entonces se denominará alternativo.

Los MCIA presentan una serie de ventajas frente a otros tipos de motores:

- Alto rendimiento: Con respecto a otros motores (turbina de vapor, turbina de gas) el rendimiento de los MCIA es mayor, pudiendo alcanzar hasta el 50%

- Combustibles: Se pueden emplear una gran variedad de combustibles, tanto en estado líquido como gaseoso.

- Potencia: Amplia gama de potencias, desde unos pocos Watios hasta decenas de Megawatios. Además guardan una excelente potencia específica (potencia/peso motor)

- Disposiciones constructivas variadas: El conjunto cilindro-émbolo se puede adaptar a diversas situaciones, variando tanto sus dimensiones como el material del que pueden fabricarse, haciendo que los MCIA sean amoldables a numerosas aplicaciones.

No obstante, los MCIA presentan una serie de desventajas frente a otros motores:

- Combustible: La dependencia del petróleo es su mayor desventaja.

-Contaminación: Debido al proceso de combustión, se emiten compuestos contaminantes, provocando alteraciones en la naturaleza como el efecto invernadero.

## 2.2- CLASIFICACIÓN

Existen diferentes clasificaciones para los motores: atendiendo al lugar donde se produce la combustión, al modo de trabajo, a la disposición de los cilindros, al encendido, según el modo de lubricación...

Dependiendo de dónde se produzca el proceso de combustión, los motores térmicos siguen la siguiente clasificación:

- Combustión externa: Motor Stirling, Turbina de vapor
- Combustión interna:
  - Combustión Continua: Turbina de gas
  - Combustión Discontinua:
    - Alternativos: MEP, MEC
    - Rotativos: Motor Wankel
    - Propulsivos: Pulsorreactores

Así pues un motor de combustión interna alternativa como es el que se va a emplear para realizar este proyecto estará englobado dentro de los motores térmicos de combustión interna discontinua, es decir, el proceso de combustión ocurre de forma intermitente, ya que el fluido desarrolla un trabajo sobre una superficie móvil.

Otra posible clasificación se establece en función del modo de renovación de la carga:

Ciclo de 4 tiempos: El motor ha de realizar dos revoluciones para llevar a cabo el ciclo completo. Las cuatro fases son las siguientes:

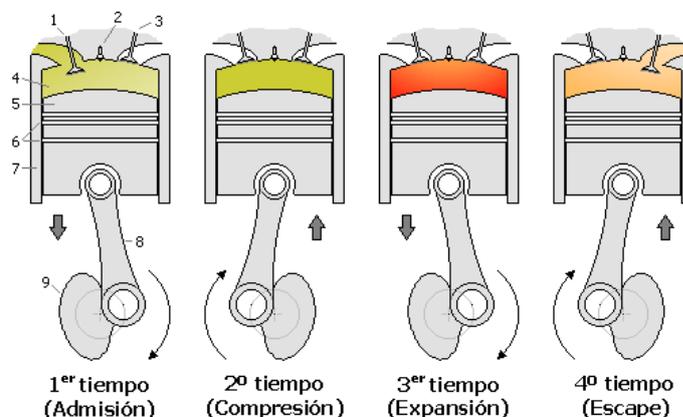


Fig. 2.1: Diferentes etapas de las que consta un motor de 4 tiempos.

- 1- Admisión: El fluido entra al cilindro
- 2- Compresión: El émbolo efectúa el movimiento desde el punto muerto inferior hasta el superior, aumentando así la presión y la temperatura del fluido.
- 3- Explosión: Una vez iniciada la combustión ésta progresa rápidamente incrementando la temperatura y la presión en el interior del cilindro, expandiendo los gases que empujan al pistón hasta el PMI. Es en esta fase donde se va a obtener el trabajo.
- 4- Escape: El pistón empuja en su movimiento los gases de la combustión hacia el conducto de escape.

Ciclo de 2 tiempos: El motor realiza una sola revolución para llevar a cabo la renovación de carga

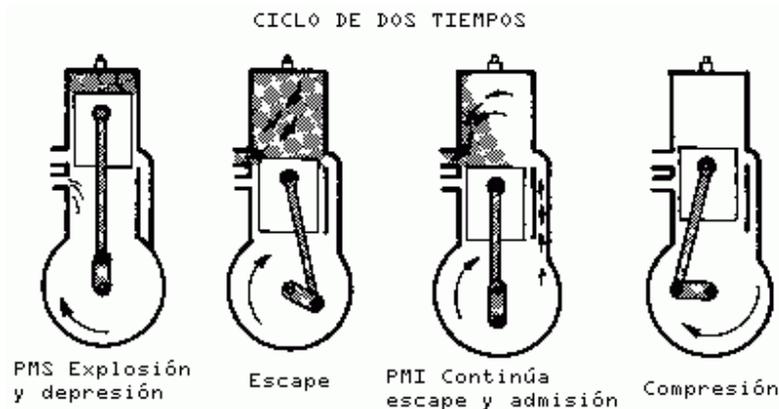


Fig. 2.2: Diferentes etapas que sigue un motor de 2 tiempos.

**Compresión y Admisión:** Al ascender el pistón se produce la compresión de la mezcla. Así mismo, deja la entrada libre para permitir el acceso de mezcla.

**Explosión y Escape:** El pistón es empujado hacia el PMI debido a la elevada presión provocada por la explosión. En ese momento la lumbrera de escape queda abierta, pudiendo ser desalojados los gases de escape.

## 2.3- PARÁMETROS TÍPICOS DE UN MCIA

Se han englobado los parámetros en tres tipos diferentes:

### 2.3.1. Parámetros geométricos

Permiten caracterizar geoméricamente las dimensiones de los elementos más importantes del motor. Incluyen fundamentalmente parámetros relativos a las dimensiones del cilindro, el mecanismo biela-manivela y al sistema de renovación de la carga. Los parámetros geométricos se fijan al diseñar el motor, lo que va a condicionar el posterior funcionamiento tanto en lo que se refiere a prestaciones como a emisiones.

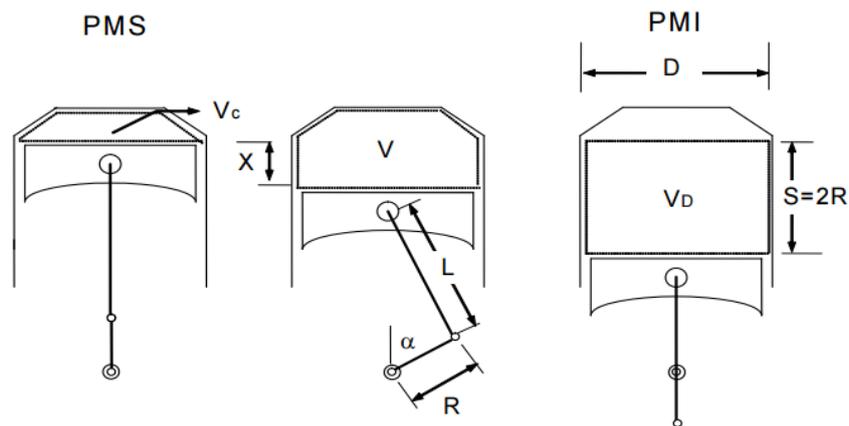


Fig. 2.3: Diferentes parámetros geométricos de un MCIA.

Dónde:

$S$ : Carrera

$D$ : Diámetro del pistón

$R$ : Radio de la muñequilla

$L$ : Longitud de la biela

$\alpha$ : Ángulo girado del cigüeñal

$PMS$ : Punto muerto superior (para  $\alpha = 0^\circ$ )

$PMI$ : Punto muerto inferior (para  $\alpha = 180^\circ$ )



$S/D$ : Relación carrera-diámetro.

Se definen también los siguientes parámetros:

$$A_p = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$V_D = \frac{\pi D^2}{4} S$$

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

$$V_T = Z \cdot V_D$$

$A_p$ : Área del pistón

$V_D$ : Volumen desplazado

$r$ : Relación de compresión

$V_D$ : Volumen cámara de combustión

$Z$ : Número de cilindros

$V_T$ : Cilindrada del motor

### 2.3.2. Parámetros de funcionamiento

Habitualmente los MCIAs no se diseñan para operar en unas condiciones fijas de funcionamiento sino que tienen un amplio rango de variación que les permite acomodarse a los requerimientos de uso. Los parámetros de funcionamiento definen el estado operativo del motor a partir de variables que pueden medirse experimentalmente y sobre las que actuará el sistema de control del motor para fijar el punto de funcionamiento deseado.

#### Régimen y velocidad lineal media del pistón



El régimen de giro del motor  $n$  es el número de revoluciones por unidad de tiempo y determina la frecuencia de repetición del ciclo de trabajo. Constituye uno de los grados de libertad del motor para dar potencia:

$$C_m = 2 \cdot S n$$

Dónde:

$C_m$ : Velocidad media del pistón

La velocidad lineal media del pistón es un parámetro, que al incluir la carrera  $S$ , representativa del tamaño del motor, homogeniza motores de tamaño dispar. Por ello, resulta un parámetro más apropiado que el régimen de giro  $n$  para indicar la rapidez de un motor y de hecho es la velocidad lineal media del pistón el parámetro limitante a la hora del diseño. Habitualmente los motores de mayor tamaño suelen girar a menor régimen de giro pero tienen mayor  $S$ , de modo que el rango de variación de  $C_m$  está mucho más acotado que el del régimen de giro. Las bajas velocidades medias van asociadas a motores en los que se busca la fiabilidad y la duración, y/o un coste de fabricación bajo, a costa de la potencia máxima, mientras que las altas velocidades van asociadas a elevados regímenes para obtener más potencia.

### Grado de carga

El grado de carga cuantifica, en general, lo que proporciona el motor comparado con el máximo que puede dar. Se suele aplicar al par en el eje, a la potencia e incluso al caudal de combustible. Aplicado a la potencia, es la proporcionada en unas determinadas condiciones de funcionamiento, con respecto al máximo posible del motor a ese mismo régimen y es usual definirlo como:

$$\alpha = \frac{N_e}{N_{e \text{ Máx}}}$$

Dónde:

$N_e$ : Potencia efectiva.

$N_{e \text{ Máx}}$ : Potencia efectiva máxima.



Por hacerse la comparación al mismo régimen, coincide con el par dividido por el par máximo, a ese régimen.

Junto con el régimen de giro o velocidad media del pistón, son los parámetros elementales más representativos de las condiciones operativas del motor y los parámetros de entrada habituales en las curvas características de motor.

### Gasto de combustible y poder calorífico

Los motores basan su funcionamiento en el proceso de combustión, cuyo resultado es la liberación de la energía contenida en los enlaces químicos en forma de energía térmica, lo que permite al motor obtener trabajo mecánico. Por ello, es clave conocer la cantidad de energía liberada. Si la combustión es completa y perfecta, puede calcularse como:

$$\dot{Q}_{Lib} = \dot{m}_f PC$$

Dónde:

$\dot{Q}_{Lib}$ : Potencia térmica liberada.

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

$PC$ : Poder calorífico del combustible.

Dado que los combustibles suelen formar agua al arder y el agua posee un elevado calor latente de vaporización, se consideran dos poderes caloríficos:

- Poder Calorífico Superior (PCS): cuando los gases productos de la combustión están a una temperatura inferior a la de condensación, se puede asumir que el agua formada durante la combustión condensa totalmente. El calor latente de vaporización está entonces disponible.
- Poder Calorífico Inferior (PCI): cuando el agua resultado de la oxidación del combustible no condensa, por lo que su calor latente no se ha liberado en el proceso de condensación.

Lógicamente se cumple  $PCI < PCS$



### Dosado

Es el parámetro que caracteriza la mezcla aire-combustible, cuya expresión es:

$$F = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a}$$

Cuando todo el combustible y todo el oxígeno reaccionan sin que quede nada de reactivos, se tiene el dosado estequiométrico  $F_e$ . Dividiendo por él se tendrá el dosado relativo:

$$F_r = \frac{F}{F_e}$$

Dónde, dependiendo su valor, se obtendrá:

- Dosado pobre:  $F_r < 1$
- Dosado estequiométrico:  $F_r = 1$
- Dosado rico:  $F_r > 1$

El nombre de dosado pobre o rico es debido a que se considere que exista falta o exceso de combustible para la combustión estequiométrica. También puede venir representado como el inverso de  $F_r$ , siendo su expresión:

$$\lambda = \frac{1}{F_r}$$

### Recirculación de los gases de escape

Una técnica que se ha popularizado mucho en los motores para reducir las emisiones de óxidos de nitrógeno (NOx) es el empleo de lo que se conoce como EGR (Exhaust Gas Recirculation) y que consiste en recircular parte de los gases de escape a la admisión, lo que reduce las temperaturas máximas de combustión y la reducción de oxígeno, y por tanto los NOx.



La cantidad de gas que se recircula suele referirse a valores relativos o porcentuales. Se define así la tasa de EGR como el cociente entre la masa de gases recirculados dividido entra la masa de gas total admitido por el motor:

$$EGR = \frac{\dot{m}_{EGR}}{\dot{m}_{TOTAL}} 100$$

Dónde:

$EGR$ : Tasa porcentual de EGR.

$\dot{m}_{EGR}$ : Gasto de gases de escape recirculados.

$\dot{m}_{TOTAL}$ : Gasto de gases admitidos por el motor.

### 2.3.3. Parámetros indicados y efectivos

Caracterizan las prestaciones y emisiones de un motor en un determinado punto de operación. Considerando que el origen de la potencia mecánica es el trabajo ejercido por el gas sobre el pistón y el final es la entrega de potencia en el eje, se consideran parámetros indicados, los que se calculan en base a condiciones medidas en la cámara de combustión, y parámetros efectivos los disponibles en el eje. Estos parámetros son decisivos a la hora de evaluar el funcionamiento de un motor ya que proporcionan información relativa a la potencia, rendimiento y emisiones, claves a la hora de comparar motores o estrategias de operación. La diferencia entra ambos son las pérdidas mecánicas.

#### Parámetros indicados

Reciben su nombre del diagrama indicador, que representa la evolución de la presión instantánea en cámara a lo largo del ciclo de trabajo en función del volumen del cilindro.

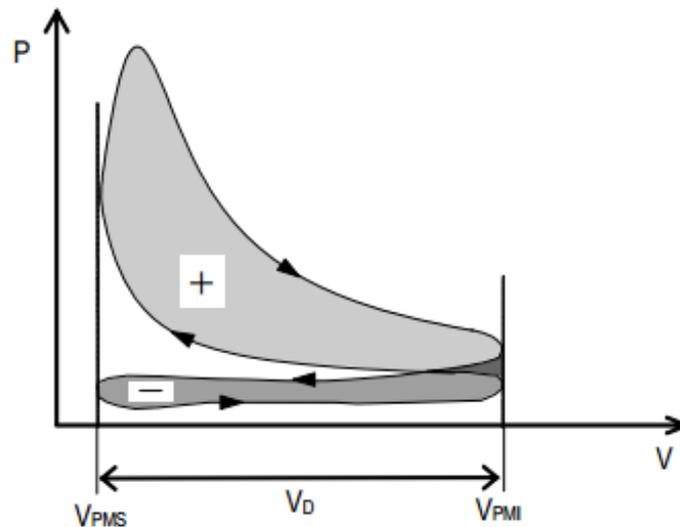


Fig. 2.4: Ciclo indicado de un motor de 4 tiempos mostrando los lazos de alta y baja presión.

Durante el ciclo de trabajo de un motor de cuatro tiempos se suceden una serie de evoluciones termodinámicas que dan lugar a dos lazos: el de alta presión, marcado con el signo positivo en la figura 2.4 y el de baja presión o de bombeo (denominado así por la necesidad de bombear los gases para ser renovados), marcado con signo negativo.

Serán parámetros indicados:

- **Trabajo indicado:** Es la integral del lazo de alta presión entre el punto muerto inferior de admisión y el de escape:

$$W_i = \int_{PMI_{ad}}^{PMI_{es}} p dV > 0$$

El trabajo indicado coincide con el trabajo realizado, si se asume presión constante en la cara del pistón. Será un trabajo positivo generado por los gases sobre el pistón gracias a que durante el proceso de combustión y expansión la presión en la cámara es superior a la de la compresión.

- **Potencia indicada:** Se corresponde al trabajo indicado por unidad de tiempo:

$$N_i = inW_i$$

Dónde:

$i$ : Número de ciclos por vuelta.

$n$ : Régimen de giro.

- Rendimiento indicado: Es la relación entre la potencia indicada desarrollada por el motor y la potencia térmica del combustible:

$$\eta_i = \frac{N_i}{\dot{m}_f PCI}$$

- Presión media indicada: Es aquella presión constante que durante una carrera produciría un trabajo igual al trabajo indicado:

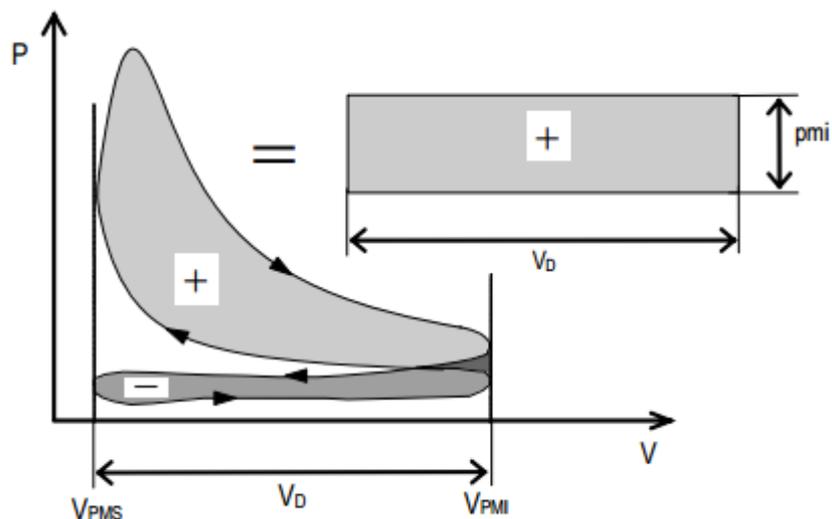


Fig. 2.5: Ciclo indicado y representación de la presión media indicada

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

A lo largo del trabajo se referirá a la pmi como IMEP (Inlet Mean Effective Pressure)

### Parámetros efectivos

Se refieren al eje del motor y por tanto incluyen el ciclo cerrado, el bombeo y las pérdidas por fricción y auxiliares. Son habituales los que se relacionan a continuación.

- Par efectivo: Es el par mecánico medio  $M_e$  que el motor ejerce por medio de su eje hacia el exterior. Es posible su medida directa. De modo que junto con el régimen de giro del motor, permiten el cálculo del resto de parámetros efectivos. El par motor es un parámetro de especial interés pues indica la capacidad tractora que otorga el motor a los dispositivos arrastrados por él; indica asimismo la capacidad de aceleración.

$$M_e = \frac{N_e}{2\pi n}$$

- Potencia efectiva: Se obtiene directamente a partir del par efectivo que el motor entrega al régimen de giro  $n$ :

$$N_e = M_e \omega$$

$$\omega = 2\pi n$$

- Trabajo efectivo: Es el trabajo que se obtiene en el eje del cigüeñal durante un ciclo de trabajo completo:

$$W_e = \frac{N_e}{in}$$

- Rendimiento efectivo: Es la relación entre la potencia efectiva desarrollada por el motor y la potencia térmica del combustible:

$$\eta_e = \frac{N_e}{\dot{m}_f PCI}$$

- Presión media efectiva: Por analogía con la pmi se define la presión media efectiva pme como una presión constante que durante la carrera de expansión produciría un trabajo igual al trabajo efectivo:

$$pme = \frac{W_e}{V_T} = \frac{N_e}{inV_T}$$

- Consumo específico: Es el consumo en relación a la potencia producida:

$$g_{ef} = \frac{\dot{m}_f}{N_e}$$

## 2.4- RENOVACIÓN DE LA CARGA EN MOTORES DE 4 TIEMPOS

El proceso de renovación de carga tiene como objetivo el expulsar los gases generados durante el proceso de combustión dentro del cilindro y reemplazarlos con mezcla fresca proveniente del colector de admisión. La importancia de realizar una renovación de carga óptima es primordial, pues de ella depende el alcance de las prestaciones del motor. De esta manera, la potencia máxima que se puede obtener está limitada por la cantidad de aire introducida en los cilindros. Así pues, la efectividad del llenado de los cilindros será el primer objetivo en la optimización del proceso de renovación de la carga:

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

$$\dot{m}_f = \dot{m}_a \cdot F$$

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

La potencia  $N_e$  dependerá pues del dosado  $F$  (que será próximo a uno), del poder calorífico del combustible  $H_f$ , del rendimiento efectivo del motor  $\eta_e$  (del cual no se espera mejora dado el estado actual de la técnica) y de la cantidad de aire que entre en el cilindro  $\dot{m}_a$ . Por lo tanto la renovación de carga desempeña un papel crucial a la hora de obtener la máxima potencia.

### 2.4.1. Rendimiento Volumétrico

Este parámetro cuantifica el proceso de llenado del cilindro. Se calcula como el cociente entre el gasto real de carga fresca admitida por el motor y un cierto gasto que se alcanzaría en condiciones de referencia:

$$\eta_V = \frac{\dot{m}_a}{niV_D \rho_{ref}}$$

Dónde:

$$\eta_V = \text{Rendimiento volumétrico} = \frac{\text{masa que entra en el motor en un ciclo}}{\text{masa teórica que debería entrar}}$$



$\dot{m}_a$  = masa de aire por unidad de tiempo que entra al motor

$\rho_{ref}$  = Densidad de la mezcla a las condiciones de referencia

Se puede concluir entonces que para un motor dado en unas condiciones de funcionamiento dadas, cuanto mayor sea el rendimiento volumétrico mayor será el gasto de aire y consecuentemente mayor será la potencia.

### **Factores que afectan al rendimiento volumétrico**

Numerosos factores de diseño geométrico y de funcionamiento intervienen a la hora de obtener un rendimiento volumétrico óptimo.

#### **Factores Geométricos**

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 así el rendimiento volumétrico
- Haciendo el proceso más adiabático, lo que provoca una disminución del rendimiento

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

#### **-Sección de paso de las válvulas y forma**

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

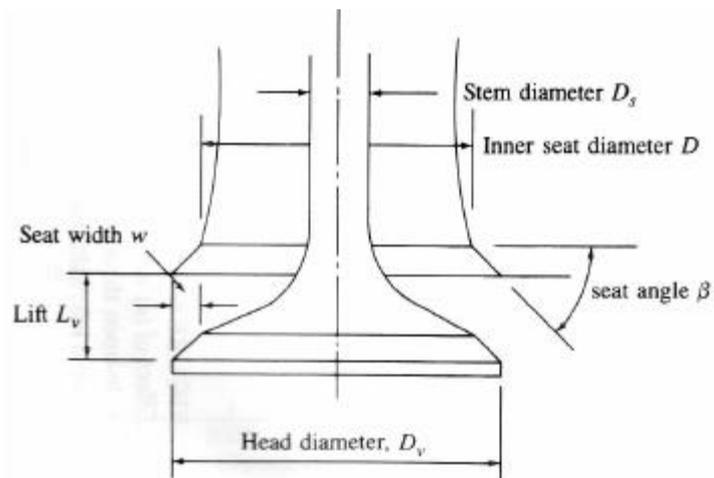


Fig. 2.6: Parámetros característicos de una válvula.

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.

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

#### -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 de 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:

$$M_v = \left(\frac{D}{D_v}\right)^2 \frac{c_m}{\bar{C}_D a} \frac{\pi}{\alpha_2 - \alpha_1} \eta_v$$

Dónde:

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 tarda 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 ser largos y estrechos.

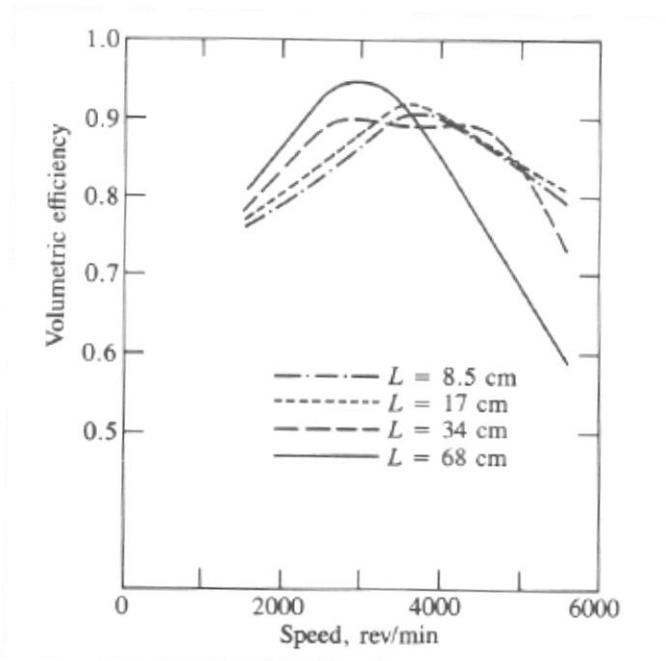


Fig. 2.7: Efecto de la longitud del colector de admisión en el rendimiento volumétrico.

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.

-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 de la presión media efectiva 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 Ne sube, manteniéndose constante el resto de los parámetros.

*-Diagrama de distribución:* Como ya se ha comentado previamente, el adelantar o retrasar la apertura o cierre de las válvulas es una opción para obtener un mayor rendimiento del motor, por lo que la renovación de carga también se verá afectada. El momento teórico para abrir y cerrar las válvulas es el PMS y en el PMI (las válvulas de admisión abren en el PMS y cierran en el PMI, mientras que las 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 las velocidades con la que se vacía el cilindro de los gases de combustión.

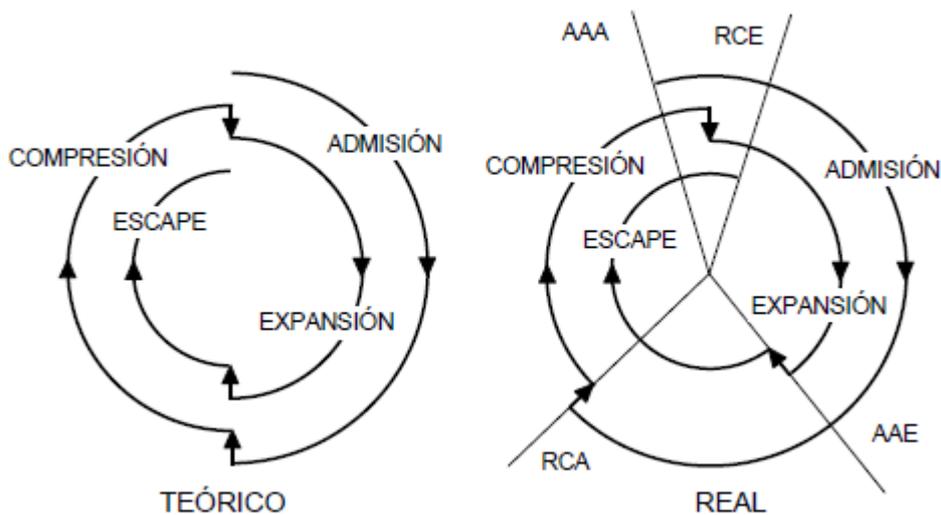


Fig. 2.8: Diagramas circulares de la distribución teórica y real de un motor de 4 tiempos.



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 o el PMI.

Avance de la Apertura de Admisión (AAA): Al abrir la válvula de admisión antes de que el pistón llegue al PMS se consigue un mejor llenado del cilindro ya que la mezcla ingresará por más tiempo. Así mismo mejora el vaciado del cilindro de los gases quemados procedentes de la etapa de combustión, ya que cuando el pistón está al final de la carrera de escape, el volumen en el cilindro varía muy poco y existe un efecto de succión en el colector de escape debido a las inercias.

Retraso en el Cierre de Admisión (RCA): Mejora el llenado del cilindro, puesto que se aprovechan los efectos de la inercia de los gases. No obstante también hay que tener en cuenta el momento a partir del cual la presión del cilindro es superior a la del colector, retornando parte de la mezcla.

Avance de la Apertura de Escape (AAE): Permite vaciar el cilindro más rápidamente (aunque se pueda perder potencia debido a la alta presión de los gases, compensa el hecho de aumentar la velocidad de vaciado). Suele ser de unos 40 – 45° antes de la llegada del pistón al PMI.

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 la 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. Así pues se consigue reducir la cantidad de residuales en el cilindro gracias a la inercia de los gases de escape.



Cruce de válvulas: El retraso del cierre de las válvulas y el avance de la apertura provocan “solapamiento” en las aperturas de las válvulas de admisión y escape, llamado cruce de levas o cruce de válvulas. Este cruce de válvulas consiste en el espacio, medido en grados sexagesimales de giro del cigüeñal, en el que la válvula de escape y de admisión se encuentran abiertas en forma simultánea. Suele ser de unos  $20^\circ$  a  $25^\circ$  para motores normales de uso urbano o de carretera, y en el caso de los motores de altas prestaciones, para competición, puede llegar a  $35^\circ$  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 menos. Por el contrario, un cruce de levas corto, permitirá al motor obtener un buen rendimiento a regímenes bajos, pero por encima de las 3500/4500 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, aún 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 los avances y retrocesos del régimen de giro, 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 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.

- a) 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.
- b) 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**

Al igual que existen una serie de factores geométricos que afectan al rendimiento volumétrico, también los hay de funcionamiento, tales como:

#### -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.

#### 1. 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, se obtendrá 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:

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

Dónde:

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

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

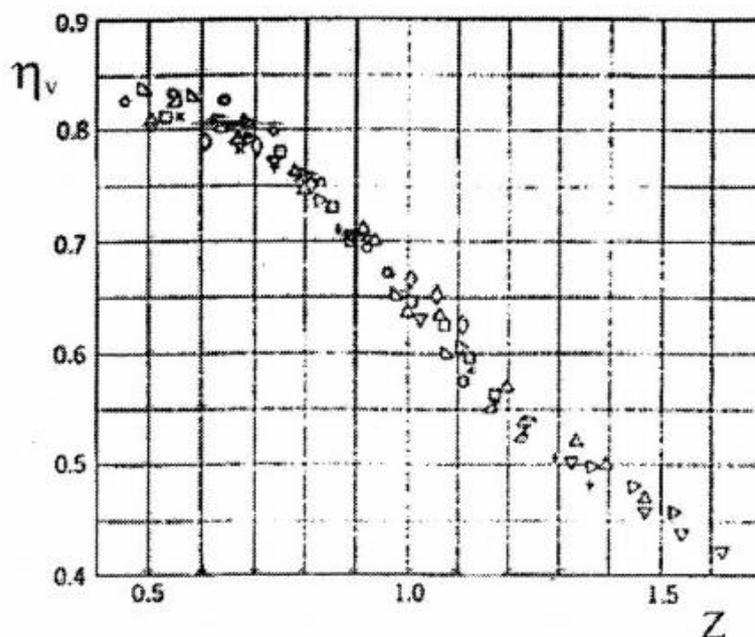


Fig. 2.9: Rendimiento volumétrico en función del índice de Mach.

a. 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) se permite el aprovechamiento de este fenómeno.

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

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

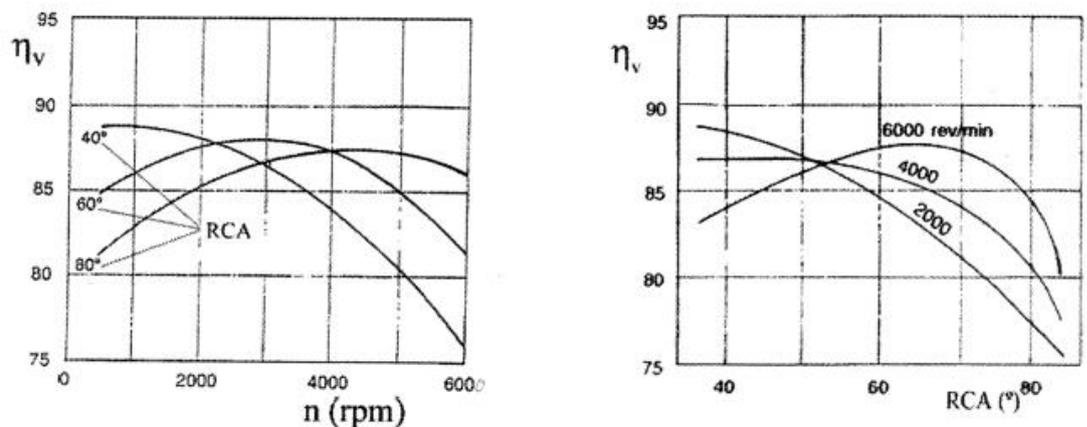


Fig. 2.10: Rendimiento volumétrico en función del régimen de giro y del retraso del cierre de admisión.

## 3. 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 los conductos dependerá de la longitud de dichos 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 cómo afectan al rendimiento volumétrico en función del número de vueltas.

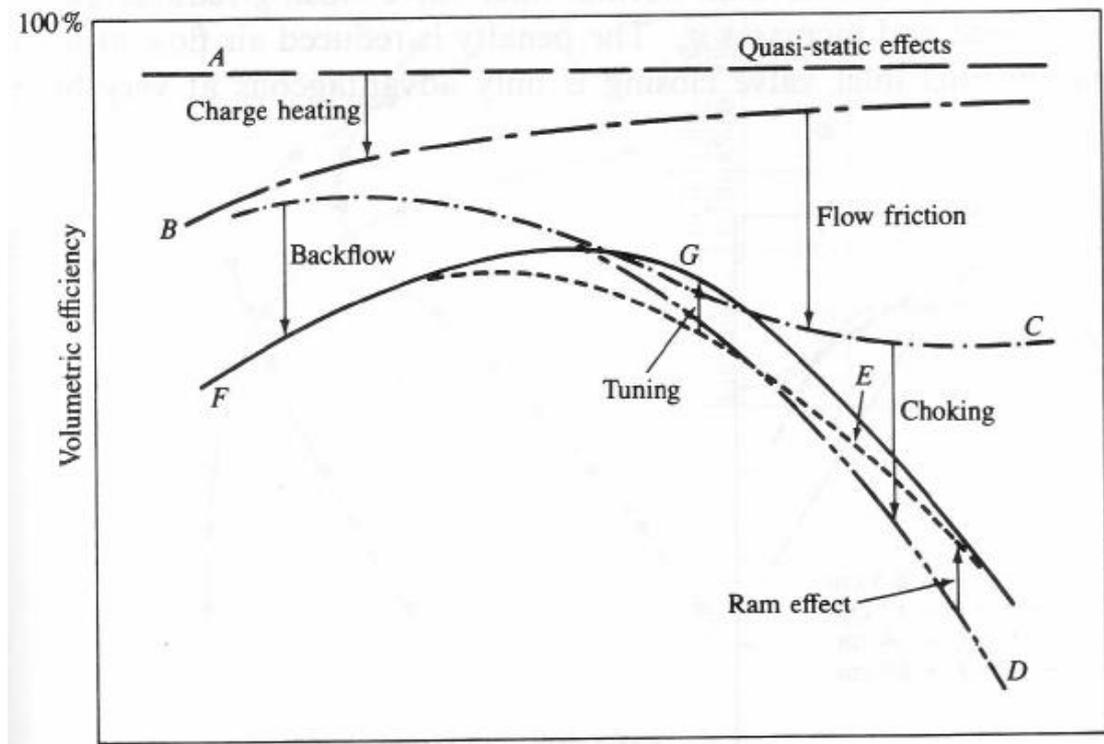


Fig. 2.11: Rendimiento volumétrico en función de la velocidad media del pistón.

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 bloque. 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 el acelerador y por tanto es un parámetro característico del punto de funcionamiento en los motores de encendido por provocado.

- 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 por provocado el dosado se mantiene sensiblemente constante. El dosado relativo ( $Fr$ ) varía entre 0,85 (máximo rendimiento) y 1,15 (máxima potencia)

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:

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

Dónde  $T_r$  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 motores de encendido por provocado, cuando el combustible que se suministra al motor es líquido, caso más común, la vaporización del mismo tiene 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 MEP 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.

Para los MEP con inyección de combustible líquido justo aguas arriba de la válvula de admisión, el llenado del motor mejora respecto al uso del carburador y 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.

## 2.5- CICLOS TERMODINÁMICOS

Se define ciclo termodinámico como cualquier proceso en que un sistema partiendo de un estado inicial, sufre una serie de transformaciones termodinámicas tras las cuales llega a un estado final que es igual al inicial.

En un ciclo termodinámico  $\Delta U = 0$ , o lo que es igual  $W = Q$ . Es decir, el calor neto comunicado al sistema es igual al trabajo neto realizado por el mismo. Este funcionamiento cíclico es la idea de partida de cualquier máquina térmica. Ejemplos de ciclos termodinámicos son el de Carnot, el Ericsson, el Stirling o también el Rankine.

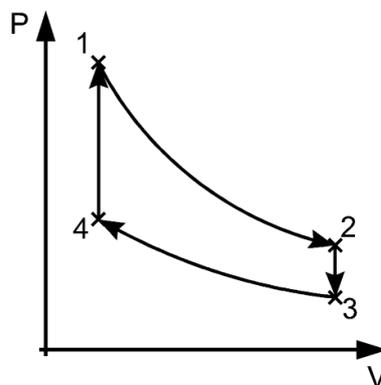


Fig. 2.12: Ciclo convencional compresión-expansión.

Los motores de combustión interna alternativa se rigen por un ciclo termodinámico. Para el caso de motores de encendido por provocado el ciclo termodinámico a seguir será un ciclo Otto, mientras que para motores de encendido por compresión el ciclo a seguir será un Diesel. Ambos son ciclos teóricos de aire estándar, es decir, sustitutivos de los ciclos reales.

### 2.5.1- CICLO DIESEL

Un ciclo Diésel ideal es un modelo simplificado de lo que ocurre en un motor Diésel, donde la compresión se produce aprovechando las propiedades químicas del gasóleo, ya que el aire es comprimido hasta una temperatura superior a la de auto ignición del gasóleo y el combustible es inyectado a presión en este aire caliente, produciéndose así la combustión de la mezcla.

Puesto que sólo se comprime aire, la relación de compresión (cociente entre el volumen en el punto más bajo y el más alto del pistón) puede ser mucho más alta que la de un motor de gasolina (que tiene un límite por ser indeseable la auto ignición de la mezcla). La relación de compresión de un motor diésel puede oscilar entre 12 y 24.

Se consideran seis pasos a la hora de estudiar un ciclo Diésel, dos de los cuales se anulan mutuamente:

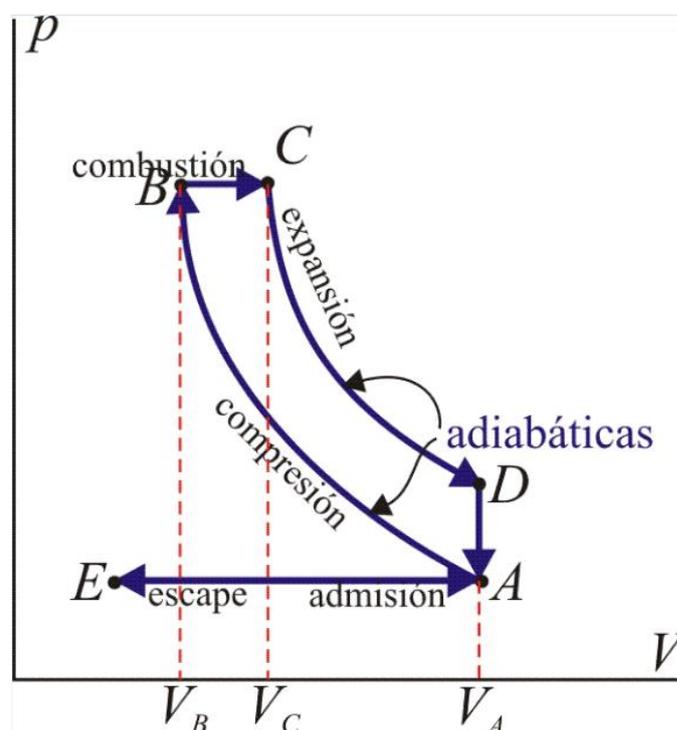


Fig. 2.13: Ciclo Diesel representando las 4 etapas.

- **Admisión E – A:** El pistón baja con la válvula de admisión abierta, aumentando la cantidad de aire en la cámara. Esto se modela como una expansión a presión constante, ya que al estar la válvula abierta la presión es igual a la exterior. En el diagrama aparece como una recta horizontal.
- **Compresión A - B:** El pistón sube comprimiendo el aire. Dada la velocidad del proceso se supone que el aire no tiene posibilidad de intercambiar calor con el ambiente, por lo que el proceso es adiabático. Se modela la curva adiabática reversible A-B, aunque en realidad no lo es por la presencia de factores irreversibles como la fricción.
- **Combustión B-C:** Un poco antes de que el pistón llegue a su punto más alto y continuando hasta un poco después de que empiece a bajar, el inyector introduce el combustible en la cámara. Al ser de mayor duración que la combustión en el ciclo Otto, este paso se modela como una adición de calor a presión constante. Éste es el único paso del que el ciclo Diesel se diferencia del Otto.
- **Expansión C-D:** La alta temperatura del gas empuja al pistón hacia abajo, realizando trabajo sobre él. De nuevo, por ser un proceso muy rápido se aproxima por una curva adiabática reversible.
- **Escape D-A y A-E:** Se abre la válvula de escape y el gas sale al exterior, empujado por el pistón a una temperatura mayor que la inicial, siendo sustituido por la misma cantidad de mezcla fría en la siguiente admisión. El sistema es realmente abierto, pues intercambia masa con el exterior. No obstante, dado que la cantidad de aire que sale y al que entra es la misma podemos, para el balance energético, suponer que es el mismo aire, que se ha enfriado. Este enfriamiento ocurre en dos fases. Cuando el pistón está en su punto más bajo, el volumen permanece aproximadamente constante y tenemos la isócara D-A. Cuando el pistón empuja el aire hacia el exterior, con la válvula abierta, empleamos la isobara A-E, cerrando el ciclo.

Así pues, en total el ciclo se compone de dos subidas y dos bajadas del pistón, razón por la que es un ciclo de cuatro tiempos.

### Rendimiento en función de las temperaturas

Un ciclo diésel contiene dos procesos adiabáticos, A-B y C-D, en los que no se intercambia calor. De los otros dos, en el calentamiento a presión constante B-C, el gas recibe una cantidad de calor  $|Q_c|$  del exterior igual a:

$$|Q_c| = nC_p(T_C - T_B)$$

En el enfriamiento a volumen constante D-A, el sistema cede una cantidad de calor al ambiente:

$$|Q_f| = nC_v(T_D - T_A)$$

El rendimiento del ciclo será entonces

$$\eta = 1 - \frac{|Q_f|}{|Q_c|} = 1 - \frac{c_v(T_D - T_A)}{c_p(T_C - T_B)} = 1 - \frac{(T_D - T_A)}{\gamma(T_C - T_B)}$$

Con  $\gamma = c_p/c_v$  la proporción entre las capacidades caloríficas.

### Rendimiento en función de los volúmenes

La expresión anterior requiere conocer las cuatro temperaturas de los vértices del ciclo. Puede simplificarse teniendo en cuenta las características de cada uno de los procesos que lo componen.

Así tenemos, para la compresión adiabática A-B:

$$T_A V_A^{\gamma-1} = T_B V_B^{\gamma-1}$$

que, teniendo en cuenta la relación de compresión, podemos reescribir como

$$r \equiv \frac{V_A}{V_B} \rightarrow T_B = T_A r^{\gamma-1}$$

Para la expansión a presión constante, aplicando la ecuación de estado de los gases ideales:

$$p_B = p_C \rightarrow \frac{V_B}{T_B} = \frac{V_C}{T_C}$$

Introduciendo ahora la relación  $r_c = V_C/V_B$  obtenemos

$$T_C = T_B r_c = T_A r_c r^{\gamma-1}$$

Por último, para la temperatura en D aplicamos de nuevo la ley de Poisson y el que el enfriamiento es a volumen constante:

$$V_D = V_A \quad T_C V_C^{\gamma-1} = T_D V_D^{\gamma-1} \rightarrow T_D = T_C \left(\frac{V_C}{V_A}\right)^{\gamma-1}$$

$$T_D = T_A r_c r^{\gamma-1} \left(\frac{r_c}{r}\right)^{\gamma-1} = T_A r_c^\gamma$$

$$T_D - T_A = T_A r_c^\gamma - T_A = T_A (r_c^\gamma - 1)$$

$$T_C - T_B = T_A r_c r_c^{\gamma-1} - T_A r^{\gamma-1} = T_A r^{\gamma-1} (r_c - 1)$$

Sustituyendo en la expresión del rendimiento se obtendrá finalmente:

$$\eta = 1 - \frac{(T_D - T_A)}{\gamma(T_C - T_B)} = 1 - \frac{r_c^\gamma - 1}{\gamma r^{\gamma-1} (r_c - 1)}$$

## 2.5.2 CICLO OTTO

Un ciclo Otto es una aproximación teórica al comportamiento de un motor de explosión. Las fases de operación de este motor son las siguientes:

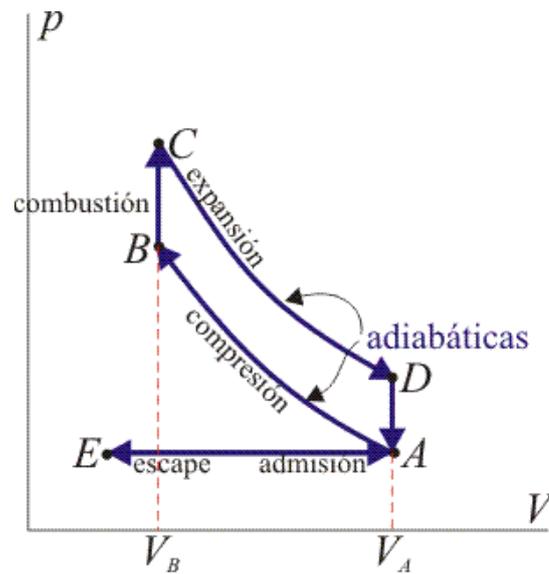


Fig. 2.14: Ciclo OTTO.

### 1. Admisión

El pistón baja con la válvula de admisión abierta, aumentando la cantidad de mezcla (aire + combustible) en la cámara. Esto se modela como una expansión a presión constante (ya que al estar la válvula abierta la presión es igual a la exterior). En el diagrama PV aparece como la línea recta E-A

### 2. Compresión

El pistón sube comprimiendo la mezcla. Dada la velocidad del proceso se supone que la mezcla no tiene posibilidad de intercambiar calor con el ambiente, por lo que el proceso es adiabático. Se modela como la curva adiabática reversible A-B, aunque en realidad no lo es por la presencia de factores irreversibles como la fricción.

### 3. Combustión - Expansión

Con el pistón en su punto más alto, salta la chispa de la bujía. El calor generado en la combustión calienta bruscamente el aire, que incrementa su temperatura a volumen prácticamente constante (ya que al pistón no le ha dado tiempo a bajar). Esto se representa por una isócara B-C. Este paso es claramente irreversible, pero para el caso de un proceso isócoro en un gas ideal el balance es el mismo que en uno reversible.

La alta temperatura del gas empuja al pistón hacia abajo, realizando trabajo sobre él. De nuevo, por ser un proceso muy rápido se aproxima por una curva adiabática reversible C-D.

#### 4. Escape

Se abre la válvula de escape y el gas sale al exterior, empujado por el pistón a una temperatura mayor que la inicial, siendo sustituido por la misma cantidad de mezcla fría en la siguiente admisión. El sistema es realmente abierto, pues intercambia masa con el exterior. No obstante, dado que la cantidad de aire que sale y la que entra es la misma podemos, para el balance energético, suponer que es el mismo aire, que se ha enfriado. Este enfriamiento ocurre en dos fases:

- a) Cuando el pistón está en su punto más bajo, el volumen permanece aproximadamente constante y tenemos la isócora D-A.
- b) Cuando el pistón empuja el aire hacia el exterior, con la válvula abierta, empleamos la isóbara A-E, cerrando el ciclo.

En total el ciclo se compone de dos subidas y dos bajadas del pistón, razón por la que se le llama motor de cuatro tiempos. En un motor real de explosión varios cilindros actúan simultáneamente, de forma que la expansión de alguno de ellos realiza el trabajo de compresión de otros.

#### Eficiencia en función del calor

Al analizar el ciclo Otto ideal, podemos despreocupar en el balance los procesos de admisión y de escape a presión constante A-E y E-A, ya que al ser idénticos y reversibles, en sentido opuesto, todo el calor y el trabajo que se intercambien en uno de ellos, se cancela con un término opuesto en el otro.

- Intercambio de calor

De los cuatro procesos que forman el ciclo cerrado, no se intercambia calor en los procesos adiabáticos A-B y C-D, por definición. Sí se intercambia en los procesos isócoros.

En la ignición de la mezcla B-C, una cierta cantidad de calor  $Q_c$  (procedente de la energía interna del combustible) se

transfiere al aire. Dado que el proceso sucede a volumen constante, el calor coincide con el aumento de la energía interna

$$Q_C = \Delta U - W = n c_V (T_C - T_B)$$

En la expulsión de los gases D-A el aire sale a una temperatura mayor que a la entrada, liberando posteriormente un calor  $|Q_f|$  al ambiente. En el modelo de sistema cerrado, en el que se modela que es el mismo aire el que se comprime una y otra vez en el motor, se modela como que el calor  $|Q_f|$  es liberado en el proceso D-A, por enfriamiento. El valor absoluto viene de que, siendo un calor que sale del sistema al ambiente, su signo es negativo. Su valor, análogamente al caso anterior, es

$$|Q_f| = |\Delta U| = n c_V (T_D - T_A)$$

- Trabajo realizado

De forma opuesta a lo que ocurre con el calor, no se realiza trabajo sobre el sistema en los dos procesos isócoros. Sí se realiza en los dos adiabáticos

En la compresión de la mezcla A-B, se realiza un trabajo positivo sobre el gas. Al ser un proceso adiabático, todo este trabajo se invierte en incrementar la energía interna, elevando su temperatura:

$$W_{A-B} = \Delta U - Q = n c_V (T_B - T_A)$$

En la expansión C-D es el aire el que realiza trabajo sobre el pistón. De nuevo este trabajo útil equivale a la variación de la energía interna

$$W_{C-D} = \Delta U - Q = n c_V (T_D - T_C)$$

Este trabajo es negativo por ser el sistema quien lo realiza.

El trabajo útil realizado por el motor será el trabajo neto entregado, igual a lo que produce (en valor absoluto) menos lo que emplea en funcionar



$$|W| = |W_{C-D}| - |W_{A-B}| = nc_V(T_C - T_D - T_B - T_A)$$

Por tratarse de un proceso cíclico, la variación de la energía interna es nula al finalizar el ciclo. Esto implica que el calor neto introducido en el sistema debe ser igual al trabajo neto realizado por este, en valor absoluto

$$|Q_c| - |Q_f| = |W| = |W_{C-D}| - |W_{A-B}|$$

### Eficiencia en función de las temperaturas

La expresión del rendimiento para un ciclo Otto en función de las temperaturas será

$$\eta = 1 - \frac{T_D - T_A}{T_C - T_B}$$

### Eficiencia en función de la relación de compresión

No obstante, para obtener el rendimiento de un motor que siga un ciclo Otto es preferible acudir a la expresión que incluye la relación de compresión (proporción entre los volúmenes máximos y mínimos de la cámara de combustión). Esta proporción suele ser de 8 a 1 hasta 10 a 1 en la mayoría de los motores Otto modernos. Se pueden utilizar proporciones mayores, como de 12 a 1, aumentando así la eficiencia del motor, pero este diseño requiere la utilización de combustibles de alto índice de octanos para evitar la detonación, es decir, que se produzca auto ignición del combustible antes de producirse la chispa en la bujía.

Según la relación de Poisson

$$T_A V_A^{\gamma-1} = T_B V_B^{\gamma-1}$$

El rendimiento se puede expresar entonces como

$$\eta = 1 - \frac{T_A}{T_B} = 1 - \left(\frac{V_B}{V_A}\right)^{\gamma-1} = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}}$$

Siendo  $r = V_A/V_B$  la razón de compresión entre el volumen inicial y el final.

La eficiencia teórica de un ciclo Otto depende, por tanto, exclusivamente de la razón de compresión. Para un valor típico de 8 esta eficiencia alcanzaría el 56.5%

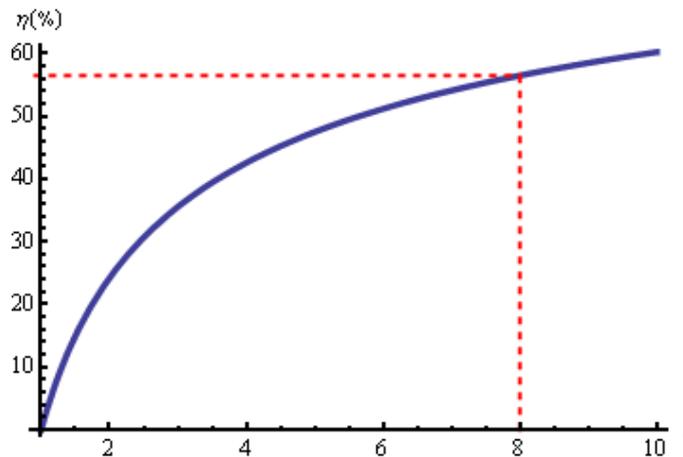


Fig. 2.15: Eficiencia ciclo OTTO

### 2.5.3 CICLO MILLER

Una evolución del ciclo Otto en la línea de conseguir una disminución en el consumo es el llamado ciclo Miller. La eficiencia del ciclo Otto depende de manera fundamental de la relación de compresión. Esto se debe a que un aumento de la relación de compresión geométrica implica un aumento de la presión máxima y de la presión media efectiva, lo cual supone un mayor rendimiento del proceso.

Para mejorar este aspecto, el ciclo Miller empleará un cilindro de dimensiones mayores a los usados en el ciclo Otto, un compresor situado en la admisión y un adelanto en el cierre de la válvula de admisión. También es posible la incorporación de un intercooler que rebaje la temperatura de los gases de admisión.

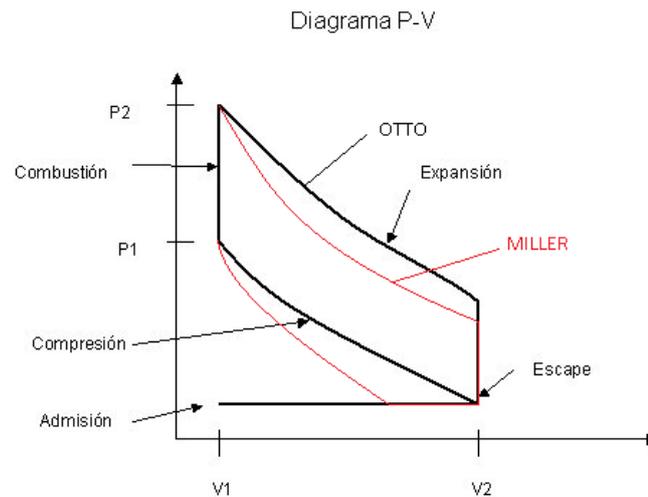
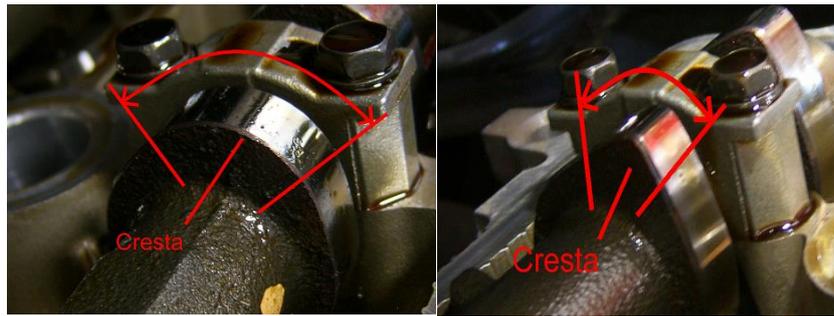


Fig. 2.16: Representación de un ciclo Otto y un ciclo Miller/Atkinson en un diagrama presión-volumen.

Como se ha dicho, la eficiencia se incrementa al elevar la compresión del motor. Un motor de gasolina común tiene una relación de compresión de entre 6:1 a 10:1, limitándose para evitar el autoencendido de la mezcla. El reducido tiempo de compresión del ciclo Miller evita este riesgo, permitiendo una compresión más elevada y obteniendo más rendimiento. Como inconvenientes destacar el aumento de peso y de precio del conjunto debido a la incorporación del compresor, el aumento del cilindro y el posible uso del intercooler.

#### 2.5.4 CICLO ATKINSON

Otra evolución del ciclo Otto es el ciclo Atkinson. En un motor de ciclo Atkinson se dispone igualmente de los cuatro tiempos de un motor de gasolina. No obstante en este tipo de motores la válvula de admisión sufre un retraso en su cierre con lo que disminuye la compresión real, ya que ésta no comenzará hasta que la válvula de admisión no se haya cerrado, provocando con ello que la relación de compresión pueda ser incluso la mitad que si la válvula se cerrara antes, tal y como ocurre en un ciclo Otto. Dicho retraso en el cierre de la válvula de admisión se conseguirá modificando la geometría de las levas de admisión del árbol de levas.



*Fig. 2.17: Árbol de levas de admisión (izq.) y de escape (dcha.). Las crestas de las levas están más prolongadas de lo habitual para la admisión para lograr que las válvulas permanezcan más tiempo abiertas.*

Aunque se reduzca la relación de compresión y con ello la potencia y el par entregado, el trabajo necesario para realizar la etapa de compresión es menor, ya que el volumen ha disminuido con respecto al ciclo Otto. Además, al finalizar la etapa de expansión, la presión de los gases es cercana a la atmosférica, cosa que no ocurre en el ciclo Otto, con lo que se ha incrementado la eficiencia del motor. Con este procedimiento se consigue un considerable ahorro de combustible, una menor temperatura y presión en el cilindro restando vibraciones al motor y aumentando la eficiencia global del ciclo teórico de Otto (se ha estimado que su rendimiento es entre un 13% y un 16% mayor). Cierto es que la potencia final entregada.

Resulta interesante aplicar el ciclo Atkinson en aquellos motores mecánicos que estén apoyados por uno eléctrico, ya que la potencia que no logre suministrar el mecánico la añadirá eléctrico, más aún a bajas revoluciones, donde los motores eléctricos entregan siempre el máximo par desde bajas revoluciones.

### 2.5.5 USO DE LOS CICLOS MILLER/ATKINSON

Actualmente, las restricciones acerca de las emisiones contaminantes producidas por los vehículos son muy estrictas, y a medida que pasa el tiempo lo son más. En 2009, la Unión Europea estableció que para el 2050 la emisión de gases que provocan efecto invernadero tendría que reducirse entre un 80 y un 95%. Es por ello que los fabricantes de automóviles se ven obligados a mejorar sus motores para disminuir la cantidad de emisiones contaminantes.

El reducir las partículas contaminantes no presentaría ningún problema si el consumo o la eficiencia no se vieran afectados, pero no es así. Tal y como muestra la figura 2.18, una reducción en la emisión de NO<sub>x</sub> lleva asociado una disminución en el consumo pero también en la eficiencia.

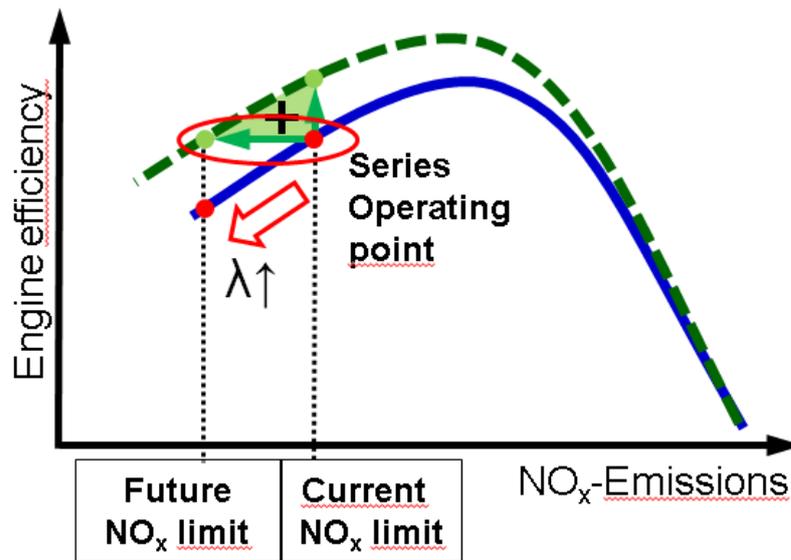


Fig. 2.18: Evolución de las emisiones de NO<sub>x</sub> frente a la eficiencia. [6]

Una posible solución para lograr reducir las emisiones sin que la eficiencia se vea perjudicada es empleando los ciclos Miller/Atkinson. En este trabajo se va a realizar un estudio acerca de cómo varían diferentes parámetros variando el cierre de la válvula de admisión, es decir, en qué medida cambian al aplicar Miller/Atkinson.

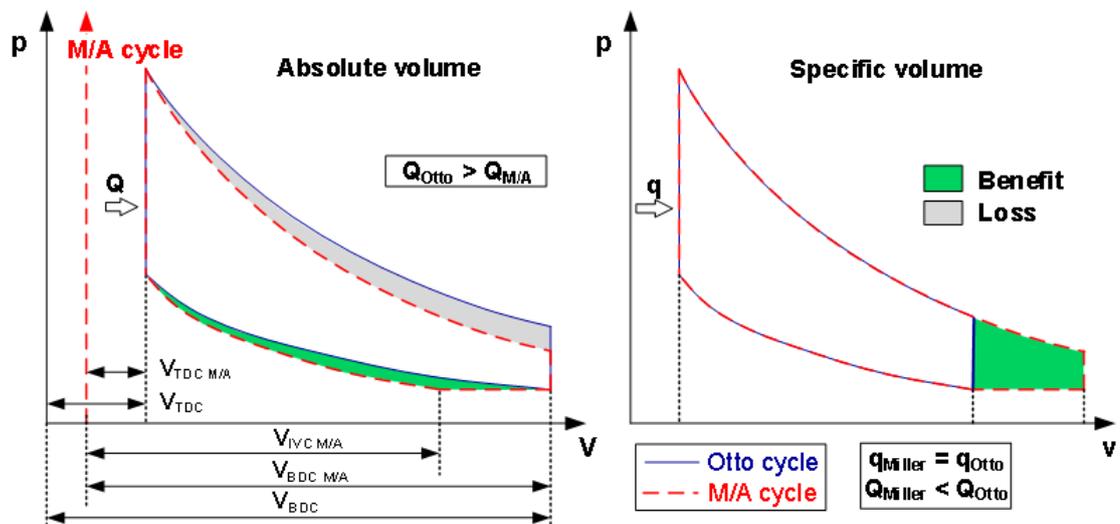


Fig. 2.19: Comparativa del volumen absoluto y específico en ciclos Miller/Atkinson frente a ciclo Otto en un diagrama P-V. [6]

Para poder evaluar el alcance que tienen estos ciclos se procede a compararlos con el ciclo Otto en un diagrama presión-volumen, tal y como muestra la figura 2.19. Se define la relación de compresión como el cociente entre el volumen de origen, al comenzar la compresión, y el volumen al finalizarla. En el caso del ciclo Otto ideal, la compresión se lleva a cabo sobre el espacio del cilindro desde el PMI hasta el PMS, es decir:

$$r_{c\ Otto} = \frac{V_{BDC}}{V_{TDC}}$$

La relación de expansión se definirá de igual manera, y para un ciclo Otto ideal los volúmenes serán los mismos que en el caso de la etapa de compresión, ya que los PMS y PMI no han variado, con lo que:

$$r_{e\ Otto} = \frac{V_{BDC}}{V_{TDC}}$$

Por lo tanto, ambas relaciones van a tener una dependencia directa de la geometría del cilindro, con lo que se podrá definir una relación geométrica:

$$r_{geo} = r_{c\ Otto} = r_{e\ Otto} = \frac{V_{BDC}}{V_{TDC}}$$

Para el caso de un ciclo Miller/Atkinson, la compresión comenzará antes o después de que el pistón esté situado en el PMI, en cualquier caso el volumen para la etapa de compresión será menor comparado con un ciclo Otto. Así pues, la compresión empezará en el momento en el que se produzca el cierre de la válvula de admisión (IVC, Inlet Valve Closing), siendo el volumen con el que se trabajará  $V_{IVC\ M/A}$ , independientemente de si ha sido antes de llegar al PMI (Miller) o después (Atkinson). En este caso la relación de compresión será:

$$r_{c\ M/A} = \frac{V_{IVC\ M/A}}{V_{TDC\ M/A}}$$

La relación de expansión en el caso de emplear Miller/Atkinson resultará

$$r_{e\ M/A} = \frac{V_{BDC\ M/A}}{V_{TDC}} = r_{geo\ M/A}$$

Atendiendo a la figura 2.19 resulta evidente que la relación de expansión será mayor a la de compresión en el caso de ciclo Miller/Atkinson, ya que

$$V_{BDC}^{M/A} > V_{IVC}^{M/A} \rightarrow r_e > r_c$$

A la relación entre ambos parámetros se denomina Relación de Expansión Compresión (ECR), parámetro que es característico de los ciclos Miller/Atkinson. Para un ciclo ideal se tendría un ECR ideal tal que

$$ECR_{ideal} = \frac{r_{e M/A}}{r_{c M/A}} = \frac{r_{geo M/A}}{r_{c M/A}}$$

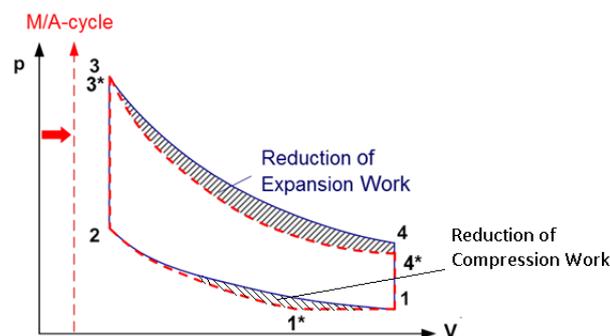
Para un ciclo Otto, el ECR alcanza la unidad, pero para un ciclo Miller/Atkinson se va incrementado, sobrepasando de la unidad.

Así pues aumentando la relación de expansión se obtendrán mayores ECR. Al emplear Miller/Atkinson la transferencia de calor necesaria para realizar el ciclo completo es menor que en el caso del ciclo Otto. Las pérdidas y ganancias en tal caso quedan reflejadas en la figura 2.20, donde el trabajo de compresión será menor pero a su vez se generará un menor trabajo de expansión.

$$Q_{23*} < Q_{23} (\lambda = cte)$$

No obstante, si se consigue realizar una transferencia de calor similar a la del ciclo Otto (aumentando la presión en el PMS), las pérdidas al realizar el trabajo de expansión serán mucho menores con respecto al ciclo Otto.

$$\lambda \downarrow \Rightarrow Q_{23**} = Q_{23}$$



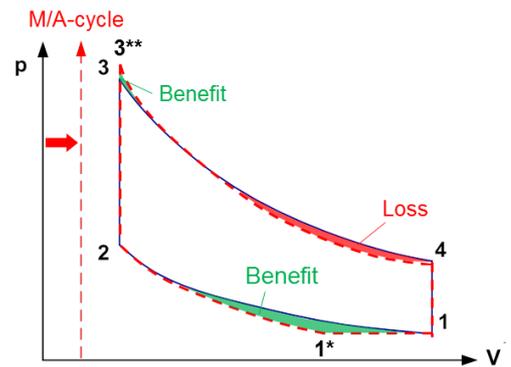


Fig.2.20: Pérdidas y beneficios en ciclos Miller/Atkinson frente a ciclo Otto para una transferencia de calor menor (fig. superior) e igual (fig. inferior). [6]

Se puede concluir entonces que para una entrada de energía similar, con un ciclo Miller/Atkinson se reduce el trabajo de expansión obtenido, aunque también se reduce en mayor medida el trabajo necesario para realizar la compresión.

### Relación de compresión efectiva

Para ciclos Miller/Atkinson, teniendo solo en cuenta las características geométricas del motor, se define la relación de compresión efectiva como el cociente entre el volumen desde el cierre de la válvula de admisión y el volumen en el PMS

$$r_{c\ eff\ geo} = \frac{V_{IVC}}{V_{TDC}}$$

Hay que tener en cuenta para la ecuación anterior que el aumento de presión ocurre después de haberse producido el IVC y no antes, rechazando así los efectos relativos a los gases dinámicos.

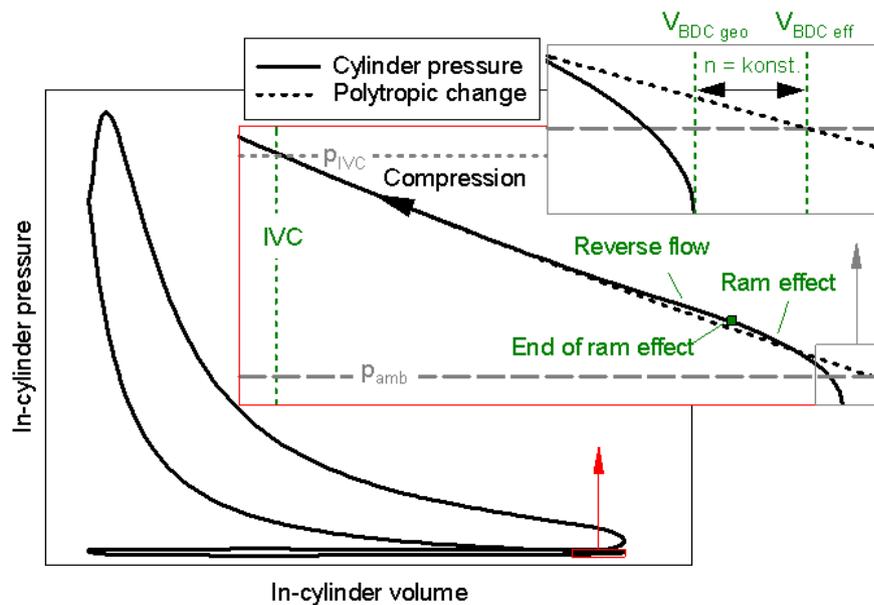


Fig. 2.21: Influencia del 'ram effect' y del 'reverse flow' en un ciclo P-V. [6]

En la figura 2.21 se puede apreciar la influencia de dos procesos que tienen lugar cuando el pistón está cerca de alcanzar el PMI: el *ram effect* y el *reverse flow*. Estos procesos tienen lugar debido a la llegada de una onda de presión previa al IVC.

### Ram effect

La presión en la pipa de admisión varía durante cada proceso de admisión en los distintos cilindros debido a la variación de velocidades de los pistones, aperturas de válvulas y variaciones de áreas, y los efectos dinámicos del flujo resultan de estas variaciones geométricas. La masa de aire inducida dentro de cada cilindro, y así el rendimiento volumétrico, es casi enteramente determinada por el nivel de presión en la pipa de admisión durante el corto periodo antes de que la válvula de admisión cierre. A altas velocidades, la inercia de los gases en el sistema de admisión cuando la válvula de admisión está cerrando incrementa la presión en la pipa y continúa el proceso de carga cuando el pistón lentamente baja hasta el PMI y comienza la carrera de compresión. Este efecto se vuelve progresivamente más importante cuando las revoluciones se incrementan. La válvula de admisión cierra alrededor de 40°-60° después del PMI, en parte para aprovechar las ventajas de este fenómeno.

### Reverse flow

La válvula de admisión cierra después de que comience la carrera de compresión, un flujo revertido de carga fresca desde el cilindro hacia la admisión puede ocurrir cuando la presión en el cilindro se eleva debido al movimiento del pistón hacia el PMS. Este flujo revertido es grande a bajas rpm. Es una consecuencia inevitable del tiempo en que cierra la válvula de admisión para aprovechar el *ram effect* a altas revoluciones.

Implementando un proceso politrópico desde el comienzo del IVC hasta el PMI se puede visualizar fácilmente el alcance de estos fenómenos, tal y como se ve en la figura 2.25. Extrapolándolo hasta la presión ambiente, se puede ver que haría falta un volumen ficticio para llegar a obtener el mismo nivel de presión en el IVC sin tener en cuenta los efectos de los gases dinámicos. Ese volumen se denomina  $V_{BDC\ eff}$  y se puede hallar según

$$V_{BDC\ eff} = V_{IVC} \left( \frac{p_{IVC}}{p_{amb}} \right)^{\frac{1}{n}}$$

Siendo  $n$  el índice politrópico. Dicho índice se toma como constante más allá del PMI, es decir, entre  $V_{BDC\ geo}$  y  $V_{BDC\ eff}$ . Al variar  $n$  ligeramente en torno al PMI el error que se cometerá será mínimo.

Considerando los efectos dinámicos, la relación de compresión efectiva puede ser calculada

$$r_{c\ eff\ dyn} = \frac{V_{BDC\ eff}}{V_{TDC}}$$

La relación de compresión efectiva dinámica alcanza valores en torno a 13.27, sobrepasando los 13.2 que alcanza la geométrica.

Considerando los efectos dinámicos, la relación de compresión-expansión quedará

$$ECR_{dyn} = \frac{r_{geo}}{r_{c\ eff\ dyn}}$$

Y puesto que la apertura de la válvula de escape se mantiene invariante, el numerador no cambia

Tanto el *ram effect* como el *reverse flow* solo se dan en el caso de que se produzca un retraso en el cierre de la válvula de admisión, es decir, en un ciclo Atkinson. Para un ciclo Miller no se presentan estos efectos, obteniéndose la  $r_{c\ eff\ dyn}$  cuando el cilindro alcanza la presión ambiente durante la etapa de compresión.



Una vez establecidos los parámetros con los que se va a trabajar en los ciclos Miller/Atkinson se pueden visualizar las ventajas y los inconvenientes del uso de dichos ciclos frente a un ciclo Otto.

## 3- SOFTWARE DE MODELIZACIÓN Y SIMULACIÓN AVL BOOST

### 3.1 INTRODUCCIÓN

Para poder realizar el modelo y las consiguientes simulaciones se va a emplear el software AVL BOOST.

AVL ADVANCED  
SIMULATION TECHNOLOGIES

Methods and Tools for Next Level Simulation Solutions

v2013.2

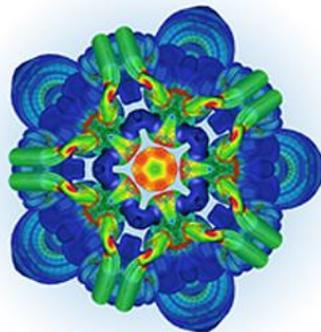


Fig. 3.1: Imagen del software empleado en el trabajo, el AVL BOOST

AVL BOOST permite simular una amplia variedad de motores, de cuatro tiempos o de dos, encendido por chispa o por autoencendido. Sus aplicaciones son muy amplias, empleándose desde la industria automovilística hasta la simulación de características de 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.

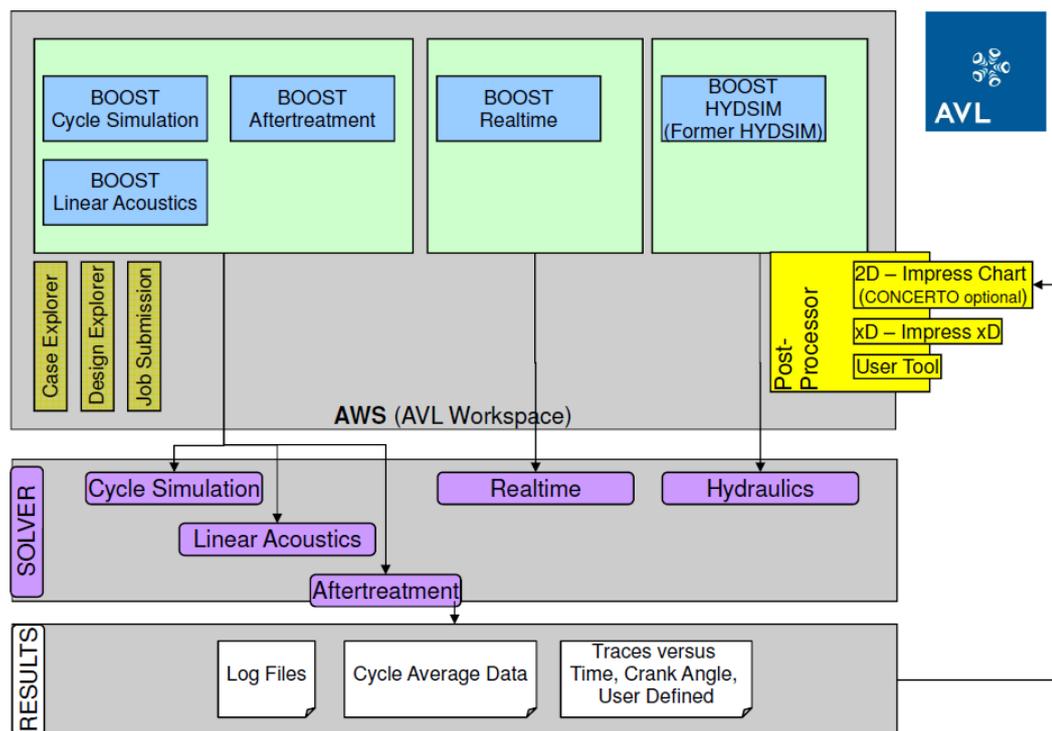


Fig. 3.2: Estructura del programa AVL BOOST.

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 obtenidas 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 tridimensional de AVL, llamado FIRE. Esto permite una simulación multidimensional del flujo en las partes críticas del motor que se puede combinar con una simulación unidimensional rápida 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.

### 3.2 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.

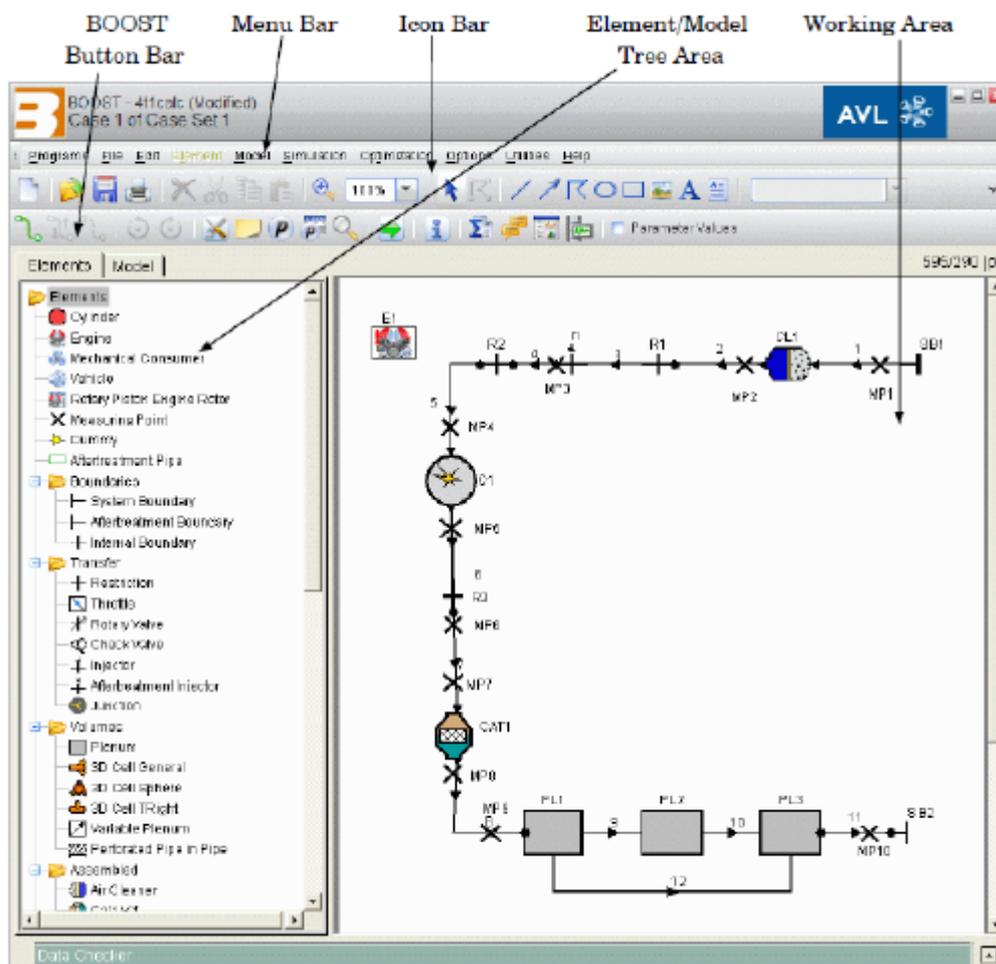


Fig. 3.3: Ventana principal del programa AVL BOOST.

### 3.2.1 Barra de menús

A continuación se muestran las barras de menús a las que se pueden acceder desde la interfaz

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.

Simulation	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.

Fig. 3.4: Tablas correspondientes a la barra de menú del programa AVL BOOST.

### 3.2.2 Barra de iconos

Los iconos que aparecen en el menú principal del programa son los siguientes:

	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

Fig. 3.5: Tabla correspondiente a la barra de iconos.

### 3.2.3 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, se ha de hacer 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 y a continuación buscar el parámetro predefinido en el cuadro de diálogo.

#### Asignar un parámetro al modelo

Para asignar un parámetro al modelo ya diseñado se ha de seleccionar la opción **Model/parameters** para mostrar los parámetros de todos los elementos utilizados en el modelo (como se muestra en la siguiente figura)

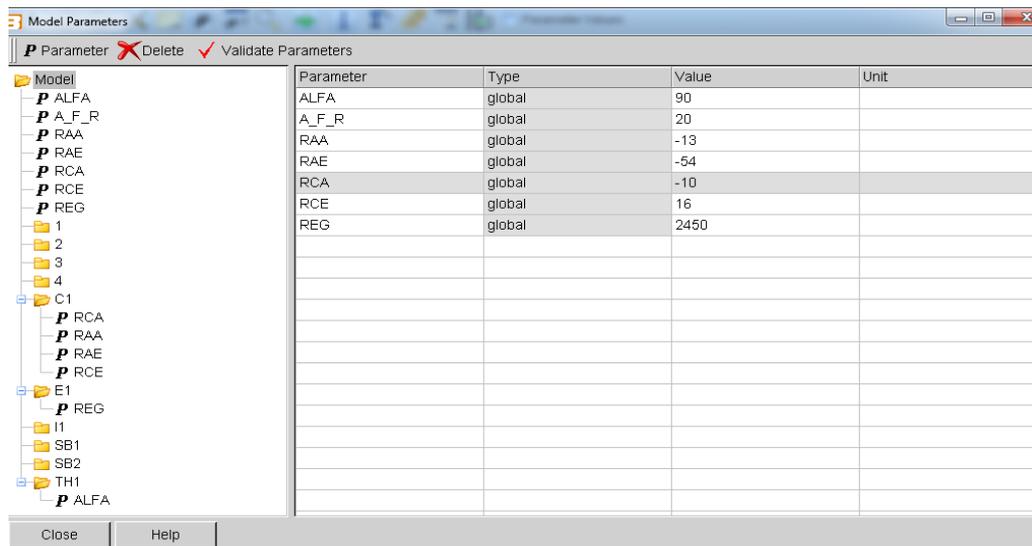


Fig. 3.6: Ventana de los parámetros.

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.

Seleccionar el elemento deseado y a continuación seleccionar **New Parameter** para poder agregar nuevos valores de los parámetros locales. Al igual que los parámetros globales se les asigna un nombre de parámetro por defecto, pudiéndose modificar 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 la opción **Delete** permite al usuario 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 seleccionando **Parameters** en el submenú.

### Case explorer

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

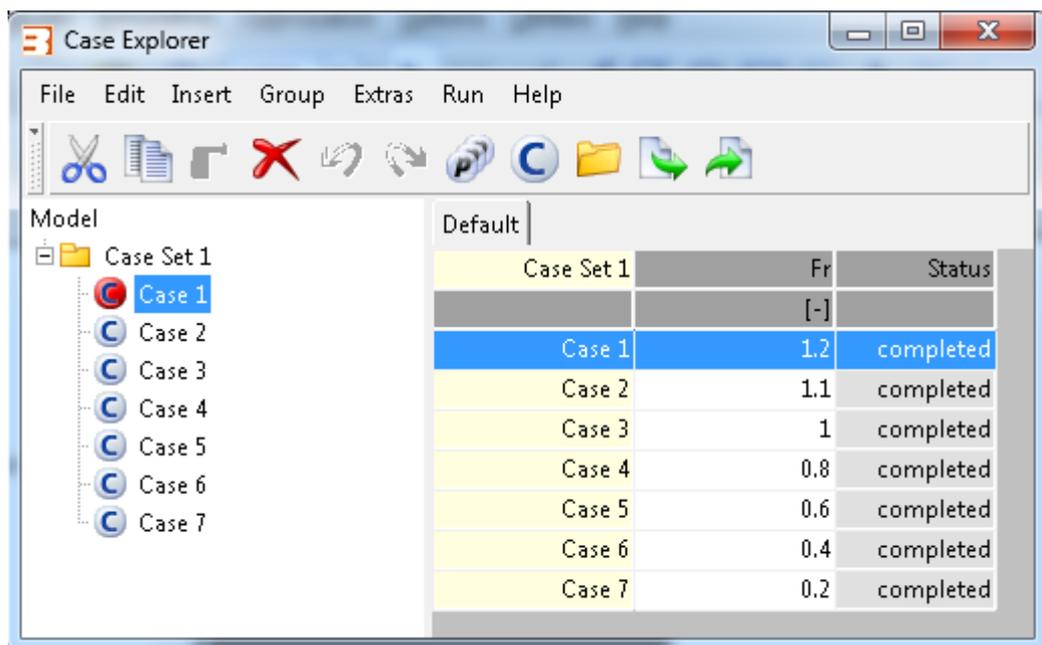


Fig. 3.7: Ventana case explorer.

En esta ventana el case 1 es el caso activo, ya que se encuentra de color rojo. Para hacer que un caso sea el caso activo, se debe hacer el 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 caso activo.

Se podrán añadir nuevos casos que estarán sujetos a variación haciendo clic sobre el icono . A continuación se abrirá una



ventana con una lista de los parámetros no utilizados, seleccione el parámetro y haciendo clic en  se podrá añadirse 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.

### 3.2.4 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 asistida 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.

Fig. 3.8: Elementos disponibles para realizar el modelo.

## Red de conductos

Una vez introducidos los diferentes elementos, seleccionando el icono  se introducirán 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 el icono .

## Datos de entrada requeridos

Haciendo doble clic 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.

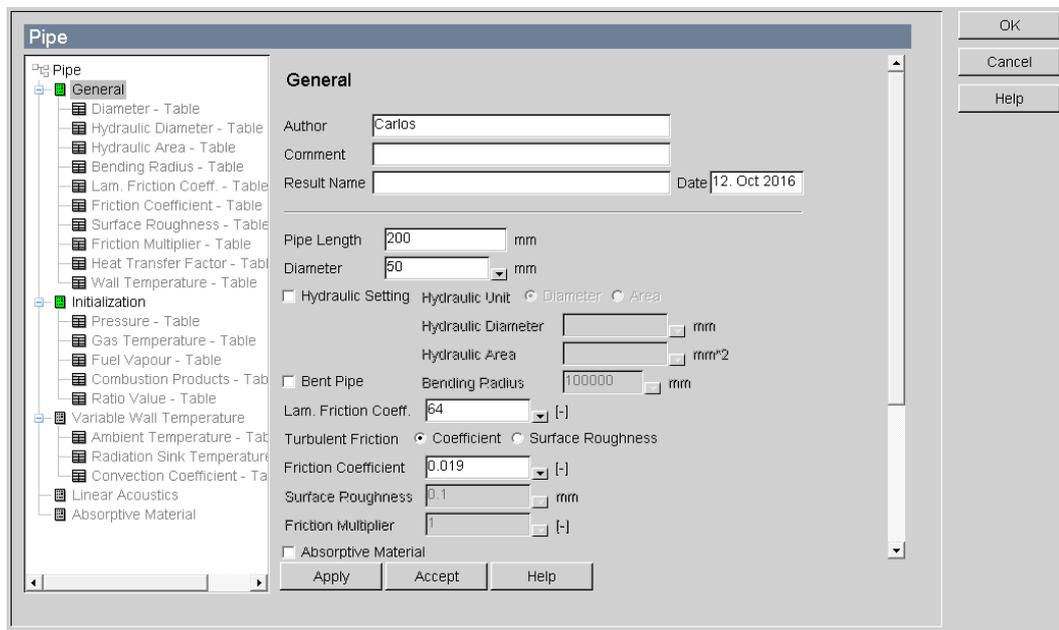


Fig. 3.9: Ventana de entrada de datos de los elementos tipo conductos.

### 3.2.5 Simulaciones

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

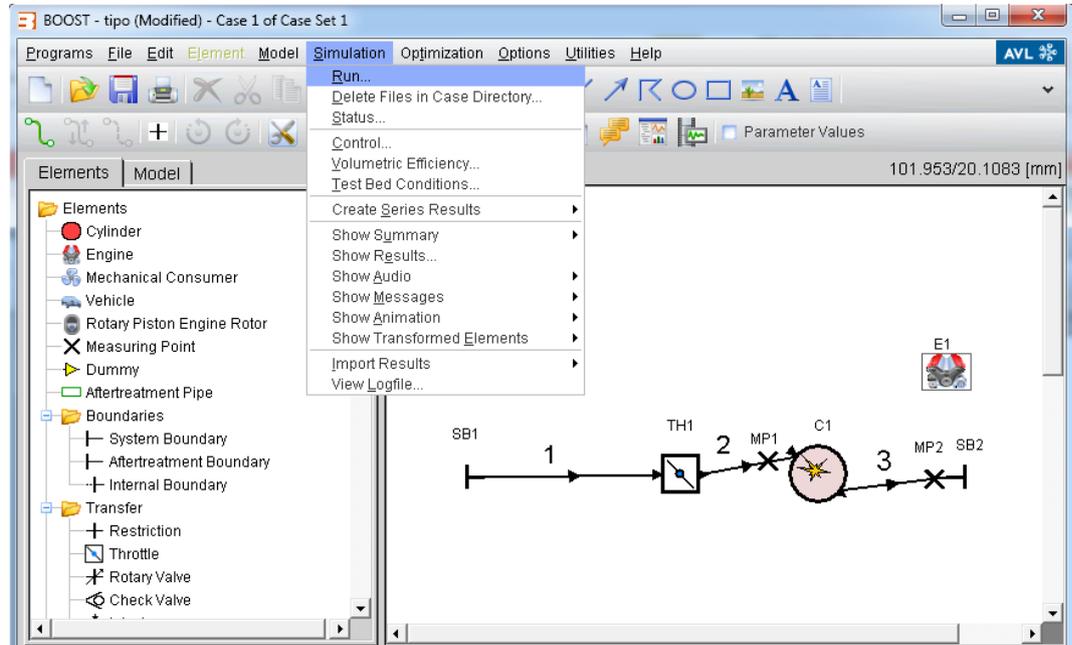


Fig. 3.10: Acceso a la ventana de inicio de simulaciones.

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.

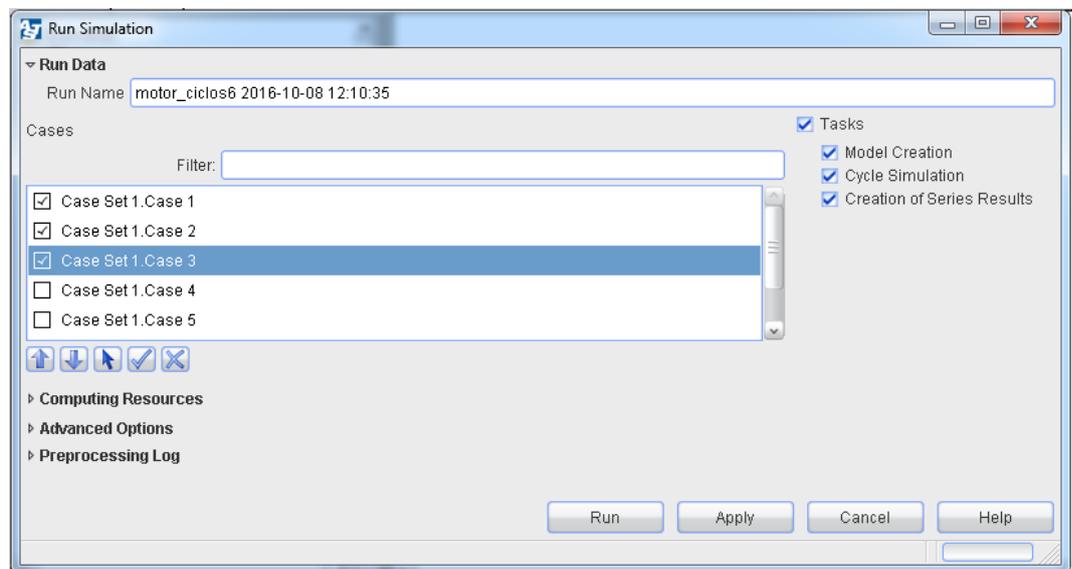


Fig. 3.11: Ventana Run Simulation.

### 3.2.6 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:

- SUMMARY: Análisis de datos globales y del rendimiento del motor.
- TRANSIENTS: Análisis de los resultados globales de cálculos 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 serie 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 los 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.

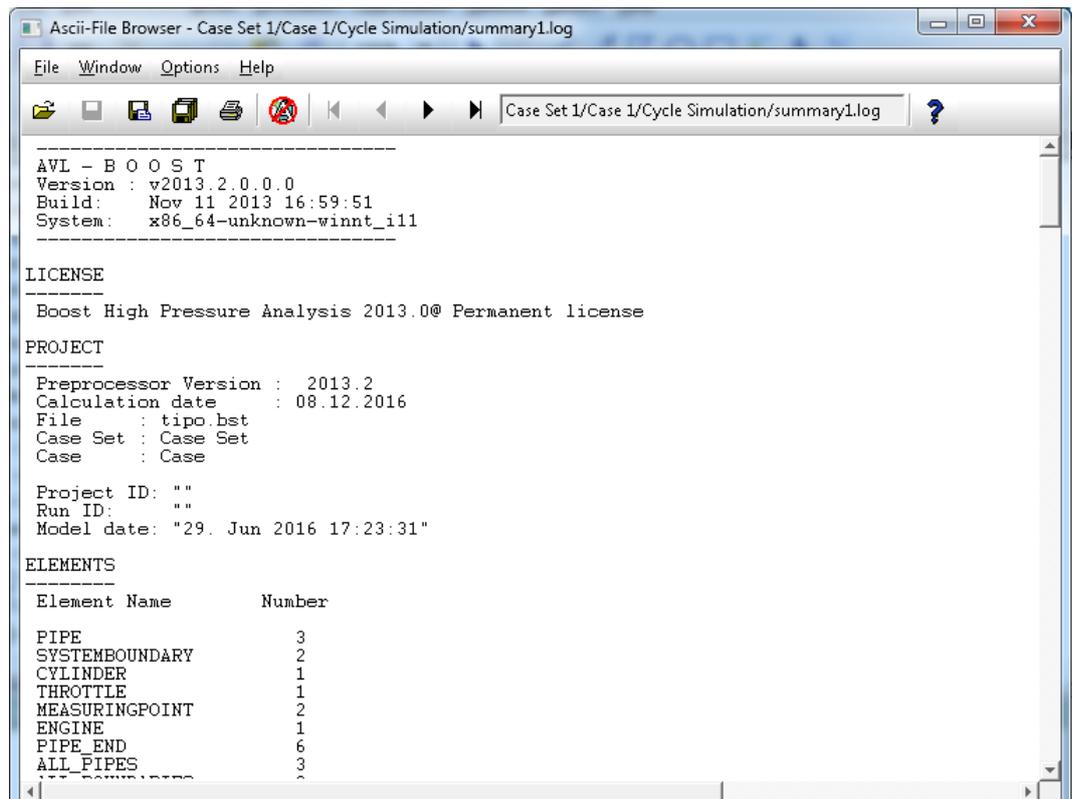


Fig. 3.11: Ventana de Summary Results.

### Post-Processing

Seleccionando Simtation/Show Results se abre la ventana de gráficos IMPRESS, dónde:

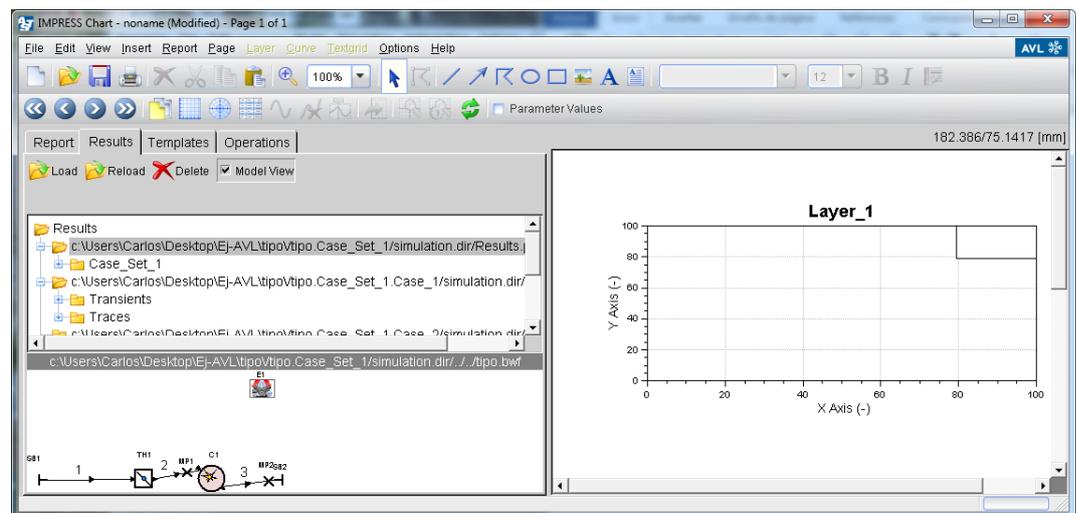


Fig. 3.12: Ventana gráfica IMPRESS.

Donde, dentro de cada Case se pueden encontrar las dos subcarpetas siguientes:

- Transients: Aparecerán los resultados promedios del ciclo.
- Traces: Resultados en función del ángulo del cigüeñal (último ciclo completo).

Así mismo, la ventana de gráficos IMPRESS permite extrapolar los datos calculados por el programa y permite representar en diferentes gráficas los resultados obtenidos para las diferentes variables del modelo. Haciendo clic en Layers se pueden introducir tantas gráficas como variables se quieran representar. Además, indicando el modelo y el caso a analizar se podrán seleccionar las variables que se quieran representar haciendo clic en ellas.

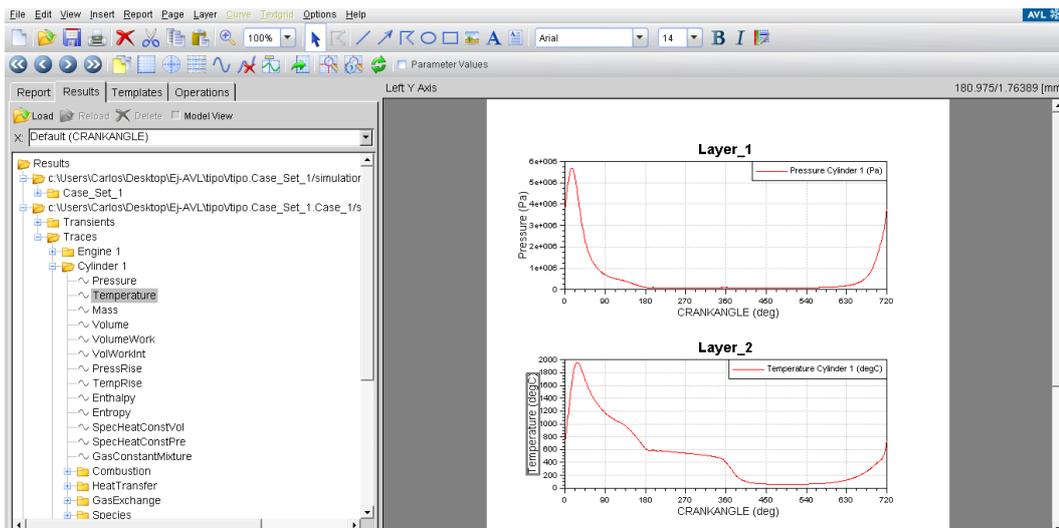


Fig. 3.13: Layers en ventana gráfica IMPRESS representando las variables seleccionadas (presión y temperatura).

### 3.3 MODELO EMPLEADO

Una vez se conoce el funcionamiento del software AVL BOOST se procede a diseñar el modelo con el que se realizarán todas las simulaciones.

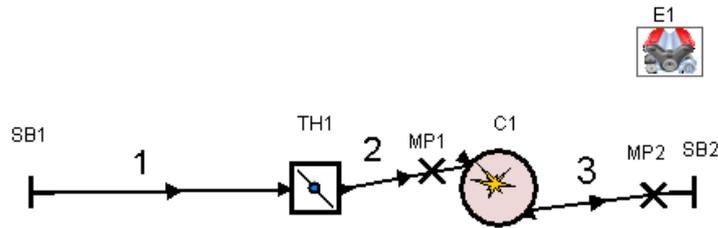


Fig. 3.14: Modelo empleado en el trabajo.

Se ha decidido diseñar un modelo sencillo, con un solo cilindro, dos válvulas (una a la entrada y otra a la salida del modelo), un acelerador, dos puntos de medida (uno a la entrada del cilindro y otro a la salida) y el motor. A continuación se definen cada uno de los elementos empleados.

### Motor

El motor del modelo se ha caracterizado de la siguiente manera:

- Un régimen de giro definido con una variable global **REG**
- Combustible: gasolina
- 4 tiempos
- Una fricción según el modelo Patton
- Tipo de aceite SAE con una temperatura de 100 °C

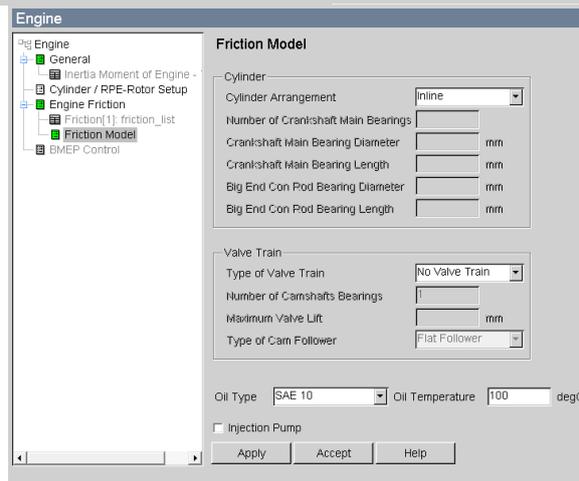
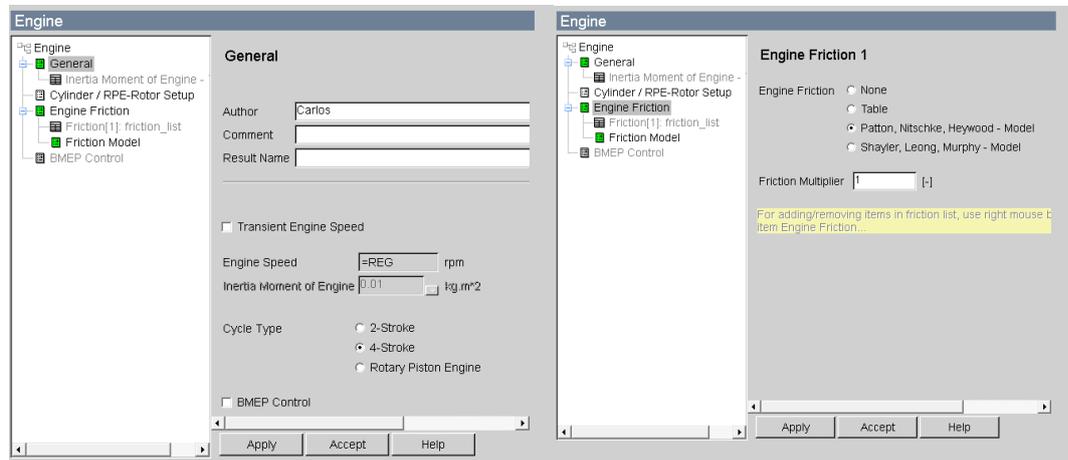


Fig. 3.15: Características del motor, E1.

## Válvulas

Como se ha explicado anteriormente, el modelo consta de dos válvulas, una situada a la entrada del modelo (válvula 1) y la otra a la salida (válvula 2).

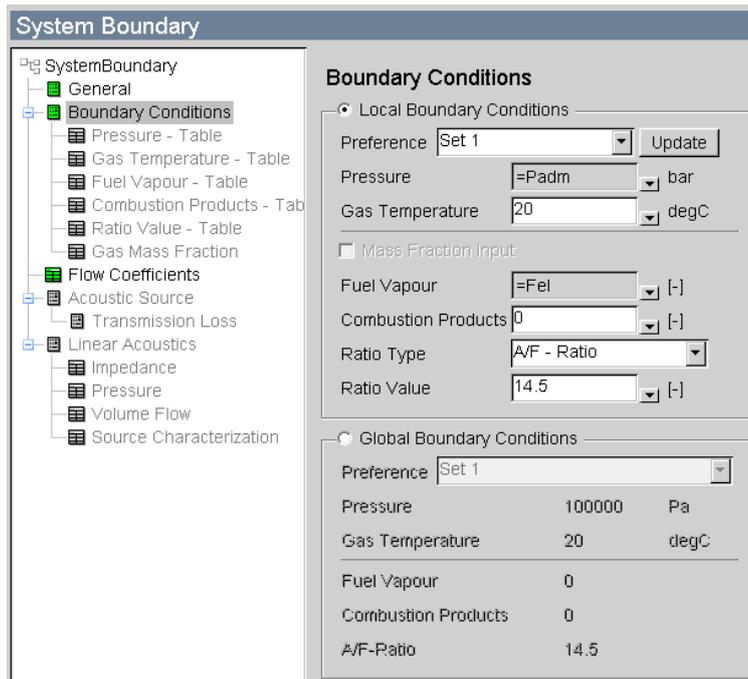


Fig. 3.16: Características de la válvula 1, SB1

Las condiciones de la válvula se escogen de manera local, dando los siguientes valores:

- Presión: Definida mediante una variable global, **Padm**
- Temperatura: 20 °C
- Fuel Vapour: corresponde al flujo másico de combustible que entre al cilindro. Para definirla se ha creado una variable local **Fel**

Estos valores simularán las condiciones de entrada en nuestro modelo.

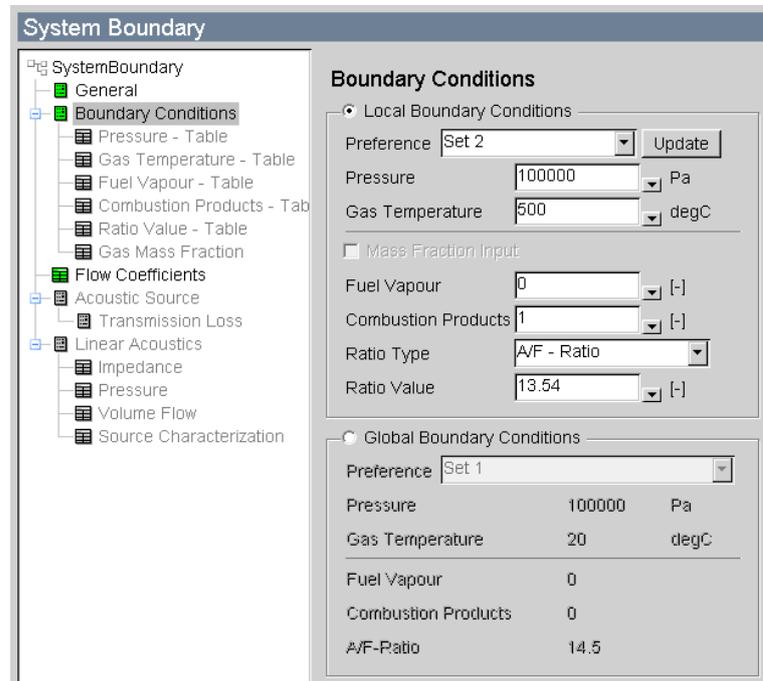


Fig. 3.17: Características de la válvula 2, SB2

Las características de la válvula SB2 son:

- Presión: 100000 Pa
- Temperatura: 500 °C
- Fuel Vapor: 0

### Cilindro

El único cilindro que hay en el modelo tendrá las siguientes características:

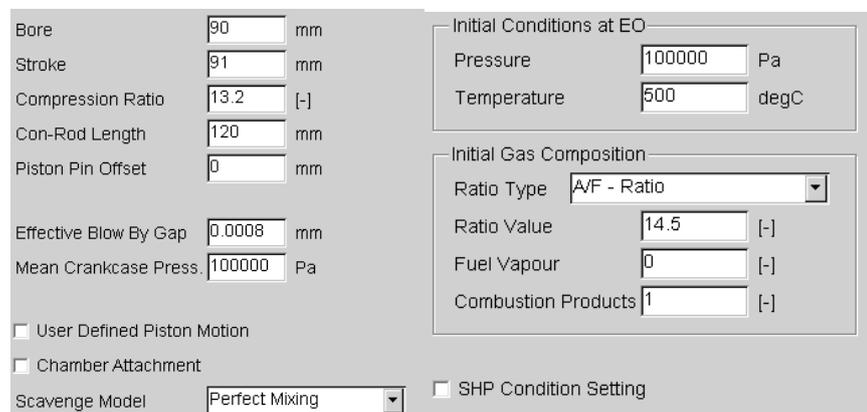


Fig. 3.17: Características generales y de inicialización del cilindro C1.

- Diámetro: 90 mm
- Carrera: 91 mm
- Relación de compresión: 13.2
- Longitud de la biela: 120 mm
- Descentrado del pistón: 0 mm
- Presión: 100000 Pa
- Temperatura: 500 °C

El resto de valores se mantienen por defecto. En el momento de inicio de la combustión, el cilindro estará definido por los siguientes parámetros.

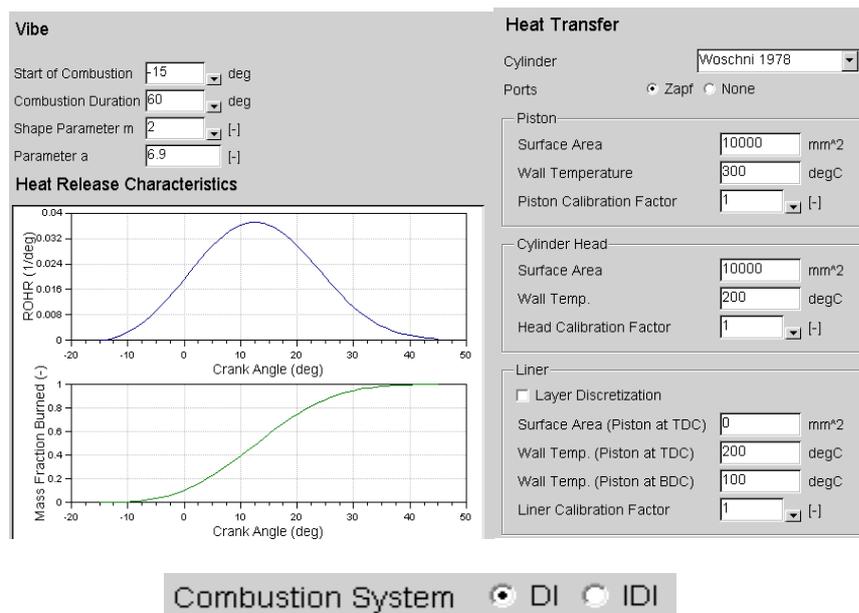


Fig. 3.18: Características al comienzo de la combustión y de transferencia de calor del cilindro C1.

El inicio de la combustión del cilindro estará situado a  $-15^\circ$  con una duración de  $60^\circ$ . Además se define un sistema de inyección directo.

El diseño y los parámetros de las válvulas de entrada y salida, se especifica a continuación.

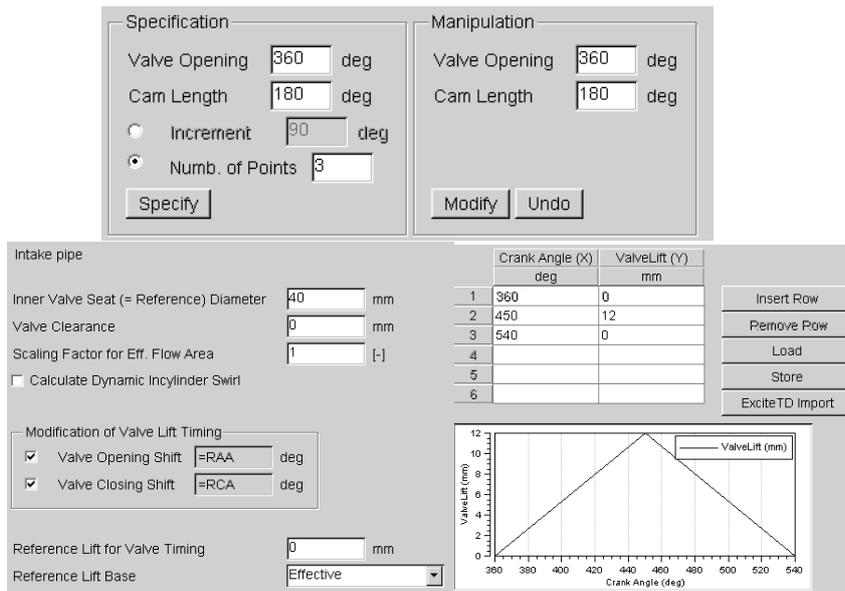


Fig. 3.19: Características de la válvula de entrada del cilindro C1.

El diámetro de la válvula de admisión se ha definido de 40 mm. Así mismo, el momento de apertura y de cierre se define según las variables globales creadas, **RAA** (Retraso Apertura Admisión) y **RCA** (Retraso Cierre Admisión). El levantamiento y el descenso se han definido en tres puntos, es decir, dos mínimos (360° y 540°, al comienzo y al final) en el que el valor será de 0 milímetros y un máximo (450°, en la mitad del trayecto) dónde el valor del levantamiento será de 12 milímetros.

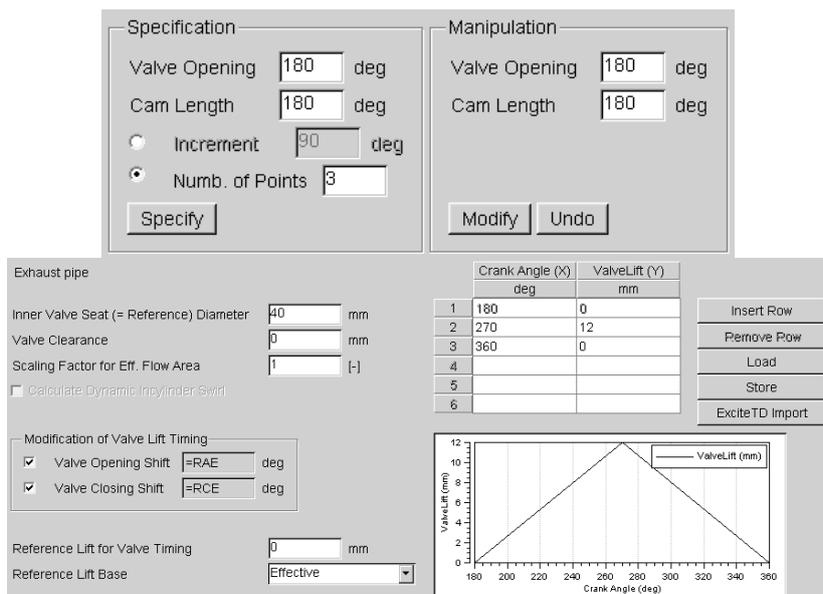


Fig. 3.20: Características de la válvula de salida del cilindro C1.

Para la válvula de escape también se ha optado por una geometría de 40 mm. En este caso, el momento de apertura y cierre estará gobernado por las variables globales **RAE** (Retraso Apertura Escape) y **RCE** (Retraso Cierre Escape). Como ocurría en el caso de la válvula de admisión, se definen 3 puntos (2 mínimos y un máximo) para determinar el levantamiento (también de 12 mm y a 540°) y descenso de la válvula.

### Tubería 1

El modelo consta de 3 tuberías; la primera, que enlazará con la válvula de entrada y el acelerador, la segunda que comenzará desde el acelerador hasta la entrada del cilindro y una tercera que partirá desde el cilindro hasta la válvula de salida.

Las características y geometría de la tubería 1 se exponen a continuación.

Fig. 3.21: Características de la tubería 1.

- Longitud: 200 mm
- Diámetro: 50 mm
- Presión: 100000 Pa
- Temperatura: 20 °C

Para el resto de valores se ha optado por dejar los que venían por defecto.

## Tubería 2

**Local Initialization**

Preference: Set 1 [Update]

Pressure: 100000 Pa

Gas Temperature: 20 degC

Fuel Vapour: 0

Combustion Products: 0

Ratio Type: A/F - Ratio

Ratio Value: 10000

**Global Initialization**

Preference: Set 1

Pressure: 100000 Pa

Gas Temperature: 20 degC

Fuel Vapour: 0

Combustion Products: 0

A/F-Ratio: 14.5

**Other Parameters:**

Pipe Length: 100 mm

Diameter: 50 mm

Hydraulic Setting: Hydraulic Unit: Diameter (selected), Area

Hydraulic Diameter: mm

Hydraulic Area: mm<sup>2</sup>

Bent Pipe: Bending Radius: 100000 mm

Lam. Friction Coeff.: 64 [-]

Turbulent Friction: Coefficient (selected), Surface Roughness

Friction Coefficient: 0.019 [-]

Surface Roughness: 0.1 mm

Friction Multiplier: 1 [-]

Absorptive Material:

Gas/Wall Heat Transfer: Colburn

Heat Transfer Coefficient: 10 W/(m<sup>2</sup>.K)

Heat Transfer Factor: 1 [-]

Wall Temperature: 26.85 degC

Variable Wall Temperature:

Chemistry: None

Fig. 3.22: Características de la tubería 2.

- Longitud: 100 mm
- Diámetro: 50 mm
- Presión: 100000 Pa
- Temperatura: 20 °C

Para el resto de valores se ha optado por dejar los que venían por defecto.

## Tubería 3

**Local Initialization**

Preference: Set 2 [Update]

Pressure: 100000 Pa

Gas Temperature: 500 degC

Fuel Vapour: 0

Combustion Products: 1

Ratio Type: A/F - Ratio

Ratio Value: 13.54

**Global Initialization**

Preference: Set 1

Pressure: 100000 Pa

Gas Temperature: 20 degC

Fuel Vapour: 0

Combustion Products: 0

A/F-Ratio: 14.5

**Other Parameters:**

Pipe Length: 200 mm

Diameter: 50 mm

Hydraulic Setting: Hydraulic Unit: Diameter (selected), Area

Hydraulic Diameter: mm

Hydraulic Area: mm<sup>2</sup>

Bent Pipe: Bending Radius: 100000 mm

Lam. Friction Coeff.: 64 [-]

Turbulent Friction: Coefficient (selected), Surface Roughness

Friction Coefficient: 0.019 [-]

Surface Roughness: 0.1 mm

Friction Multiplier: 1 [-]

Absorptive Material:

Gas/Wall Heat Transfer: Colburn

Heat Transfer Coefficient: 10 W/(m<sup>2</sup>.K)

Heat Transfer Factor: 1 [-]

Wall Temperature: 26.85 degC

Variable Wall Temperature:

Chemistry: None

Fig. 3.23: Características de la tubería 3.

- Longitud: 200 mm
- Diámetro: 50 mm
- Presión: 100000 Pa
- Temperatura: 500 °C

Para el resto de valores se ha optado por dejar los que venían por defecto.

### Acelerador

Este elemento regularizará el paso de combustible desde la válvula de entrada hasta el cilindro. Para controlar el trasiego del flujo se definirá una variable global, **ALFA**, la cual podrá tomar el valor máximo de 90°, permitiendo un paso total del combustible, o 0°, en cuyo caso el flujo hacia el cilindro será nulo.

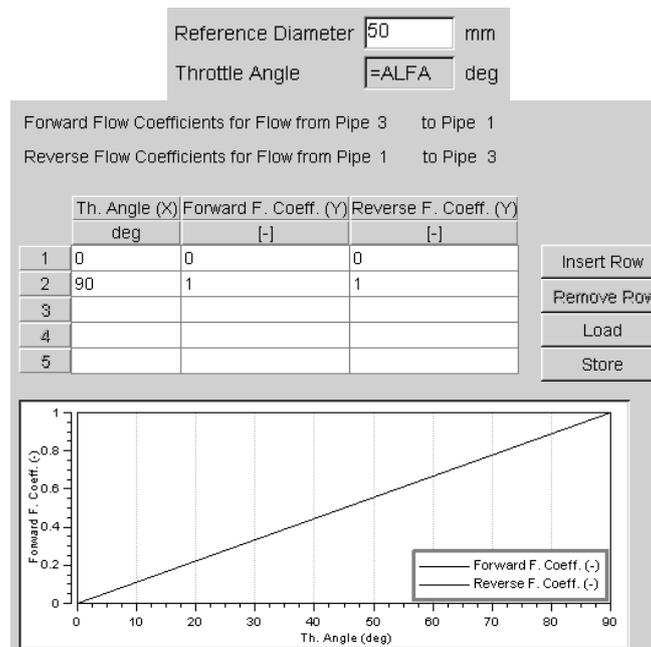


Fig. 3.24: Características del acelerador.

El diámetro que se ha tomado para el acelerador es de 50 mm.

### Puntos de medida 1 y 2

Los puntos de medida son elementos que se colocan en el modelo con la finalidad de aportar información (presión, temperatura, velocidad del flujo...) una vez hechas las simulaciones. El único parámetro que puede modificar el usuario es la distancia a la cual se quiere colocar. Dichos puntos estarán colocados en las tuberías 2 y 3

respectivamente. Se ha optado por situar el punto número 1 justo a la entrada del cilindro (en la admisión) mientras que el punto número 2 estará situado inmediatamente a la salida del cilindro (en el escape).

Located in Pipe 1 (length 0.1 m)  
Location of Measuring Point from Upstream Pipe End  mm

Located in Pipe 2 (length 0.2 m)  
Location of Measuring Point from Upstream Pipe End  mm

Fig. 3.25: Distancia a la cual están situados los puntos de medida 1 y 2.

Una vez definidos los elementos de los que constará el modelo se tiene que definir el combustible a emplear, así como otras características que se recogen en la opción **Simulation Control/Globals**

Gas Properties

- Real Gas Factor
- Air Humidity
- Property Dependencies:
- Reference Pressure:  Pa
- Reference Temperature:  degC

Species Transport:

Non-Engine Application

- Reference Speed:  rpm
- Reference Cycle Type:  2-Stroke,  4-Stroke,  Rotary Piston Engine

Simulation Interval

- End of Simulation:  cycle(s)
- Convergence Control

Fuel Properties

- Standard Fuel:
- User-defined Fuel:
- BOOST Gas Properties Data File:
- BOOST Gas Properties Tool:
- Non-default Fuel Combustion Properties
- Fuel Combustion Properties
  - Lower Heating Value:  kJ/kg
  - Stoichiometric A/F Ratio:
  - Reset To Defaults:

Fig. 3.26: Tablas de características a definir por el usuario para la simulación del modelo.

Para el modelo a simular se ha decidido emplear como combustible la gasolina, aunque el programa permite la opción de elegir entre otros tipos de combustibles como por ejemplo hidrógeno, metano, diesel o metanol.

Las propiedades de la gasolina aparecen por defecto al elegir el combustible (Poder Calorífico Inferior = 43500 KJ/Kg, dosado estequiométrico = 14.5).

## Parámetros

Como se ha comentado previamente, el programa da la posibilidad de crear variables globales o locales para poder definir el modelo. Estas variables se recogen en la ventana de parámetros. Para el modelo creado se han escogido un total de 9 variables globales y una local.

The figure shows two screenshots of the 'P Parameter' dialog box. The top screenshot displays a list of global parameters, and the bottom screenshot displays a list of local parameters.

**Global Parameters:**

Parameter	Type	Value	Unit
ALFA	global	90	deg (Angle)
Fe	global	14.5	[-] (Ratio)
Fr	global	1.2	[-] (Ratio)
Padm	global	1	bar (Pressure)
RAA	global	-13	deg (Angle)
RAE	global	-54	deg (Angle)
RCA	global	43	deg (Angle)
RCE	global	16	deg (Angle)
REG	global	2000	rpm (Angular Velocity)

**Local Parameters:**

Parameter	Type	Value	Unit
Padm	auto (global)	1	bar (Pressure)
Fel	local	$= (Fr / (Fr + (1/Fe)))$	[-] (Ratio)

Fig. 3.27: Parámetros globales y locales definidos en el modelo.

## 4-SIMULACIONES

Una vez definido el modelo se procederá a simularlo. Se ha optado por realizar un primer estudio de optimización teniendo en cuenta el adelanto/retraso del cierre de la válvula de admisión. Una vez obtenidos los valores correspondientes al adelanto (Miller) y retraso (Atkinson) de la válvula de admisión, se realizarán dos estudios paramétricos sobre dos valores, el dosado y la presión de admisión.

### 4.1 OPTIMIZACIÓN DEL CIERRE DE LA VÁLVULA DE ADMISIÓN.

Como se ha comentado, el primer estudio que se va a realizar es una optimización del cierre de la válvula de admisión para obtener los valores precisos tanto para Miller como para Atkinson. En consonancia al estudio realizado por Denis Neher de la Universidad de Ciencias Aplicadas de Karlsruhe, se pondrá de manifiesto las ventajas del uso de los ciclos Miller/Atkinson en un motor de combustión interna.

Engine type	SenerTec Dachs G5.5
Fuel	Natural Gas
Cylinder	1
Nominal speed	2450 rev/min
Compression ratio (geometrical)	13.2:1
Stroke	91 mm
Bore	90 mm
Displacement volume	578 cm <sup>3</sup>
Number of Valves	2
I VO (cold)	13°CA BTDC
I VC (cold)	43°CA ABDC
E VO (cold)	54°CA BBDC
E VC (cold)	16°CA ATDC

Tabla 4.1: Valores dados al modelo simulado de Denis Neher [6].

Con el modelo ya definido, se escogerá el RCA como el parámetro variable, es decir, dependiendo los valores que el usuario le asigne las simulaciones arrojarán unos resultados u otros:

Case Set 1	RCA	Status
	deg	
Case 1	-20	completed
Case 2	-10	completed
Case 3	-5	completed
Case 4	0	completed
Case 5	10	completed
Case 6	20	completed
Case 7	30	completed
Case 8	40	completed
Case 9	50	completed
Case 10	60	completed
Case 11	70	completed
Case 12	80	completed
Case 13	90	completed
Case 14	100	completed

Fig. 4.2. Diferentes valores de RCA.

El número de casos que se han optado por elegir son 14, correspondientes a dos adelantos en el cierre de la válvula de admisión ( $-20^\circ$  y  $-10^\circ$ ), uno para simular un ciclo Otto ideal y 10 para simular el retraso de la válvula (desde  $10^\circ$  hasta  $100^\circ$  con intervalos cada  $10^\circ$ ). Se podrían haber escogido valores más prematuros para simular el ciclo Miller, así como más tardíos para hacer lo propio con el ciclo Atkinson, pero dichas simulaciones darían resultados quizá alterados, dado que el software puede no tener en cuenta todos los efectos que se producen en el conducto de admisión (tales como el ram effect o el reverse flow) además de que no se ajustarían a la realidad del uso de los ciclos Miller/Atkinson.

El software generará una gráfica en función de cada uno de los valores que se le han asignado al RCA, es decir, de cada caso. Gracias a ello se podrá estudiar el comportamiento y las tendencias de los diferentes parámetros del modelo; en concreto, para un régimen de 1000 revoluciones por minuto, las representaciones de la presión media indicada de admisión, la presión media efectiva, la presión media indicada del ciclo, las pérdidas por bombeo, las pérdidas en el escape, el par, la potencia y el rendimiento volumétrico aparecen a continuación:

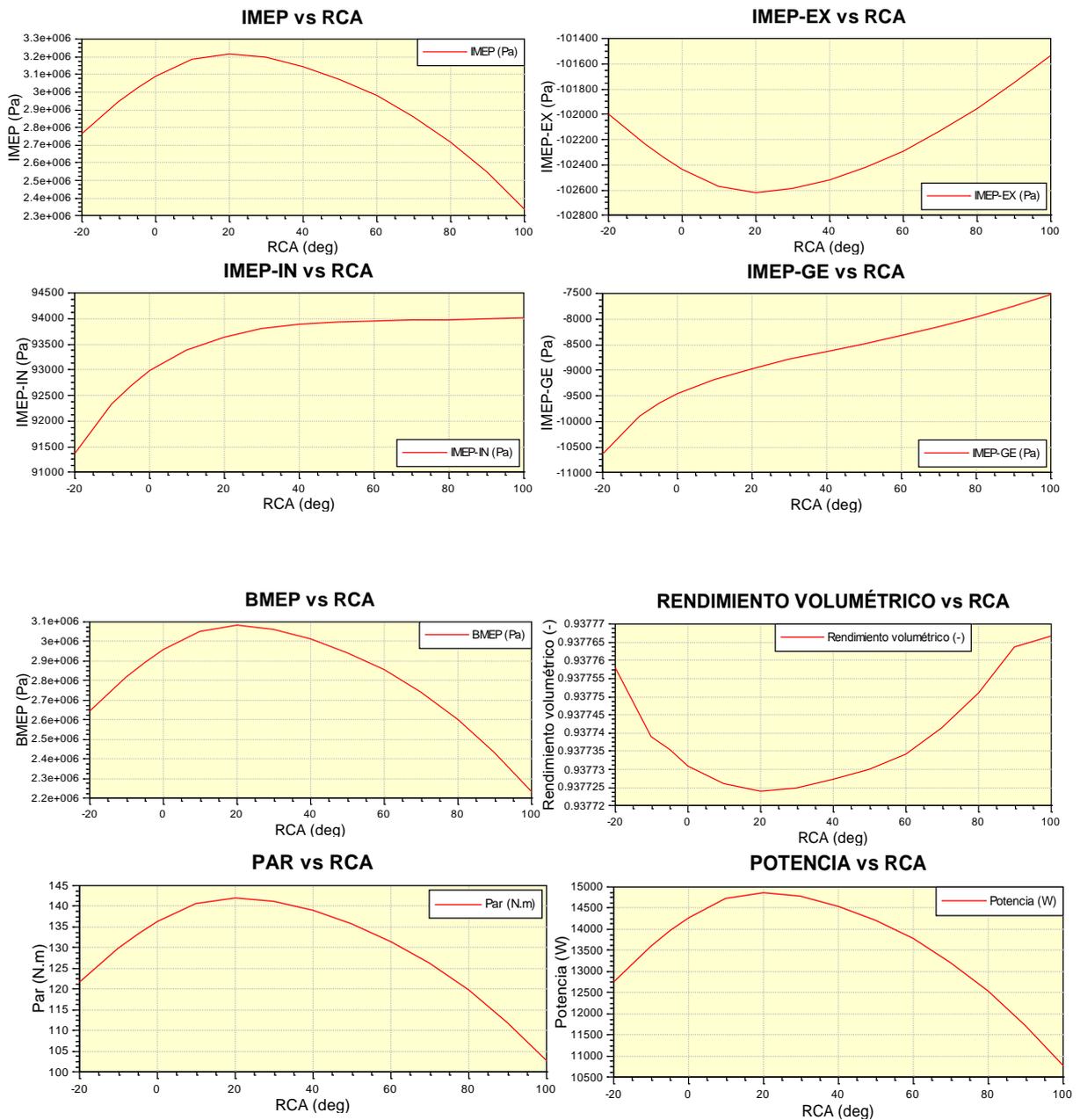


Fig. 4.2: Representación de diferentes parámetros frente al RCA para un régimen de 1000 rpm.

Una vez obtenidos los resultados de los parámetros más representativos del modelo, se realizarán simulaciones para diferentes regímenes de giro, en concreto, además de para 1000 rpm, para 1500, 2000, 2500 y 3000 rpm, puesto que, una vez definido el modelo con un único cilindro, esta horquilla de revoluciones será las indicada para estudiar los resultados que arrojen las simulaciones.

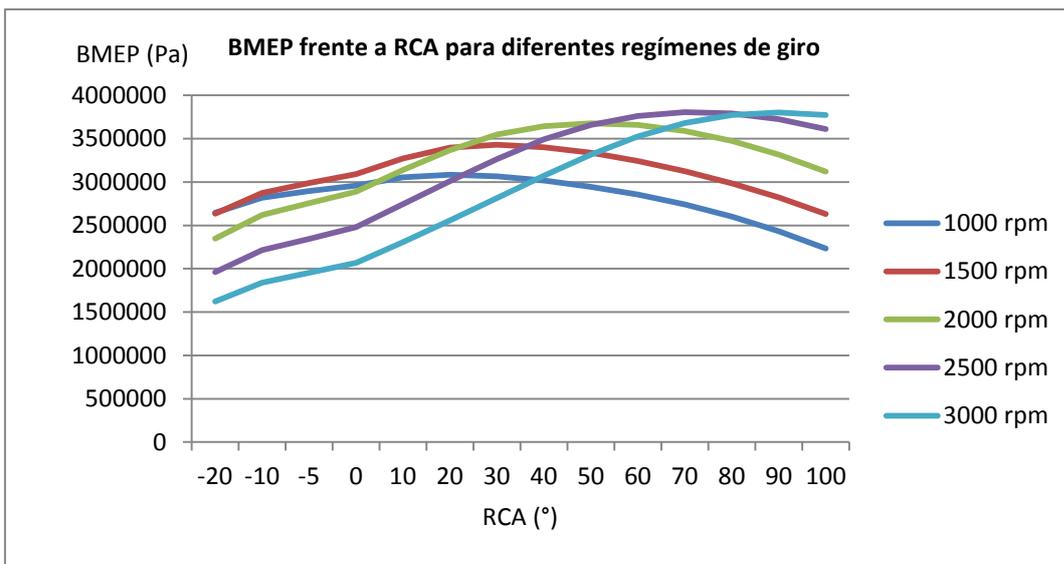
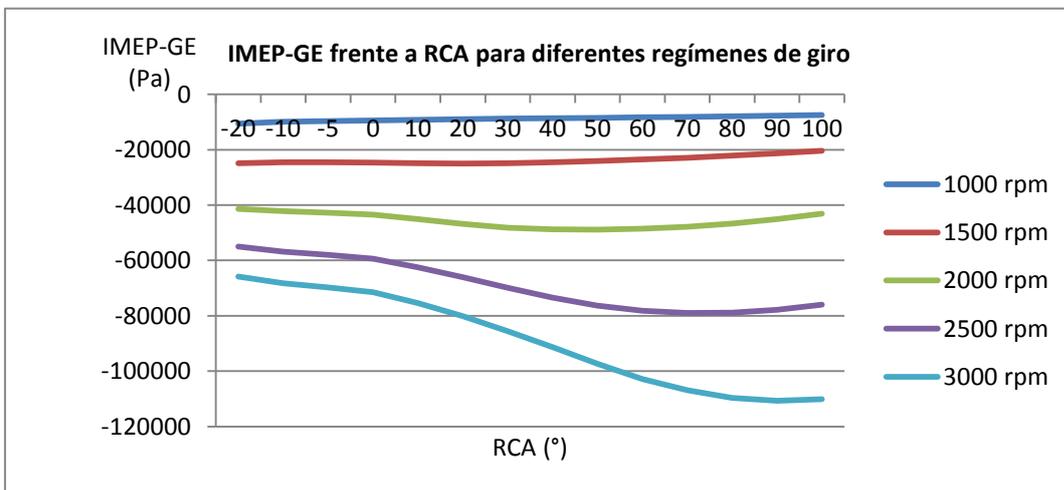
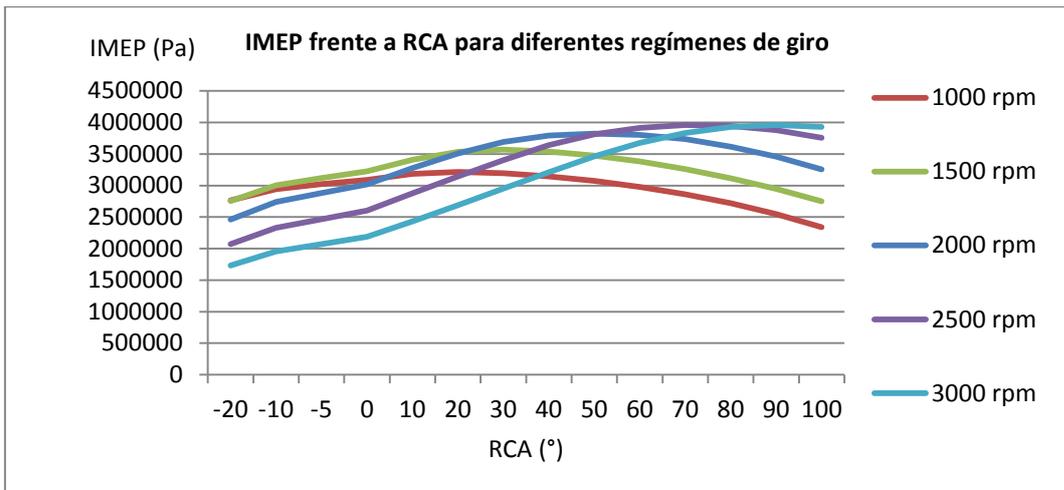


Fig. 4.3: Representación del IMEP, IMEP-GE y BMEP en función del RCA para diferentes regímenes de giro.

En las figuras anteriores se han representado diferentes regímenes de giro para distintos parámetros en función del RCA, en concreto, los parámetros escogidos han sido:

- **IMEP:** Presión media indicada.
- **IMEP-GE:** Pérdidas de presión por bombeo.
- **BMEP:** Presión media efectiva.

En dichas gráficas se puede apreciar que a mayores revoluciones mayor presión media indicada, pero una vez se sobrepasan las 3000 rpm este aumento no es representativo. Además, se aprecia que las pérdidas de presión por bombeo aumentan considerablemente con el incremento de régimen.

Es cierto que la presión media efectiva (que tiene en cuenta la indicada y las pérdidas de bombeo) aumenta con el régimen, pero este aumento se localiza para retrasos de la válvula de admisión muy elevados (cercanos a los  $100^\circ$ ), es decir, cuando el cilindro está cada vez más cerca de llegar al punto muerto superior, existiendo un reflujo importante de combustible al conducto de admisión.

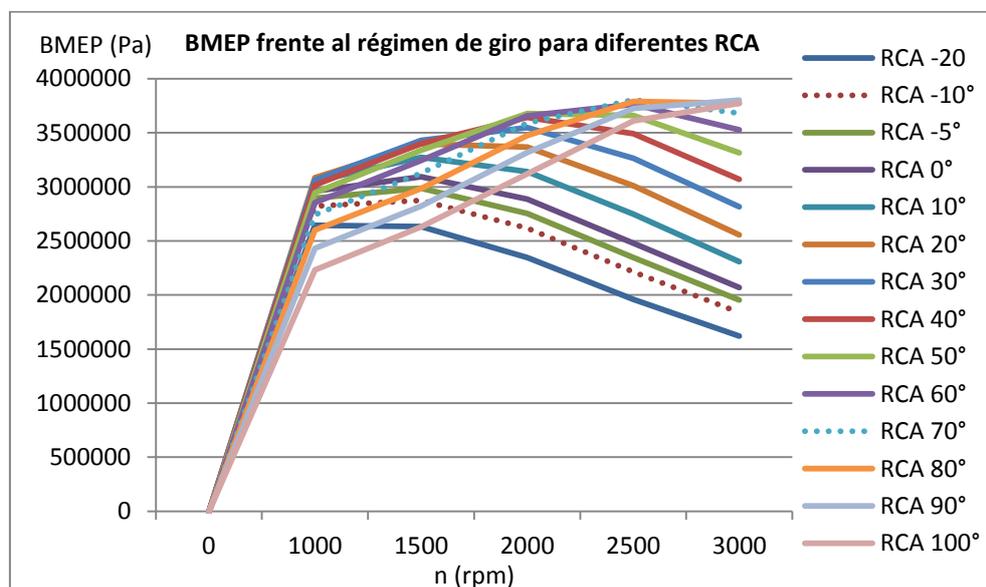


Fig. 4.4: Representación del BMEP frente al régimen de giro para diferentes valores del RCA.

Si se representa el RCA en función del BMEP y del régimen de giro se puede ver el máximo que se alcanza para cada caso en concreto. Así, se aprecia que para regímenes de giro bajos (valores menores a las 1500 rpm) los mayores valores de presión media efectiva se alcanzan para adelantos en el cierre de la válvula de admisión, es decir, el empleo de Miller es adecuado

cuando el régimen de giro es bajo. Por el contrario, el uso de Atkinson es idóneo si se tienen regímenes mayores (superiores a 2500 rpm), ya que para estas velocidades las mayores presiones se obtienen retardando el cierre de la válvula de admisión.

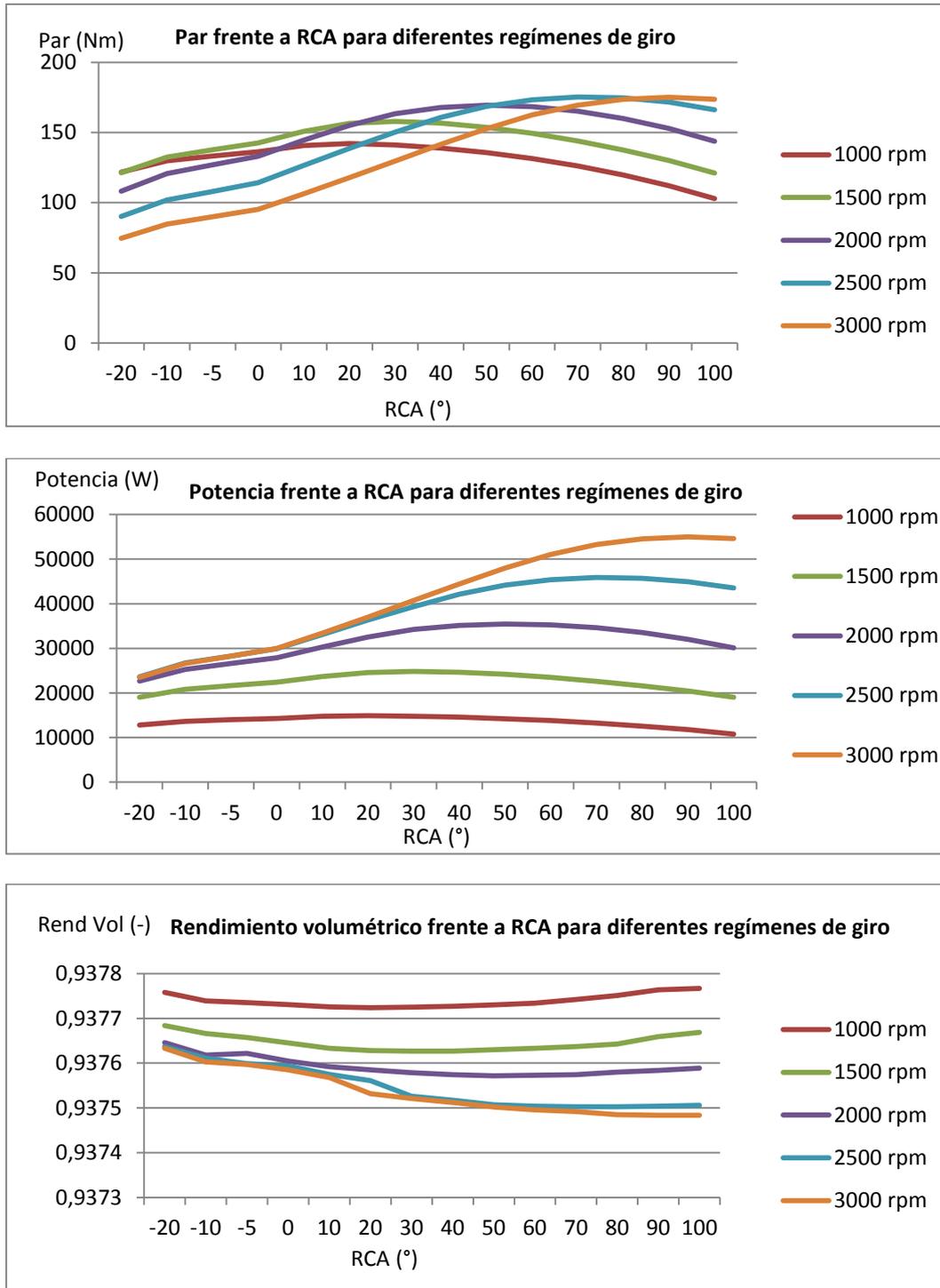


Fig. 4.5: Par, potencia y rendimiento volumétrico representados en función del RCA para diferentes regímenes de giro.

La representación gráfica del par frente al RCA es análoga a la del BMEP frente al RCA (puesto que el volumen desplazado será siempre el mismo)

El rendimiento volumétrico es un parámetro que apenas varía en función del RCA y del régimen de giro, manteniéndose constante con el valor de 0,937.

Con estos resultados se puede concluir que para el modelo establecido el régimen de giro óptimo será de 2500 rpm y el retraso en el cierre de admisión será de 70°. No obstante, sería interesante obtener el gráfico presión-volumen del cilindro para los diferentes adelantos/retrasos del cierre de la válvula de admisión y ver así la presión máxima alcanzada en cada uno de ellos, y más concretamente para el caso Miller (adelanto de 10°) y Atkinson (retraso de 70°) para un régimen de 2500 rpm.

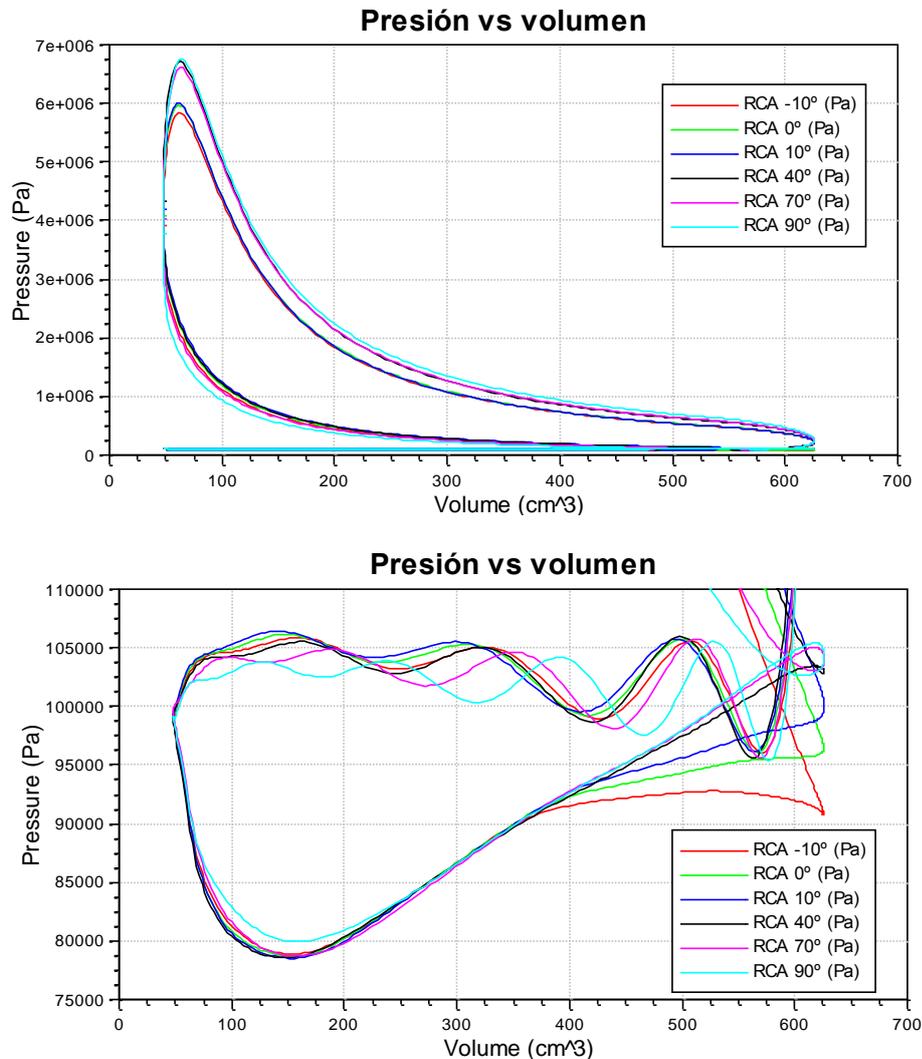
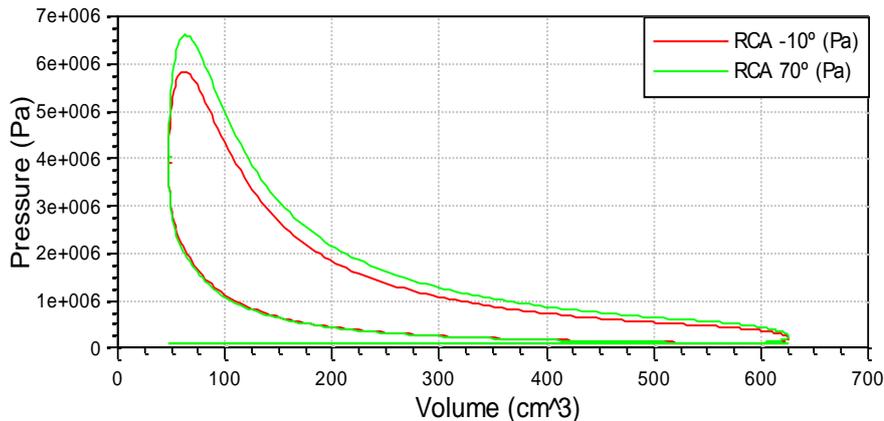


Fig. 4.6: Presión frente al volumen para los diferentes valores de RCA.

### Presión vs volumen



### Presión vs volumen

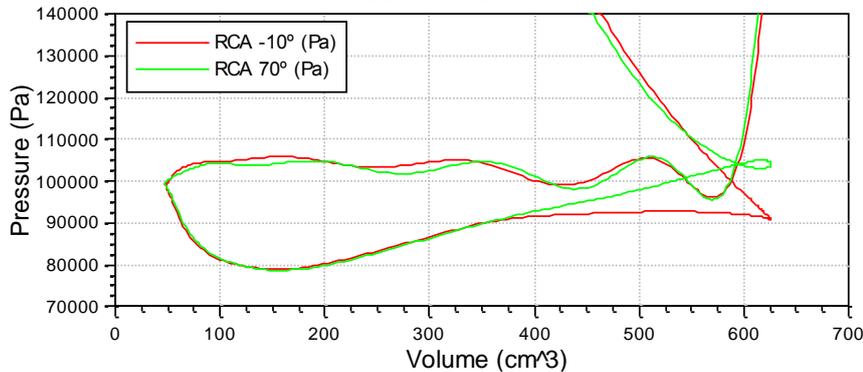


Fig. 4.7. Presión frente al volumen para los ciclos Miller/Atkinson.

Se aprecia en la figura 4.7 la diferencia existente tanto en el ciclo de bombeo como en el indicado al emplear Miller ( $-10^\circ$ ) y Atkinson ( $70^\circ$ ). Las dos representaciones se desligan antes de llegar a los  $400 \text{ cm}^3$ , momento a partir del cual la válvula de admisión se cierra en el caso del ciclo Miller, terminando la etapa de admisión con una presión cuasi constante de unos  $90000 \text{ Pa}$ . En la figura superior queda constancia del aumento del trabajo de expansión conseguido al emplear ciclo Atkinson en lugar de Miller. No obstante, a continuación se muestra en la tabla 4.3 los valores correspondientes a la potencia indicada, la potencia de bombeo y la potencia efectiva para cada **case** que se ha establecido, reflejando la diferencia entre ambos ciclos de la que ya queda constancia en la figura 4.7.

RCA (deg)	Potencia indicada (kW)	Potencia bombeo (kW)	Potencia Efectiva (kW)
-20	24,97	1,34	23,63
<b>-10</b>	<b>28,11</b>	<b>1,42</b>	<b>26,69</b>
-5	29,74	1,45	28,29
0	31,38	1,49	29,89
10	34,69	1,56	33,13
20	37,95	1,64	36,31
30	41,06	1,71	39,35
40	43,88	1,77	42,11
50	45,96	1,82	44,14
60	47,22	1,85	45,37
<b>70</b>	<b>47,74</b>	<b>1,86</b>	<b>45,88</b>
80	47,58	1,86	45,72
90	46,77	1,84	44,93
100	45,34	1,8	43,54

Tabla 4.3. Valores de la potencia indicada, de bombeo y efectiva para un régimen de 2500 rpm en función del RCA

La presión máxima alcanzada en el interior del cilindro es mayor en el caso de Atkinson (un retraso de  $70^\circ$ ) que en el de Miller (un adelanto de  $10^\circ$ ). Se observa también el aumento de la presión en el proceso de admisión en para Atkinson, cosa que no ocurre para Miller, ya que el adelanto en el cierre de la válvula de admisión hace que se mantenga constante, en este caso en unos 92000 Pa hasta que comience la etapa de compresión. Por lo tanto, con Atkinson el aumento de la presión al comenzar la etapa de compresión es de unos 13200 Pa y como consecuencia se alcanzará una diferencia de 75400 Pa al terminar la etapa de compresión. Por el contrario, las pérdidas debidas al reflujo (reverse flow) son mayores en el caso de Atkinson, ya que para Miller la etapa de expansión comienza de tal manera que no permite un reflujo de combustible al conducto de admisión.

Estas diferencias se traducen en el valor de la potencia indicada y de bombeo para cada caso. Utilizando un ciclo Miller con adelanto de  $10^\circ$ , la potencia de bombeo será de 1,56 kW, la indicada de 34,69 kW la efectiva de 33,13 kW. Para un ciclo Atkinson con un retraso de  $70^\circ$ , estos valores son de 1,86 kW para la potencia de bombeo, 47,74 kW para la indicada y para la efectiva 45,88 kW. Por lo tanto, la diferencia en la potencia efectiva entre ambos ciclos será de 12,75 kW. Destacar que es a partir del valor de  $70^\circ$  cuando comienza a disminuir el valor de la potencia indicada y efectiva.

## 4.2. OPTIMIZACIÓN DEL ÁNGULO DE INICIO DE LA COMBUSTIÓN

El software AVL permite variar el ángulo de encendido, es decir, controlar el tiempo que transcurre desde que se inicia la inyección hasta que se produce la autoinflamación, durante el cual el combustible se irá gasificando y mezclando con el aire, dando lugar a las prereacciones químicas hasta que se inflame.

Para optimizar el ángulo de inicio de la combustión es necesario simular el modelo para diferentes ángulos de encendidos y comprobar para cuál de ellos se hace máxima la presión media indicada, o lo que es lo mismo, ver cuál es el ángulo de inicio de combustión para el cual se alcanza un ángulo de cigüeñal de unos  $10^\circ$ .

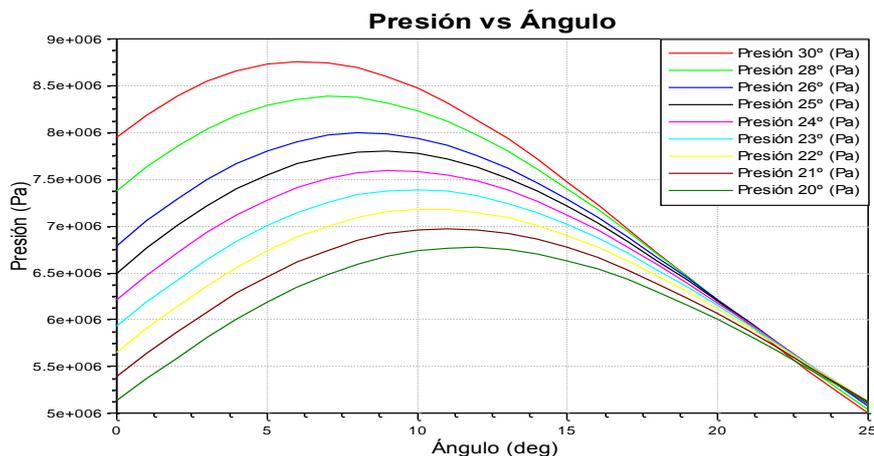


Fig. 4.8. Diferentes ángulos de encendido en función de la presión y del ángulo de avance.

Áng Comb	P <sub>máx</sub>	ALFA
-30	87,5	6
-28	84	7
-26	80	8
-25	77,5	8,5
-24	76	9
<b>-23</b>	<b>73,5</b>	<b>10</b>
-22	71,5	10,5
-21	69,8	11
-20	67,9	12

Tabla 4.4. Presiones máximas alcanzadas para diferentes posiciones del pistón y del ángulo de inicio de combustión.

Se comprueba para un ángulo de  $10^\circ$  se obtiene una presión máxima de 73.5 bares para un ángulo de inicio de combustión de  $-23^\circ$ .

### 4.3. ESTUDIO PARAMÉTRICO DEL DOSADO RELATIVO

Otro parámetro que influye en los resultados del modelo simulado es el dosado relativo. En este caso lo que se hará será variar la cantidad de combustible que entra en el cilindro definida en la válvula de entrada **Sistem Boundary 1** en el modelo mediante la variable local **Fel**, para tener así diferentes valores del dosado relativo. El dosado estequiométrico para el combustible empleado (gasolina) es de 14,5. La horquilla de valores empleados varía desde 0,2 hasta 1,2, siempre con un retraso en el cierre de la válvula de admisión de  $70^\circ$  (empleo ciclo Atkinson).

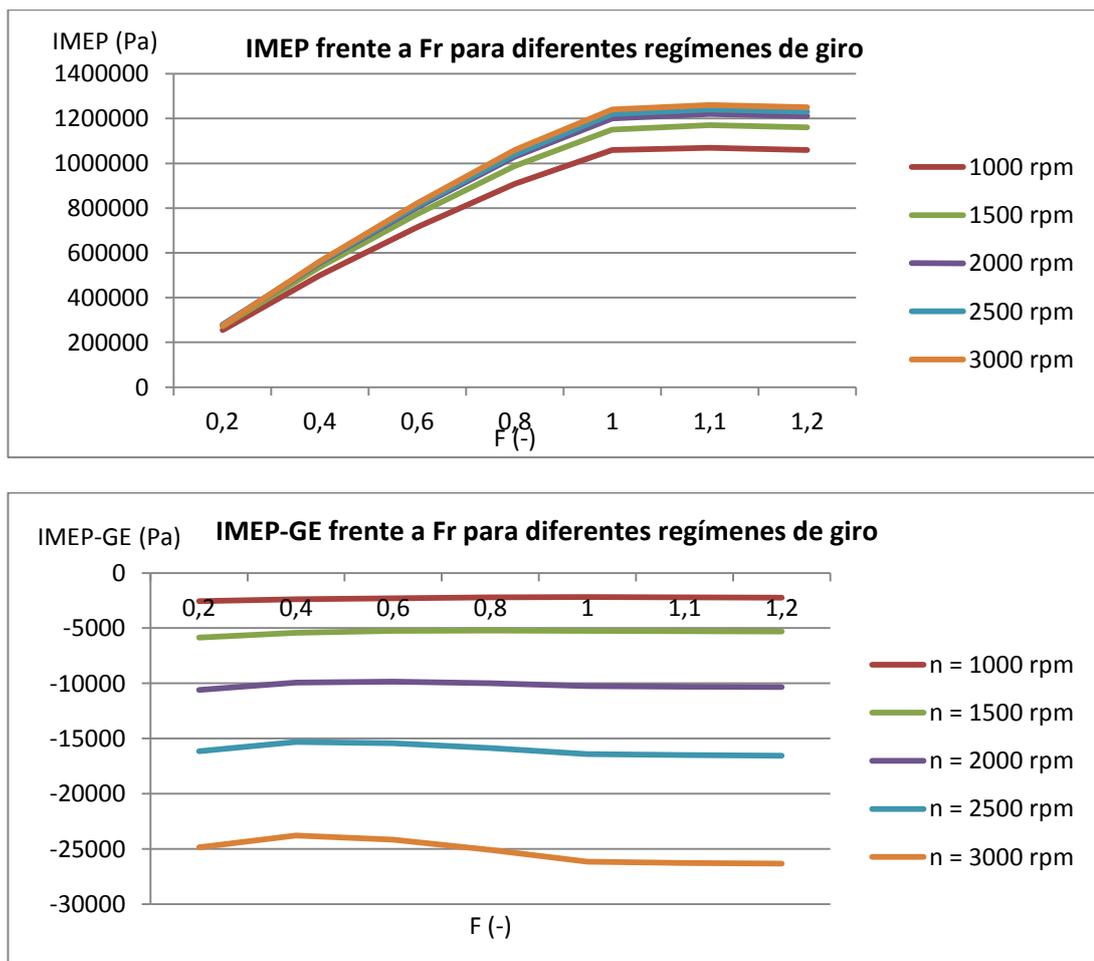


Fig. 4.3. Diferentes regímenes de giro representados en función de los parámetros IMEP, IMEP-GE y BMEP y del dosado.

Se puede apreciar un aumento constante en la presión indicada en relación al dosado, que dejará de serlo en el momento en el que se alcanza un dosado relativo igual a 1 (estequiométrico). A partir de ahí la presión indicada no sufre grandes variaciones con el aumento del dosado.

Se podría concluir también que el valor que tome el dosado relativo es independiente a las pérdidas de presión por bombeo (IMPE-GE), ya que apenas se nota variaciones (no así en relación al régimen de giro, ya que para elevados regímenes existirán mayores pérdidas de presión, y además es a partir de un régimen de giro superior a 2500 rpm cuando las pérdidas comienzan a ser mayores).

La gráfica obtenida al simular la presión media efectiva en función del dosado es muy parecida a la obtenida con la presión indicada. Observando detenidamente la gráfica se aprecia un crecimiento de la presión de 11300 Pa por cada décima que aumenta el dosado relativo para regímenes mayores a 2000 rpm, según muestra la figura 4.4.

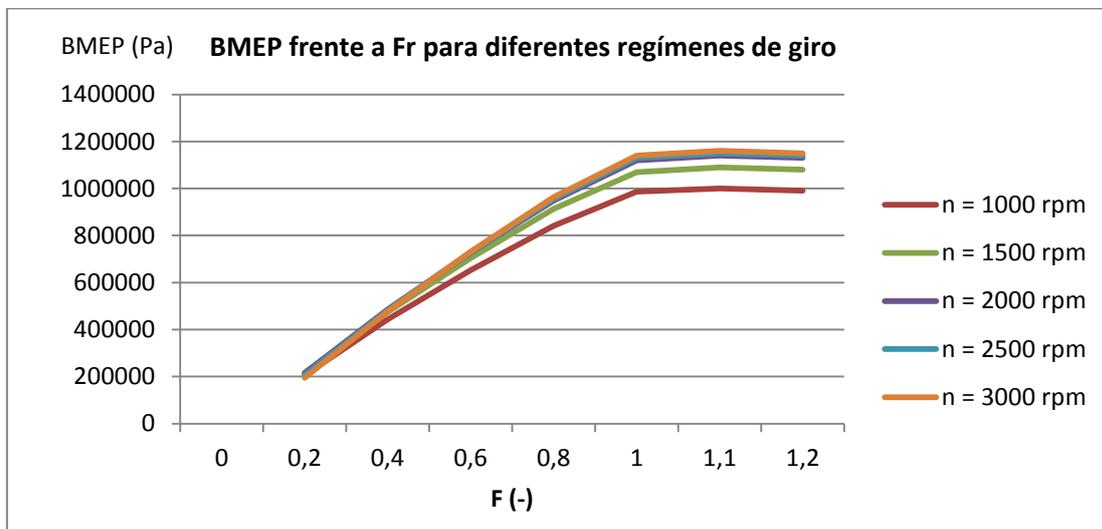


Fig. 4.4. Regímenes de giro frente al BMEP y al dosado.

Si se realiza un estudio en el que se mantengan constantes el grado de carga (en el modelo estará definido mediante el acelerador) y el régimen de giro y se recogen los valores de la presión media efectiva para cada valor del dosado relativo se obtendrá la figura 4.5. [7].

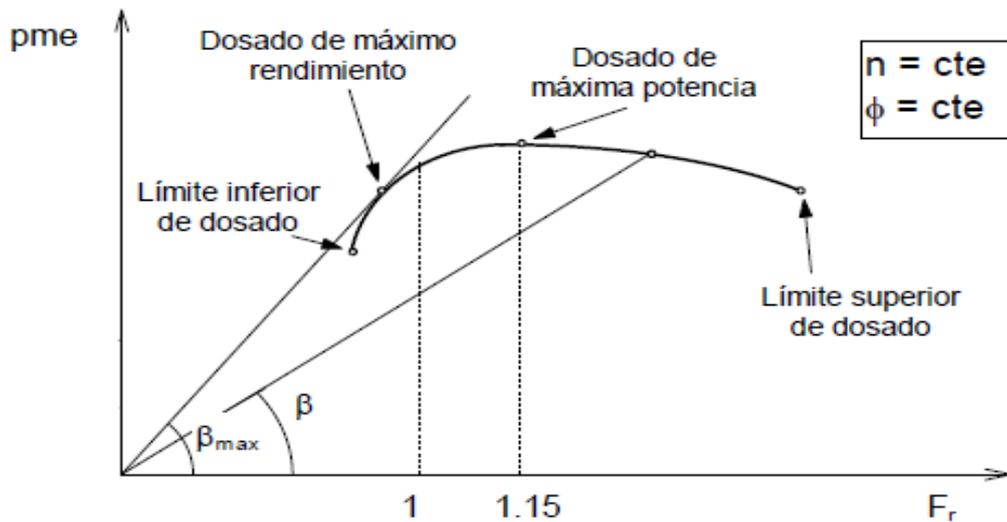


Fig. 4.5. Gráfica teórica de la presión media efectiva frente al dosado relativo para un grado de carga y un régimen de giro específicos.

En la curva se destacan cuatro puntos característicos:

- Límite inferior del dosado: Punto que corresponde con el dosado relativo por debajo del cual la combustión no es estable
- Límite superior de dosado: Punto que corresponde con el dosado relativo por encima del cual la combustión no es estable.
- Dosado de máxima potencia: Punto en el que la BMEP es máxima
- Dosado de máximo rendimiento o mínimo consumo: Es el punto en que el consumo específico efectivo se hace mínimo.

Para el caso expuesto en el trabajo en el cuál el régimen de giro es de 2500 rpm, estos puntos quedarían definidos en la gráfica según aparecen en la figura 4.6.

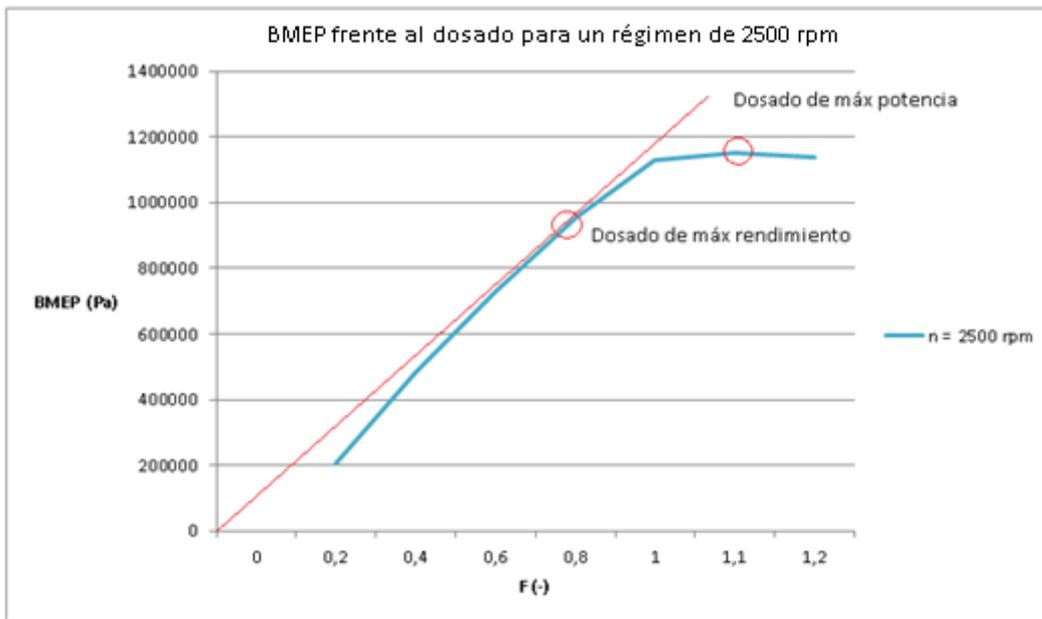


Fig. 4.6. Representación de los puntos de máxima potencia y máximo rendimiento para el caso concreto del modelo de un régimen de giro de 2500 rpm.

En el caso del consumo queda constancia de su incremento en relación con el dosado; a medida que aumenta la cantidad de combustible que entra en el cilindro, mayor será el consumo. No obstante, una vez alcanzados regímenes de giro cercanos a las 2000 rpm, el consumo no sufre grandes variaciones para valores superiores del régimen de giro.

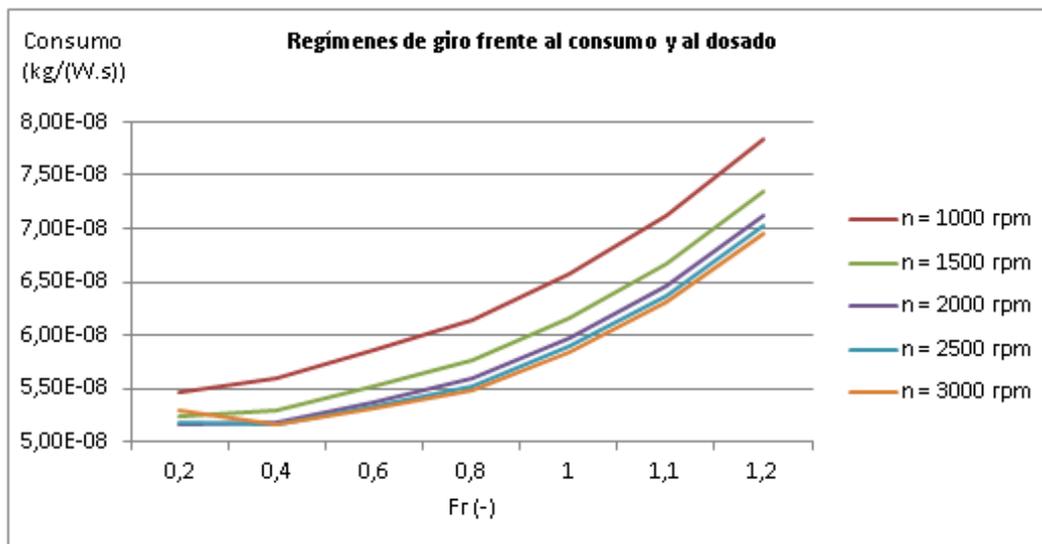


Fig. 4.7. Consumo frente al dosado para diferentes regímenes de giro.

Al igual que ocurría con la presión media efectiva, se puede extraer una curva teórica del consumo frente al dosado para un grado de carga y un régimen de giro dado, tal y como aparece en la figura 4.8. [7].

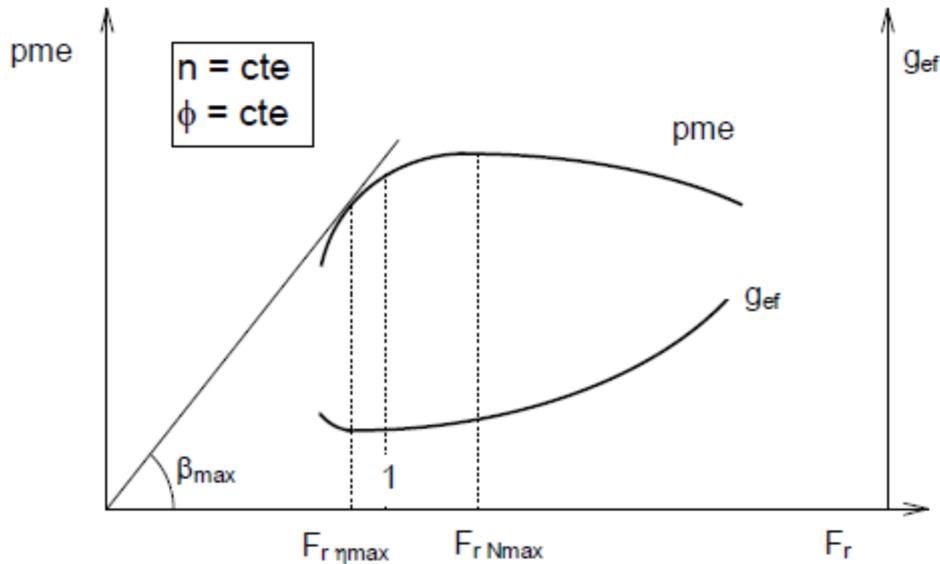


Fig. 4.8. Gráfica teórica de la presión media efectiva junto con el consumo frente al dosado para un grado de carga y un régimen de giro específicos.

Los puntos analizados anteriormente en la figura 4.5 se corresponden a otros puntos de la figura 4.8. Para el caso concreto del modelo en el que el régimen de giro es de 2500 rpm.

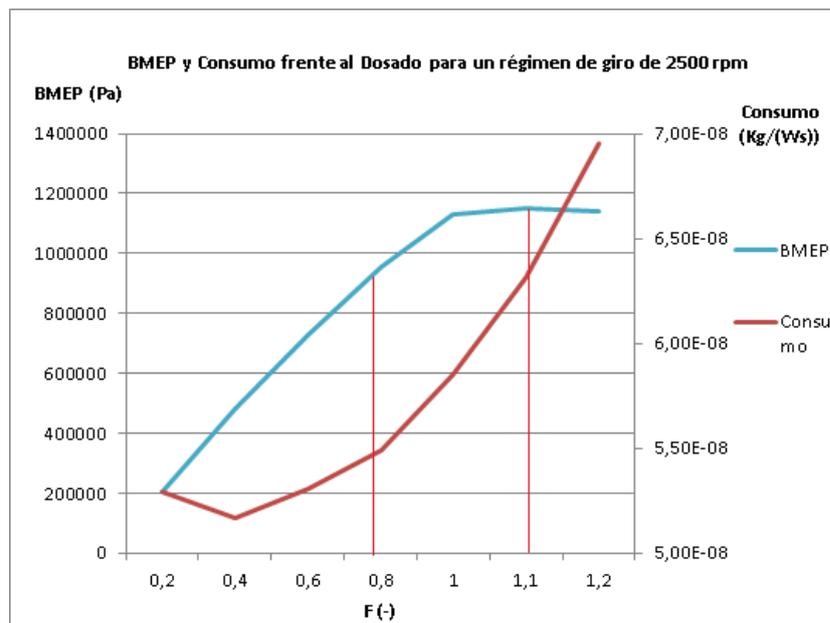


Fig. 4.9. Representación del consumo y de la BMEP frente al dosado para un régimen de giro de 2500 rpm.

La figura 4.9 representa el consumo y la BMEP en la misma gráfica frente al dosado. Gracias a ello se pueden relacionar los valores de la BMEP obtenidos anteriormente que correspondían con el dosado de máximo rendimiento y el de máxima potencia con el consumo. Al igual que ocurriría con la figura 4.5, estos valores corresponden a un régimen de giro (2500 rpm) y a un grado de carga (posición de la válvula del acelerador a 90 °) determinados.

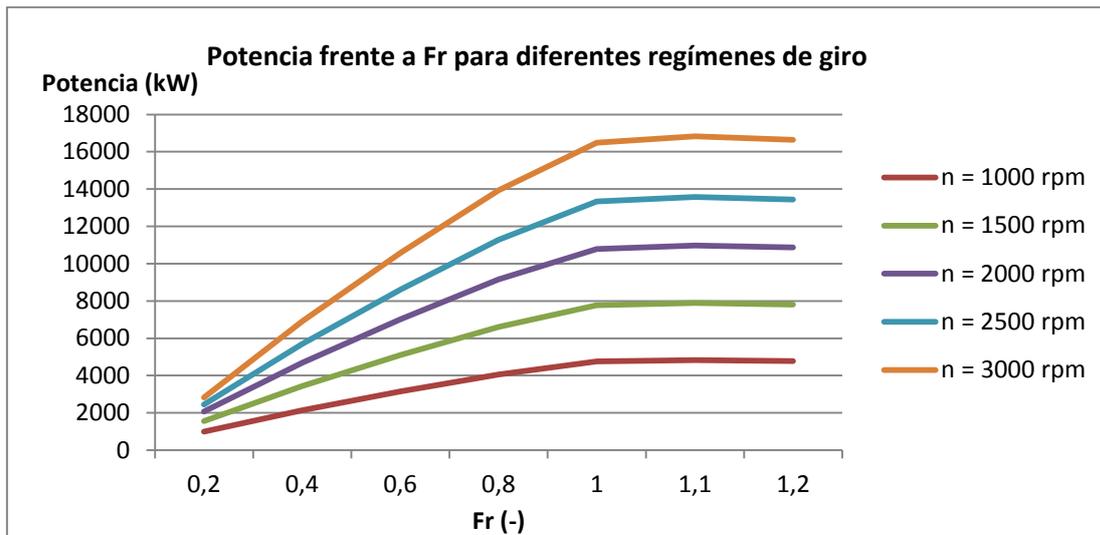


Fig. 4.10: Potencia frente a Fr para cada uno de los regímenes de giro.

Por último, enfrentando la potencia frente al dosado se puede apreciar la relevancia que tiene el régimen y se podría decir que su dependencia con el dosado es uniforme. A medida que crece el dosado, la potencia se va incrementando con una pendiente constante, siendo esta pendiente mayor cuanto más elevado sea el régimen de giro. Dicha tendencia se detiene al alcanzar un dosado de 1, a partir del cual no se experimenta un crecimiento de potencia notable, es más, una vez se excede el valor de 1,1 la potencia disminuye..

Fr (-)	Potencia indicada (kW)	Potencia bombeo (kW)	Potencia Efectiva (kW)
0,2	3,34	0,86	2,48
0,4	6,74	0,93	5,81
0,6	9,81	1	8,81
0,8	12,61	1,07	11,54
1	14,75	1,11	13,64
1,1	15	1,12	13,88
1,2	14,84	1,12	13,72

Tabla 4.5. Potencia indicada, de bombeo y efectiva para diferentes dosados para un régimen de giro de 2500 rpm.

Estudiando la tabla 4.5 se percibe que hasta que no se alcanza el valor del dosado de 1 la diferencia entre las potencias son muy dispares, exceptuando la potencia referida al ciclo de bombeo. Dichas pérdidas aumentan con el dosado pero de manera muy leve, pasando de 0,86 kW para un dosado pobre de 0,2 a 1,11 kW para el caso del dosado estequiométrico, por lo que dichas pérdidas no son llamativas. Por el contrario, la potencia efectiva sí que sufre variaciones importantes con el aumento del dosado, alcanzando su máximo (13,88 kW) para el valor concreto de 1,1. No obstante, el crecimiento lineal de la potencia con el dosado se experimenta hasta 1, ya que aunque el máximo se alcance para 1,1 el crecimiento deja de ser lineal.

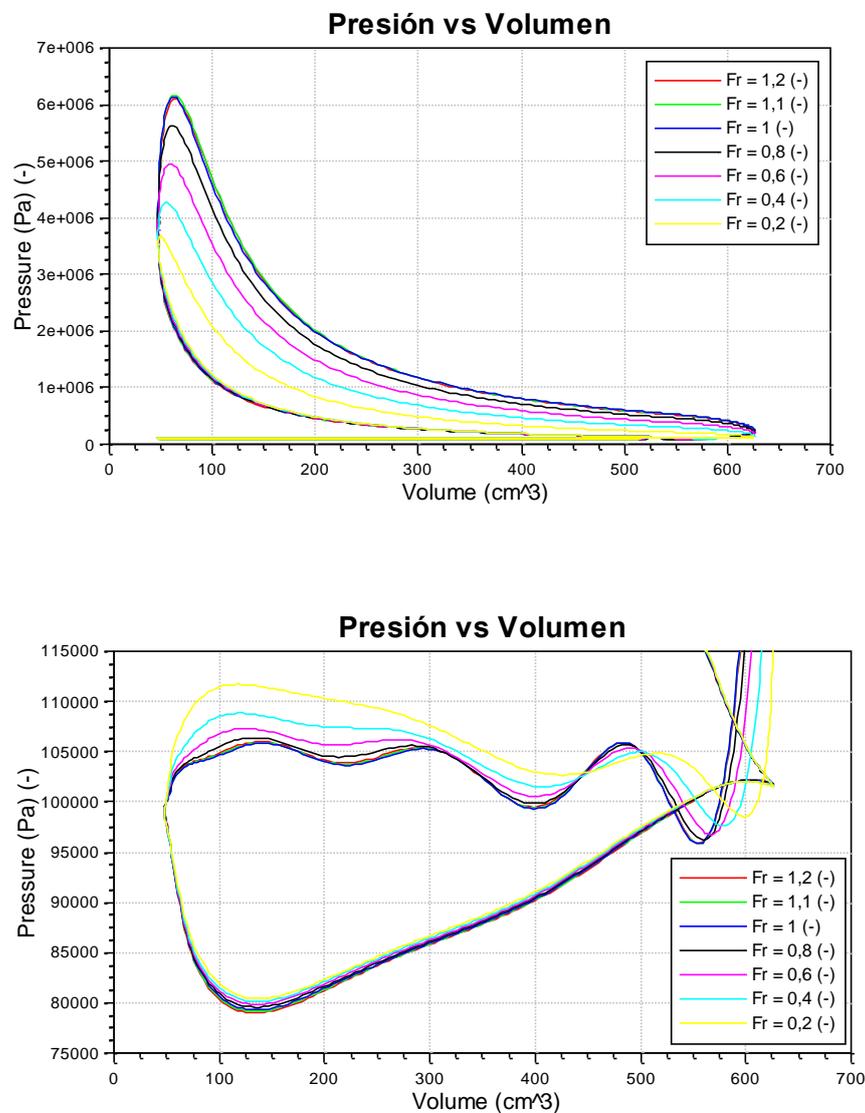


Fig. 4.11: Ciclo presión-volumen para un régimen de giro de 2500 rpm para los diferentes valores de Fr.

Realizando una comparación entre el ciclo Otto (sin retraso ni adelanto del cierre de la válvula de admisión) y el ciclo Atkinson (retraso en el cierre de 70°) se comprueba las ventajas de este último frente al primero, para el caso concreto de un régimen de giro de 2500 rpm:

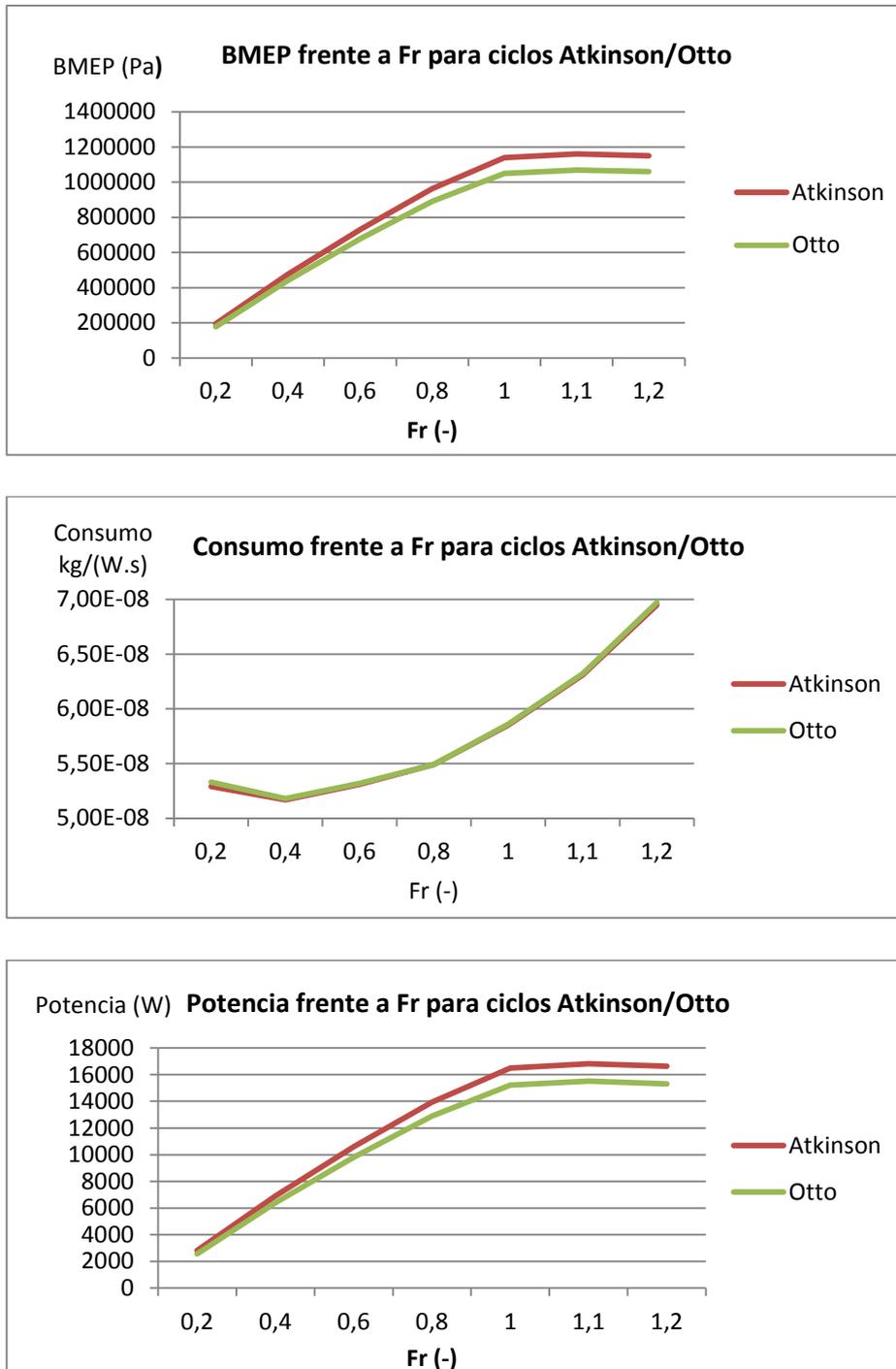


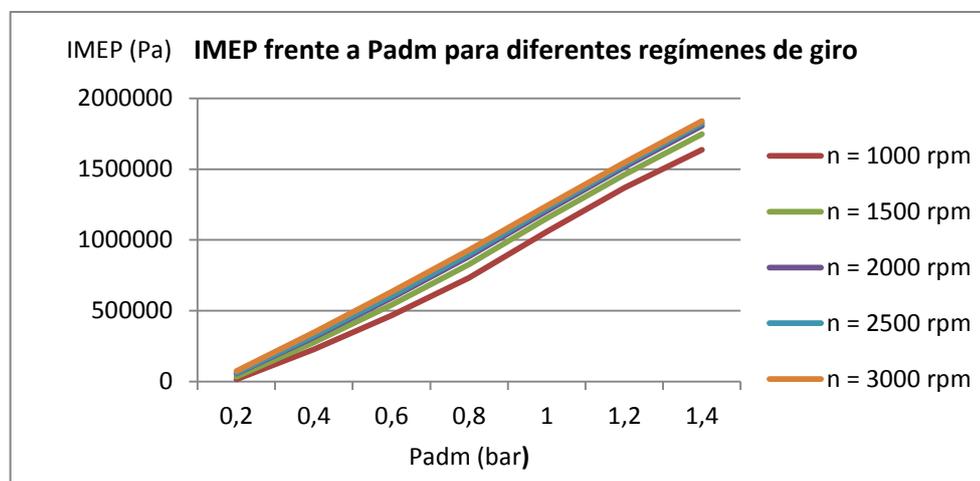
Fig. 4.12: BMEP, consumo y potencia frente al dosado para los ciclos Atkinson y Otto.

Para el caso del consumo la diferencia entre ambos ciclos no es apenas apreciable, pero si comparamos los valores obtenidos de la presión media efectiva y de la potencia se observa una mejora en el empleo del ciclo Atkinson. En el punto concreto en el que el dosado alcanza la unidad, se aprecia un incremento de la presión media efectiva de 90000 Pa, y en el caso de la potencia este incremento es de 1264,6 W.

#### 4.4. ESTUDIO PARAMÉTRICO DE LA PRESIÓN DE ADMISIÓN

Una vez realizado el estudio paramétrico del dosado relativo se va a proceder a realizar un segundo estudio, en este caso el parámetro escogido será la presión de admisión. Dicho estudio tiene como objetivo el observar la evolución de diferentes valores, tales como la presión media efectiva o la potencia, de tal manera que simule la presencia de un compresor, siempre utilizando un retraso en el cierre de la válvula de admisión de 70°. Para un dosado relativo fijado en 1 se variará el valor de la presión de admisión desde 0,2 Pa hasta 1,4 Pa. Los valores de la presión se modificarán según la variable local  $P_{adm}$  definida en el **Sistem Boundary 1**, tal y como se mostró en el apartado 3.3.

En la gráfica superior de la figura 4.13, la cual representa la IMEP frente a la presión de admisión para diferentes regímenes de giro, se aprecia una evolución lineal creciente. No existe mucha diferencia entre las distintas velocidades de giro, aunque lo que si se aprecia es una variación entre bajos regímenes (sobre todo 1000 y 1500 rpm) y altos regímenes. A partir de las 2000 rpm no existe una diferencia notable en el aumento de la presión media indicada al aumentar el régimen, con lo que se puede concluir que un aumento de la presión de admisión implica un aumento de la presión media indicada hasta un régimen de 2000 rpm.



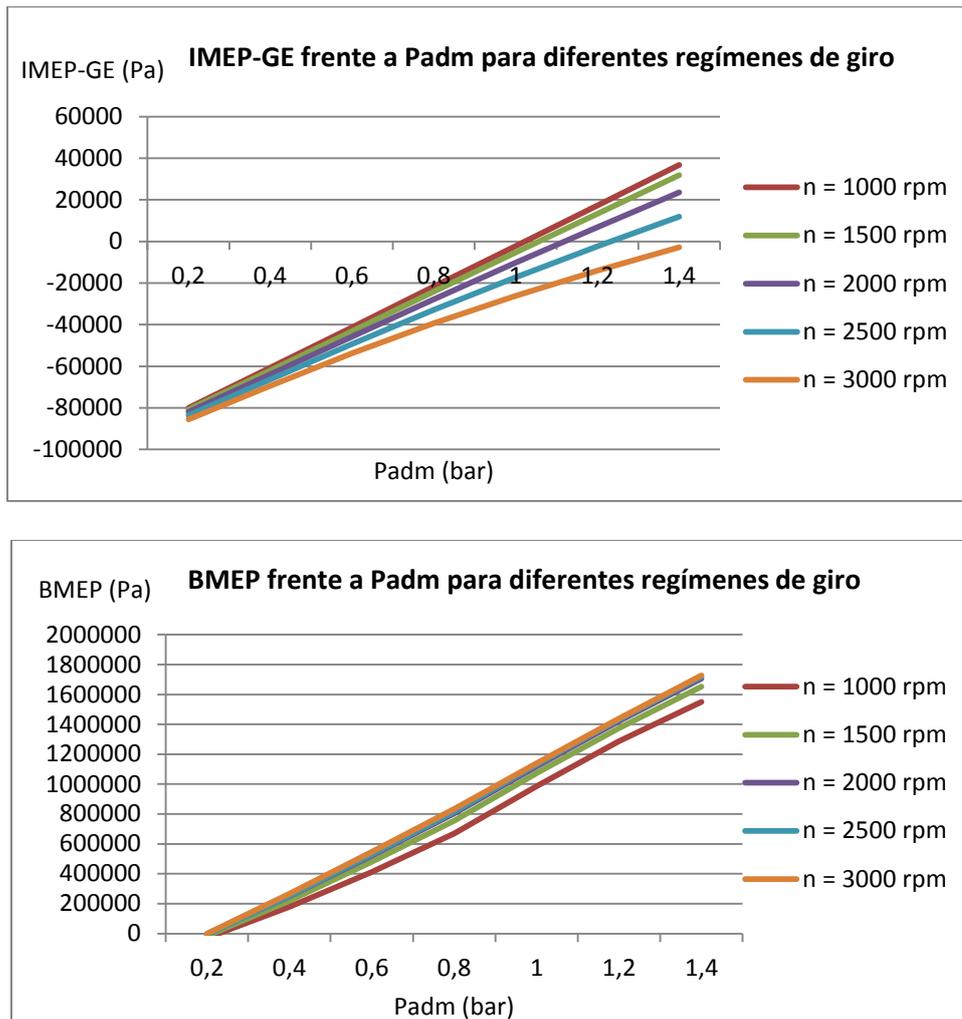


Fig. 4.13. IMEP, IMEP-GE y BMEP frente a la presión de admisión para diferentes regímenes de giro.

En concreto, el valor de la presión media indicada crece a razón de unos 240000 Pa por cada dos décimas que aumenta la presión de admisión para un régimen de 1000 rpm, mientras que será de 264000 Pa si se aumenta el régimen hasta las 3000 rpm, es decir, se experimenta un aumento del 10% al incrementar el régimen en 2000 rpm.

En cuanto a la gráfica correspondiente a las pérdidas por bombeo se observa que para regímenes bajos, cuando el valor de la presión de admisión supera 1 bar se obtienen valores positivos. Esto es debido a que se ha impuesto en el modelo que el valor de la presión en el escape sea de 1 bar, con lo que si el valor de la presión de admisión es mayor, el ciclo de bombeo aportará trabajo (realmente no sería así ya que para obtener una presión superior a la del ambiente habría que colocar un compresor como ya se ha comentado anteriormente, aportándole un trabajo para su funcionamiento).

En la gráfica que enfrenta a la presión media efectiva con la presión de admisión se aprecia, como es obvio, el mismo crecimiento que se apreciaba en la de la presión media indicada. Se puede concluir que el régimen de giro no altera de manera abrupta el valor de la BMEP, solo existiendo una mayor diferencia entre un régimen bajo de 1000 rpm y el resto (superiores a 1500 rpm).

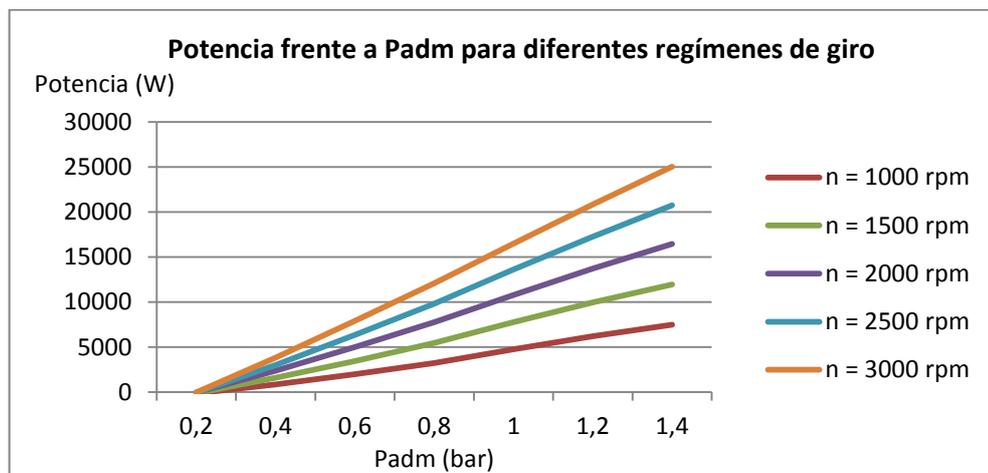
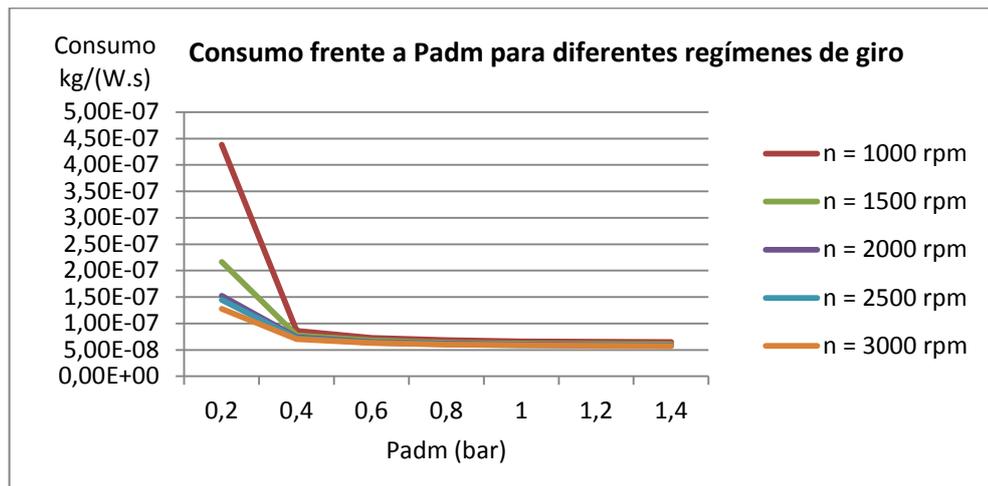


Fig. 4.14. IMEP, IMEP-GE y BMEP frente a la presión de admisión para diferentes regímenes de giro.

Para realizar un estudio del consumo, sería interesante hacerlo sin perder de vista las gráficas que muestran la evolución del par y la potencia. Y es que con una presión de admisión menor de 0,4 el consumo se dispara ya que la potencia que se obtiene es mínima (de hecho para el modelo simulado marca valores negativos). Valores más altos para el consumo se obtienen con revoluciones menores, tal es el caso que no es hasta conseguir un régimen de

giro de 2000 rpm cuando el consumo se estabiliza entre  $1 \cdot 10^{-7}$  y  $1,5 \cdot 10^{-7}$  kg/(W.s). A partir de los 0,4 bar se podría concluir que el régimen de giro es independiente del consumo, ya que para cualquiera que sea dicho régimen el valor del consumo converge hacia los  $7 \cdot 10^{-7}$  kg/(W.s).

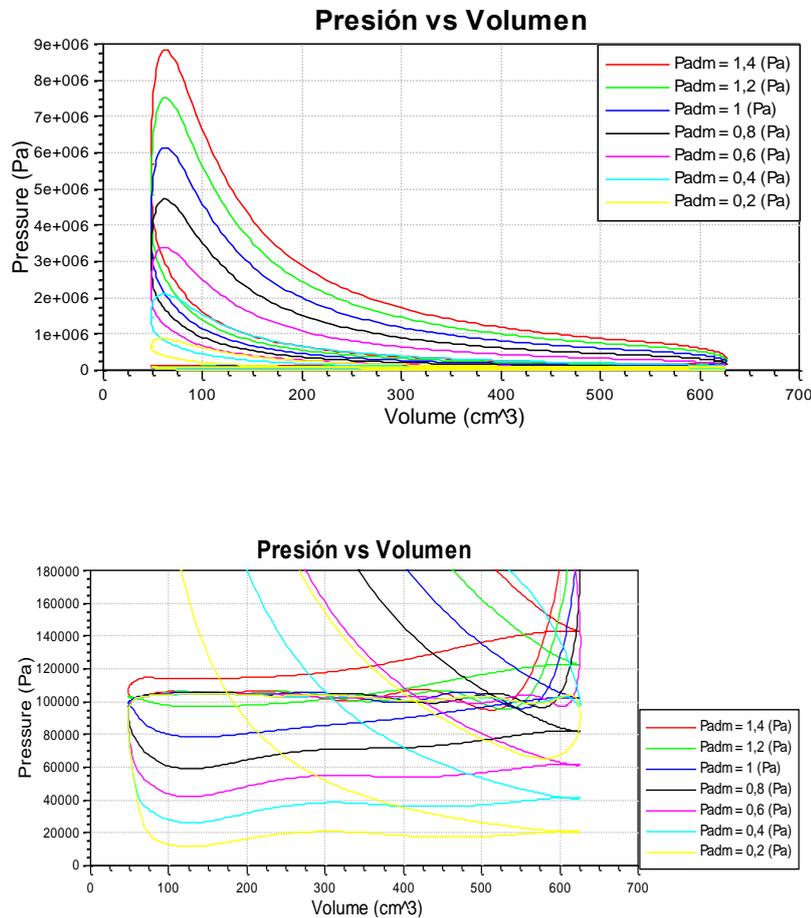


Fig. 4.15. Ciclos de bombeo para un régimen de giro de 2500 rpm para diferentes presiones de admisión.

Para el caso en concreto en el que el régimen sea de 2500 rpm, los ciclos de bombeo para diferentes presiones de admisión son muy dispares. El que la presión de admisión a la entrada del conducto varíe queda de manifiesto en el diagrama presión-volumen.

$P_{ADM}$ (Pa)	1,4	1,2	1	0,8	0,6	0,4	0,2
$P_{MÁX}$ (Pa)	8.842.000	7.519.330	6.143.280	4.717.550	3.393.940	2.104.500	873.469

Tabla 4.6. Valores de presión máxima alcanzados para diferentes presiones de admisión.

La diferencia entre los valores extremos que se han elegido para simular el modelo es de 7968531 Pa. Además la variación de la presión máxima alcanzada entre valores consecutivos de los valores de la presión de admisión puede establecerse como constante y cercana a los 1300000 Pa. Esto pone de manifiesto lo comentado en el apartado 2.6.5 USO DE LOS CICLOS MILLER/ATKINSON en el que un aumento de la presión al inicio de la carrera de explosión ofrecía una pérdidas en el trabajo de expansión con respecto al ciclo Otto menores que sin tener dicho incremento.

En cuanto al trabajo indicado y de bombeo conseguido en cada caso simulado las diferencias son también muy notables.

$P_{ADM}$ (Pa)	Potencia indicada (kW)	Potencia de bombeo (kW)	Potencia Efectiva (kW)
0,2	0,72	0,8	-0,08
0,4	3,9	0,87	3,03
0,6	7,31	0,95	6,36
0,8	10,86	1,03	9,83
1	14,75	1,11	13,64
1,2	18,46	1,2	17,26
1,4	22,01	1,28	20,73

Tabla 4.7: Valores de la potencia indicada, de bombeo y efectiva para diferentes presiones de admisión.

La potencia de bombeo aumenta con la presión de admisión como es razonable, pero ese aumento no es realmente destacable, cosa que sí que ocurre en la potencia indicada y consecuentemente con la potencia efectiva.

Simulando el mismo modelo con las características empleadas para el ciclo Atkinson pero eliminando el retraso del cierre de la válvula de admisión (uso ciclo Otto), para una presión de admisión de 1,4 bar la potencia efectiva obtenida es de 20,18 kW, es decir, para la misma presión de admisión se obtienen 0,55 kW a mayores con el empleo de Atkinson.

## 5- RESULTADOS Y CONCLUSIONES

Una vez realizadas las simulaciones sobre los diferentes modelos para optimizar cada uno de los parámetros se puede concluir con la definición de un modelo en concreto.

Ha quedado demostrado que el adelanto o retraso de la válvula de admisión, es decir, el uso de Miller/Atkinson afecta a la potencia generada, en concreto, para el modelo simulado:

	RCA (deg)	Potencia indicada (kW)	Potencia bombeo (kW)	Potencia de Efectiva (kW)
MILLER	-10	28,11	1,42	26,69
OTTO	0	31,38	1,49	29,89
ATKINSON	70	47,74	1,86	45,88

Tabla 5.1: Valores de la potencia indicada, de bombeo y efectiva para diferentes presiones de admisión.

Para revoluciones bajas (en el modelo, revoluciones cercanas a 1000) el empleo de Otto o Miller es preferible al de Atkinson, ya que se alcanzan unos valores de presión más elevados. En el caso del modelo simulado en el que el régimen de giro es de 2500 revoluciones por minuto se ha comprobado que un retraso en el cierre de la válvula de admisión favorece la obtención una mayor presión media efectiva y consecuentemente se obtendrán potencias mayores. En concreto es para un retraso del cierre de la válvula de admisión de 70 ° para el cual se obtiene una mayor potencia efectiva (45,88 kW). Esto pone de manifiesto el empleo de motores mecánicos con ciclo Atkinson en automóviles híbridos, los cuales emplean un motor eléctrico para regímenes bajos (puesto que entregan el par máximo desde el comienzo). Cabe destacar también que en el caso de emplear Miller las pérdidas por bombeo son menores que en el ciclo Otto y Atkinson. Esto se debe al no haber reflujos hacia el conducto de admisión, ya que la válvula se cierra antes de que el pistón llegue a su punto muerto inferior.

Se ha comprobado también que el ángulo de inicio de combustión óptimo es de -23° ya que es cuando se alcanza el mayor valor de la presión para un recorrido del cigüeñal de 10°.



Para la elección del dosado relativo parece evidente, a la vista de las gráficas extraídas, considerar que el valor unitario es el ideal. La presión media efectiva máxima que se alcanza se da para este valor para regímenes de giro cercanos a 2500 rpm. Tanto el aumento de éste como del dosado relativo no afectan sobremanera al valor de la presión media efectiva. Ciertamente es que el consumo se dispara, como es normal, al aumentar el dosado (al fin y al cabo se está introduciendo cada vez una mayor cantidad de combustible) pero es para regímenes de giros altos para los cuales el consumo es menor. Así mismo el par máximo obtenido se consigue para un dosado relativo de 1 y, como ocurriría con la presión media efectiva, para regímenes de giro superiores a 2500 rpm no se percibe un cambio destacable. Por último destacar que la potencia efectiva máxima conseguida se da para dosados relativos cercanos y superiores a 1. Así pues se puede concluir en que el dosado óptimo para el modelo será de  $Fr = 1$  para un régimen de 2500 rpm.

En el caso del parámetro de la presión de admisión, como es de esperar, cuanto mayor sea más elevado resultarán ser los valores de la presión media efectiva con lo que no es representativa para obtener un valor óptimo de la presión de admisión. Caso contrario ocurre con el consumo, donde la gráfica denota claramente un aumento de consumo muy elevado para bajas presiones de admisión y bajo régimen de giro. No es a partir de 0,4 bares cuando se consiguen valores bajos de consumo, sea cual sea el régimen de giro. Observando los ciclos de bombeo se llega a la conclusión de que al aumentar la presión de admisión mayor será la potencia indicada y de bombeo. Por lo tanto el valor que se tomará en el modelo será de 1 bar, que es la presión en condiciones normales.

Por lo tanto, a la vista de las simulaciones realizadas y los resultados obtenidos, para el caso concreto del modelo simulado el cuál emplea gasolina, consta de un cilindro y trabaja a un régimen de giro de 2500 revoluciones por minuto, el empleo de Atkinson está justificado por delante del de Otto.

## ANEXOS

### - RESULTADOS

Seguidamente se muestran tabulados los resultados obtenidos mediante el software AVL BOOST para el cálculo de cada uno de los parámetros estudiados en el modelo.

- Adelanto / Retraso del cierre de la válvula de admisión.

Tabla 1: Valores de los diferentes parámetros en función del retraso o delante del cierre de la válvula de admisión para un régimen de giro de 1000 rpm.

RCA (deg)	IMEP (Pa)	Consumo (g/(kW.h))	Rend Volum (-)	Par (N.m)	Potencia (W)	BMEP (Pa)	IMEP-GE (Pa)
-20	2763010	4004,6	0,937758	121,796	12754,5	2643800	-10641,4
-10	2944420	3995,01	0,937739	129,919	13605,1	2820110	-9898,55
-5	3021070	3991,18	0,937735	133,351	13964,5	2894610	-9644,59
0	3087940	3987,04	0,937731	136,345	14278,1	2959610	-9450,13
10	3184110	3983,07	0,937726	140,651	14729	3053070	-9178,35
20	3215690	3981,89	0,937724	142,065	14877	3083770	-8971,27
30	3195320	3983,68	0,937725	141,153	14781,5	3063970	-8789,37
40	3145800	3987,1	0,937727	138,936	14549,3	3015840	-8629,89
50	3073330	3992,82	0,93773	135,691	14209,5	2945400	-8479,58
60	2979780	3999,77	0,937734	131,502	13770,9	2854480	-8327,25
70	2863040	4008,45	0,937742	126,275	13223,5	2741020	-8160,74
80	2718470	4021,63	0,937751	119,802	12545,6	2600510	-7971,88
90	2545760	4036,18	0,937764	112,069	11735,8	2432640	-7756,8
100	2339570	4057,98	0,937767	102,836	10769	2232240	-7515,53

Tabla 2: Valores de los diferentes parámetros en función del retraso o delante del cierre de la válvula de admisión para un régimen de giro de 1500 rpm.

RCA	IMEP (Pa)	Consumo (g/(kW.h))	Rend Volum (-)	Par (N.m)	Potencia (W)	BMEP (Pa)	IMEP-GE (Pa)
-20	2752940	1,00998E-06	0,937684	121,283	19051,2	2632660	-24858,4
-10	3001850	1,00655E-06	0,937666	132,452	20805,4	2875080	-24595,9
-5	3117170	1,00519E-06	0,937657	137,626	21618,2	2987400	-24589
0	3225520	1,00373E-06	0,937645	142,487	22381,8	3092930	-24648,9
10	3410220	1,00189E-06	0,937633	150,774	23683,5	3272800	-24861,6
20	3537000	1,00067E-06	0,937628	156,463	24577,1	3396280	-25028,4
30	3569860	1,00034E-06	0,937627	157,937	24808,6	3428280	-24867,4
40	3542230	1,00082E-06	0,937627	156,697	24613,9	3401370	-24510,9
50	3476230	1,00163E-06	0,93763	153,736	24148,7	3337090	-24055,9
60	3380380	1,00296E-06	0,937633	149,435	23473,3	3243750	-23519,2
70	3259180	1,00489E-06	0,937637	143,997	22619,1	3125710	-22882,7
80	3114570	1,00708E-06	0,937643	137,509	21599,9	2984870	-22160,5
90	2946380	1,00987E-06	0,937659	129,962	20414,5	2821060	-21351,7
100	2751300	1,01344E-06	0,937669	121,21	19039,6	2631060	-20435,4

Tabla 3: Valores de los diferentes parámetros en función del retraso o delante del cierre de la válvula de admisión para un régimen de giro de 2000 rpm.

RCA (deg)	IMEP (Pa)	Consumo (g/(kW.h))	Rend Volum (-)	Par (N.m)	Potencia (W)	BMEP (Pa)	IMEP-GE (Pa)
-20	2463260	9,62679E-07	0,937646	108,132	22647,1	2347190	-41329,8
-10	2742020	9,58779E-07	0,937618	120,663	25271,6	2619190	-42192,4
-5	2880970	9,5678E-07	0,937622	126,909	26579,7	2754770	-42800,2
0	3016280	9,55372E-07	0,937605	132,991	27853,7	2886800	-43499
10	3276450	9,52602E-07	0,937592	144,686	30303,1	3140660	-45095,5
20	3509730	9,50539E-07	0,937585	155,173	32499,3	3368280	-46767,2
30	3692280	9,49003E-07	0,937579	163,379	34217,9	3546410	-48135,3
40	3791270	9,48104E-07	0,937574	167,828	35149,8	3642990	-48781,7
50	3825570	9,47949E-07	0,937572	169,37	35472,8	3676460	-48886,5
60	3805300	9,48253E-07	0,937573	168,459	35282	3656690	-48541,1
70	3734850	9,49261E-07	0,937574	165,292	34618,7	3587940	-47825,8
80	3617040	9,50675E-07	0,93758	159,996	33509,6	3472990	-46679,2
90	3457250	9,52604E-07	0,937584	152,813	32005,2	3317070	-45083,6
100	3256150	9,55407E-07	0,937589	143,774	30111,9	3120850	-43086,6

Tabla 4: Valores de los diferentes parámetros en función del retraso o delante del cierre de la válvula de admisión para un régimen de giro de 2500 rpm.

RCA (deg)	IMEP (Pa)	Consumo (g/(kW.h))	Rend Volum (-)	Par (N.m)	Potencia (W)	BMEP (Pa)	IMEP-GE (Pa)
-20	2070520	9,39E-07	0,937637	90,2498	23627,4	1959030	-55011,6
-10	2330850	9,34E-07	0,937611	101,972	26696,1	2213470	-56855,3
-5	2465520	9,32E-07	0,937599	108,036	28283,7	2345100	-58050
0	2601600	9,31E-07	0,937594	114,163	29887,8	2478100	-59403,4
10	2876250	9,28E-07	0,937575	126,53	33125,5	2746550	-62539,4
20	3146410	9,25E-07	0,937561	138,695	36310,3	3010610	-66098,9
30	3404770	9,23E-07	0,937526	150,328	39355,9	3263130	-69851
40	3638580	9,22E-07	0,937517	160,856	42112,1	3491660	-73447,6
50	3810840	9,20E-07	0,937507	168,613	44142,8	3660030	-76345,8
60	3915080	9,20E-07	0,937504	173,306	45371,5	3761910	-78194,2
70	3957960	9,20E-07	0,937503	175,237	45877	3803820	-79021,9
80	3945050	9,20E-07	0,937503	174,656	45724,9	3791200	-78897,7
90	3878070	9,21E-07	0,937504	171,64	44935,2	3725730	-77883,5
100	3759260	9,23E-07	0,937506	166,29	43534,7	3609610	-75976,1

Tabla 5: Valores de los diferentes parámetros en función del retraso o delante del cierre de la válvula de admisión para un régimen de giro de 3000 rpm.

RCA (deg)	IMEP (Pa)	Consumo (g/(kW.h))	Rend Volum (-)	Par (N.m)	Potencia (W)	BMEP (Pa)	IMEP-GE (Pa)
-20	1731600	9,27E-07	0,937633	74,7034	23468,8	1621560	-65834,7
-10	1954620	9,22E-07	0,937603	84,7614	26628,6	1839890	-68250,4
-5	2070470	9,20E-07	0,937597	89,9859	28269,9	1953300	-69760,4
0	2188660	9,18E-07	0,937585	95,3158	29944,3	2068990	-71459
10	2433310	9,15E-07	0,937568	106,349	33410,6	2308490	-75433,3
20	2687180	9,12E-07	0,937532	117,798	37007,4	2557010	-80130,3
30	2950100	9,09E-07	0,937521	129,655	40732,4	2814380	-85111,1
40	3212240	9,07E-07	0,937512	141,477	44446,3	3071000	-91370,5
50	3462020	9,06E-07	0,937502	152,741	47985,1	3315510	-97374,8
60	3678160	9,04E-07	0,937496	162,489	51047,4	3527090	-102833
70	3833600	9,03E-07	0,937492	169,499	53249,7	3679270	-106932
80	3927320	9,03E-07	0,937485	173,726	54577,5	3771010	-109614

90	3958890	9,03E-07	0,937484	175,149	55024,7	3801910	-110716
100	3928850	9,04E-07	0,937484	173,794	54599,1	3772500	-110133

Tabla 6: Valores de los diferentes parámetros en función del dosado para un régimen de giro de 1000 rpm.

Fr (-)	IMEP (Pa)	BMEP (Pa)	Consumo (kg/(W.s))	IMEP-GE (Pa)	Par (N.m)	Potencia (W)	Rend Volum (-)
1,2	1060000	991342	7,84E-08	-2232,66	45,67	4782,54	0,89581
1,1	1070000	1000000	7,13E-08	-2212,82	46,095	4827,09	0,895378
1	1060000	986350	6,58E-08	-2195,18	45,44	4758,45	0,893274
0,8	908451	841294	6,14E-08	-2216,83	38,757	4058,66	0,896235
0,6	715046	653318	5,86E-08	-2283,03	30,098	3151,81	0,898374
0,4	499927	444238	5,59E-08	-2379,62	20,466	2143,14	0,900983
0,2	254893	206082	5,47E-08	-2553,34	9,494	994,205	0,904099

Tabla 7: Valores de los diferentes parámetros en función del dosado para un régimen de giro de 1500 rpm.

Fr (-)	IMEP (Pa)	BMEP (Pa)	Consumo (kg/(W.s))	IMEP-GE (Pa)	Par (N.m)	Potencia (W)	Rend Volum (-)
1,2	1160000	1080000	7,35E-08	-5313,87	49,712	7808,68	0,895494
1,1	1170000	1090000	6,67E-08	-5279,79	50,281	7898,17	0,894797
1	1150000	1070000	6,17E-08	-5245,51	49,457	7768,68	0,892473
0,8	987747	913490	5,76E-08	-5218,61	42,083	6610,44	0,895815
0,6	773318	704651	5,53E-08	-5259,78	32,462	5099,18	0,898161
0,4	537304	474791	5,30E-08	-5423,7	21,873	3435,81	0,900691
0,2	271703	216115	5,24E-08	-5850,55	9,9561	1563,91	0,903972

Tabla 8: Valores de los diferentes parámetros en función del dosado para un régimen de giro de 2000 rpm.

Fr (-)	IMEP (Pa)	BMEP (Pa)	Consumo (kg/(W.s))	IMEP-GE (Pa)	Par (N.m)	Potencia (W)	Rend Volum (-)
1,2	1210000	1,13E+06	7,12E-08	-10345,9	51,869	10863,3	0,895308
1,1	1220000	1,14E+06	6,47E-08	-10296,9	52,417	10978,2	0,894409
1	1200000	1,12E+06	5,98E-08	-10241,8	51,523	10790,9	0,89225
0,8	1030000	948889	5,60E-08	-10002,7	43,714	9155,46	0,895696
0,6	803836	728008	5,38E-08	-9852,29	33,538	7024,27	0,898051
0,4	555880	486064	5,19E-08	-9937,36	22,392	4689,84	0,900574
0,2	278613	215521	5,17E-08	-10583,2	9,9288	2079,48	0,903882

Tabla 9: Valores de los diferentes parámetros en función del dosado para un régimen de giro de 2500 rpm.

Fr (-)	IMEP (Pa)	BMEP (Pa)	Consumo (kg/(W.s))	IMEP-GE (Pa)	Par (N.m)	Potencia (W)	Rend Volum (-)
1,2	1230000	1,14E+06	7,02E-08	-16553,2	52,352	13431,5	0,895237
1,1	1240000	1,15E+06	6,37E-08	-16494,3	52,942	13582,9	0,894179
1	1220000	1,13E+06	5,89E-08	-16413,3	52,004	13342,3	0,891852
0,8	1040000	955259	5,52E-08	-15860,1	44,008	11290,7	0,895442
0,6	811585	729255	5,33E-08	-15413,4	33,596	8619,47	0,897896
0,4	558505	481933	5,16E-08	-15322	22,202	5696,23	0,900524
0,2	277203	207030	5,19E-08	-16145,9	9,5376	2447	0,903853

Tabla 10: Valores de los diferentes parámetros en función del dosado para un régimen de giro de 3000 rpm.

Fr (-)	IMEP (Pa)	BMEP (Pa)	Consumo (kg/(W.s))	IMEP-GE (Pa)	Par (N.m)	Potencia (W)	Rend Volum (-)
1,2	1250000	1,15E+06	6,95E-08	-26338,2	52,974	16642,4	0,895159
1,1	1260000	1,16E+06	6,31E-08	-26264,8	53,561	16826,7	0,894004
1	1240000	1,14E+06	5,85E-08	-26145,9	52,5	16493,3	0,891676
0,8	1060000	963251	5,49E-08	-25098,6	44,376	13941,1	0,895304
0,6	822163	731300	5,31E-08	-24171,7	33,69	10584,1	0,897796
0,4	562764	477369	5,17E-08	-23784,9	21,992	6908,93	0,900449
0,2	274299	194985	5,29E-08	-24863,2	8,9827	2822	0,903787

Tabla 11: Valores de los diferentes parámetros en función de la presión de admisión para un régimen de giro de 1000 rpm.

Padm (bar)	IMEP (Pa)	BMEP (Pa)	Consumo (kg/(W.s))	IMEP-GE (Pa)	Par (N.m)	Potencia (W)	Rend Volum (-)
1,4	1637770	1550140	6,50E-08	36798,2	71,4129	7478,34	0,892915
1,2	1368170	1288110	6,55E-08	17323,2	59,3415	6214,23	0,892924
1	1057700	986350	6,58E-08	-2195,18	45,4399	4758,45	0,893274
0,8	732266	670055	6,82E-08	-21727,4	30,8686	3232,55	0,893396
0,6	465798	411067	7,30E-08	-41252,5	18,9373	1983,11	0,893864
0,4	226353	178344	8,59E-08	-60707,3	8,21607	860,385	0,894575
0,2	14273,7	-27782,8	4,38E-07	-80047,6	-1,2799	-134,033	0,897097

Tabla 12: Valores de los diferentes parámetros en función de la presión de admisión para un régimen de giro de 1500 rpm.

Padm (bar)	IMEP (Pa)	BMEP (Pa)	Consumo (kg/(W.s))	IMEP-GE (Pa)	Par (N.m)	Potencia (W)	Rend Volum (-)
1,4	1746410	1652370	6,04E-08	31827,2	76,1228	11957,3	0,89257
1,2	1461740	1375120	6,10E-08	13387,7	63,3502	9951,03	0,8925
1	1152090	1073550	6,17E-08	-5245,51	49,457	7768,68	0,892473
0,8	825903	755866	6,37E-08	-24122	34,8218	5469,79	0,89262
0,6	541506	478884	6,76E-08	-43127,8	22,0616	3465,42	0,892829
0,4	275609	219919	7,78E-08	-62028,3	10,1314	1591,43	0,893361
0,2	33608,6	-15772,6	2,17E-07	-80792	-0,7266	-114,138	0,8954

Tabla 13: Valores de los diferentes parámetros en función de la presión de admisión para un régimen de giro de 2000 rpm.

Padm (bar)	IMEP (Pa)	BMEP (Pa)	Consumo (kg/(W.s))	IMEP-GE (Pa)	Par (N.m)	Potencia (W)	Rend Volum (-)
1,4	1805580	1705460	5,85E-08	23529,7	78,5686	16455,4	0,892054
1,2	1514710	1421650	5,90E-08	6824,52	65,4935	13716,9	0,892054
1	1203920	1118390	5,98E-08	-10241,8	51,523	10790,9	0,89225
0,8	882467	804732	6,16E-08	-27752,8	37,073	7764,55	0,892221
0,6	591078	520408	6,50E-08	-45732,9	23,9746	5021,22	0,892194
0,4	312815	248894	7,37E-08	-63903,9	11,4662	2401,48	0,892499
0,2	55473,3	-2207,72	1,53E-07	-81944	-0,1017	-21,3015	0,894196

Tabla 14: Valores de los diferentes parámetros en función de la presión de admisión para un régimen de giro de 2500 rpm.

Padm (bar)	IMEP (Pa)	BMEP (Pa)	Consumo (kg/(W.s))	IMEP-GE (Pa)	Par (N.m)	Potencia (W)	Rend Volum (-)
1,4	1824570	1718630	5,75E-08	12001,7	79,1751	20728	0,891941
1,2	1530790	1431480	5,81E-08	-2332,05	65,9466	17264,8	0,891874
1	1222730	1130380	5,89E-08	-17210,4	52,0751	13633,2	0,891852
0,8	900448	815381	6,06E-08	-32825,9	37,5636	9834,12	0,892047
0,6	606335	527911	6,38E-08	-49307,6	24,3202	6367,02	0,891985
0,4	323662	251625	7,20E-08	-66416,6	11,592	3034,79	0,892322
0,2	59754,5	-6321,24	1,44E-07	-83569,4	-0,2912	-76,2391	0,893763

Tabla 15: Valores de los diferentes parámetros en función de la presión de admisión para un régimen de giro de 3000 rpm.

Padm (bar)	IMEP (Pa)	BMEP (Pa)	Consumo (kg/(W.s))	IMEP-GE (Pa)	Par (N.m)	Potencia (W)	Rend Volum (-)
1,4	1840380	1728060	5,72E-08	-2732,31	79,6095	25010,1	0,891849
1,2	1545870	1439760	5,77E-08	-14052,2	66,3278	20837,5	0,891723
1	1239250	1139590	5,85E-08	-26145,9	52,4996	16493,3	0,891676
0,8	927529	834446	6,01E-08	-39300,6	38,4419	12076,9	0,891691
0,6	633091	546214	6,31E-08	-53695,1	25,1634	7905,31	0,891829
0,4	347183	266332	7,05E-08	-69369,4	12,2696	3854,61	0,891722
0,2	74586,6	-518,435	1,28E-07	-85464,2	-0,0239	-7,50327	0,892882



---

**Universidad de Valladolid**



ESCUELA DE INGENIERÍAS  
INDUSTRIALES



## BIBLIOGRAFÍA

[1]:

Wayne Grenning. "History of the Otto – Langen Engine". Gas engine magazine. February 1991.

<http://services.eng.uts.edu.au/~johnd/ICEngines/HISTORY%20OF%20THE%20OTTO.pdf>

[2]:

REGLAMENTO (CE) N° 715/2007 del Parlamento Europeo y del Consejo, de 20 de junio de 2007, sobre la homologación de tipo de vehículos de motor por lo que se refiere a las emisiones procedentes de turismos y vehículos comerciales ligeros (Euro 5 y Euro 6) si sobre el acceso a la información relativa a la reparación y el mantenimiento de los vehículos.

<https://www.boe.es/buscar/doc.php?id=DOUE-L-2007-81078>

[3]: Empleo del ciclo Atkinson en motores de combustión interna alternativa.

<https://www.toyota.es/coches/prius/catalogo.json#motor-gasolina>

[4]: Guía usuario AVL BOOST.

<https://www.avl.com/boost>

[5]:

F.PAYRI Y J.M.DESANTES: "Motores de combustión interna alternativa". Universitat Politècnica de Valencia. Editorial Reverté, 2011

[6]:

DENIS NEHER, FINO SCHOLL, MATTHIAS DEINERT, MAURICE KETTNE. 'Miller/Atkinson Valve Timing as Full Load Concept for a Naturally Aspirated Cogeneration Engine',



[7]:

Apuntes de la asignatura de MCIA de 4º curso de la titulación Grado en Ingeniería Mecánica. Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica. Escuela de Ingenierías Industriales, Universidad de Valladolid.