

TEMA V

RENOVACIÓN DE LA CARGA EN LOS MOTORES DE CUATRO TIEMPOS. RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO.

La renovación de la carga en los motores de combustión interna alternativos es el proceso mediante el cual estos motores expulsan los gases de la última combustión e introducen la mezcla necesaria para la siguiente. Dicho proceso condiciona fuertemente el diseño y su estudio interesa por la influencia que tiene sobre las prestaciones del motor (potencia, rendimiento y emisiones contaminantes). En este tema se trata la renovación de la carga de los motores de cuatro tiempos. Para ellos, se define y se analiza el "rendimiento volumétrico", parámetro que evalúa la eficiencia de la renovación de la carga en este tipo de motores. El estudio se hace de forma conceptual aunque, algunas ecuaciones sencillas permitirán obtener interesantes conclusiones de diseño.

1- INTRODUCCIÓN.

2.- LOS PROCESOS DE ADMISIÓN Y ESCAPE.

3.- EL RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO.

4.- RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO DEL CICLO IDEAL.

5.- FACTORES QUE INFLUYEN EN EL RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO.

5.1.- Relación de compresión y relación de las presiones de escape y admisión.

5.2.- Composición de la carga fresca.

5.3.- Fenómenos viscosos. Pérdidas de presión por fricción.

5.4.- Fenómenos térmicos. Transferencia de calor

5.5.- Fenómenos elásticos. Bloqueo de la válvula.

5.6.- Fenómenos inerciales. Efecto "Ariete" y sintonización de sistemas de admisión y escape.

6.- RENDTO. VOLUMÉTRICO EN FUNCIÓN DE LA VELOCIDAD DE GIRO DEL MOTOR.

1. Introducción.

Este tema aborda aspectos relacionados con la renovación de la carga en los motores de cuatro tiempos (procesos de admisión y escape). El propósito de estos procesos es admitir carga fresca para el ciclo que comienza y, posteriormente, expulsar los gases residuales de la combustión una vez realizada la carrera de trabajo. La potencia indicada de un motor de combustión interna alternativo responde a la ecuación:

$$N_i = \eta_i m_f H_f n_c = \eta_i m_a F H_f n_c \quad (\text{Ec. 1.1})$$

En un motor de encendido provocado y a una determinada velocidad de giro, la masa de aire es el único parámetro, de los existentes en la ecuación anterior, que puede variar de forma significativa. De hecho, es, básicamente, quien permite controlar la potencia del motor. En consecuencia, para maximizar la potencia de un motor, que funciona a plena admisión, se debe introducir al cilindro la mayor cantidad posible de aire.

En un motor diesel funcionando a una velocidad de giro dada, quien regula la potencia del motor es el dosado. No obstante, como el dosado máximo viene limitado por las emisiones contaminantes o por la presión y temperatura en el interior del cilindro, la máxima potencia vendrá determinada de nuevo por la cantidad de aire que sea posible introducir al motor.

De estas dos observaciones anteriores se deduce que, independientemente de cuál sea el tipo de motor, el primer objetivo del proceso de renovación de la carga en un motor funcionando a plena carga debe ser **introducir al motor la mayor cantidad posible de aire**.

El proceso de renovación de la carga en los motores de cuatro tiempos viene caracterizado por un parámetro denominado **rendimiento volumétrico**. Este parámetro depende de las condiciones operativas del motor y del diseño de algunos subsistemas del motor tales como los colectores, conductos y válvulas de admisión y de escape. Debido a ello, el flujo a través de cada uno de dichos componentes ha sido extensamente tratado en la literatura.

Para aumentar el flujo de aire hacia el motor y, en consecuencia, su potencia específica, se recurre con frecuencia a la sobrealimentación. En cualquier caso, sea el motor sobrealimentado o no, la importancia del proceso de renovación de la carga es muy grande.

En *motores convencionales de encendido provocado*, la carga fresca está formada por aire húmedo, combustible y, en ocasiones, gases de escape, si el motor dispone de sistema de recirculación de gases de escape (EGR). Por ello, la **preparación de la mezcla** es un objetivo prioritario del sistema de admisión de dichos motores. Dicha preparación exige, además de una adecuada dosificación de combustible, una distribución uniforme en cada uno de los cilindros del motor. En los *motores de encendido por compresión*, el combustible no forma parte de la mezcla fresca y, en consecuencia, dicha preparación no será necesaria.

Otro gran objetivo a conseguir por el sistema de renovación de la carga de un motor de combustión interna alternativo, independientemente de cual sea su tipo, es el establecimiento, en el interior del cilindro, del flujo de gases adecuado para llevar a cabo el proceso de combustión con una rapidez tal que garantice el funcionamiento satisfactorio del motor.

2.- Los procesos de admisión y escape.

En un *motor de encendido provocado*, el sistema de admisión típico incorpora el filtro de aire, el conducto de admisión, el sistema de alimentación de combustible (carburador, inyector común o inyectores individuales), la válvula de mariposa y el colector, la pipa y la válvula de admisión. Durante el proceso de admisión, dichos elementos provocan sobre el flujo que los atraviesa una pérdida de presión y, en consecuencia, una reducción de la densidad de la mezcla que entra al cilindro. El sistema de escape consiste habitualmente en un colector de escape, un tubo de escape, un convertidor catalítico, para reducir las emisiones de escape, y un silenciador.

La ilustración 2.1 muestra los procesos de admisión y escape en un motor convencional de encendido provocado. Estos procesos son pulsatorios aunque, a pesar de ello, muchos de los aspectos de estos flujos pueden ser analizados como si de procesos cuasiestacionarios se tratase. Los valores de presión que aparecen en el apartado (a) de la ilustración están promediados en el tiempo. La caída de presión en el sistema de admisión depende de la velocidad de giro del motor, de la resistencia al flujo que suponen los (diferentes elementos del sistema, de la sección transversal de paso del flujo y de la densidad de la mezcla.

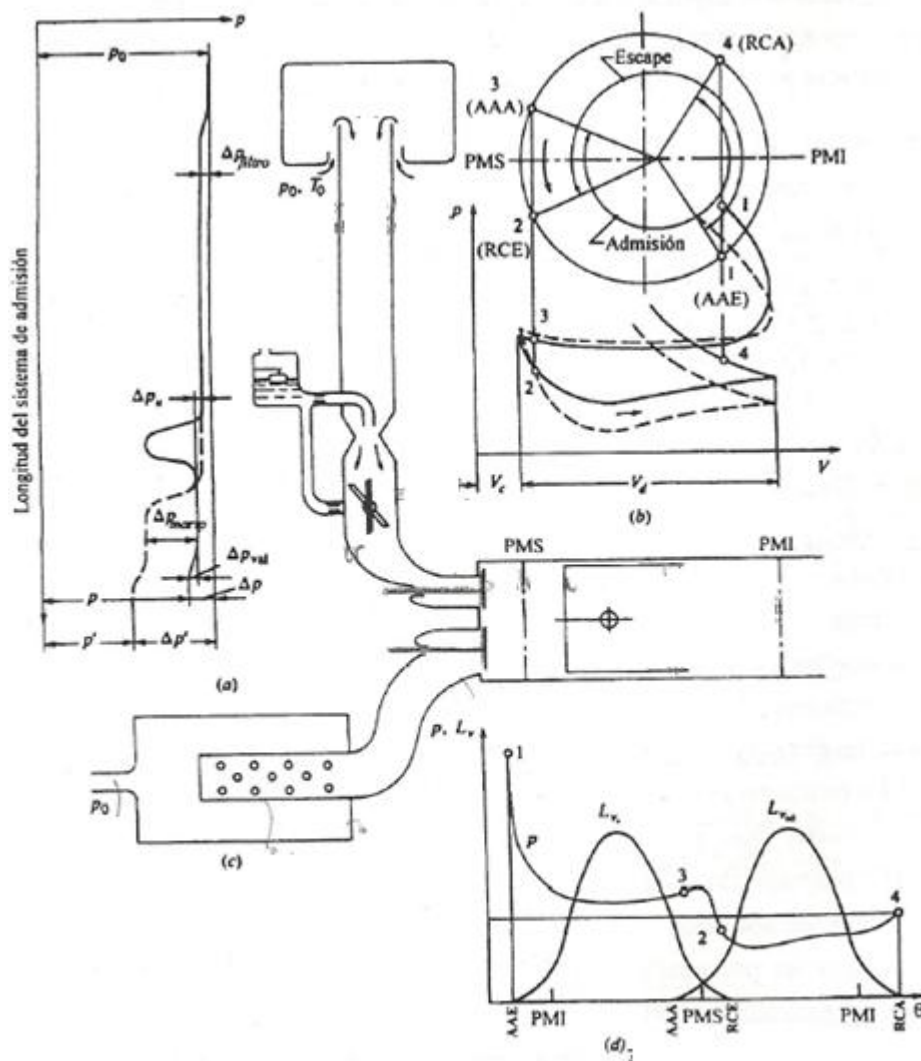
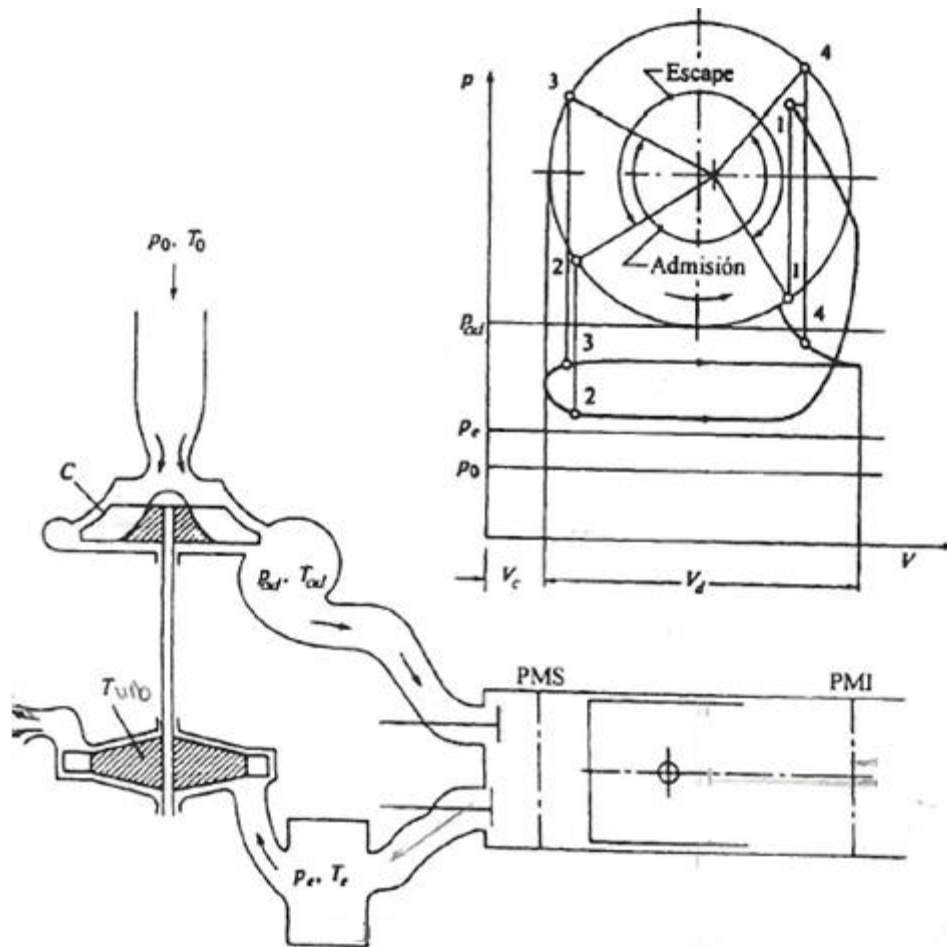


Ilustración 2.1.- Procesos y sistemas de admisión y escape en un MEP.

En el apartado (d) de la ilustración se muestran las aperturas de las válvulas de admisión y escape a lo largo de un ciclo de funcionamiento. En él se aprecia como la apertura de ambas válvulas se produce antes de los puntos muertos correspondientes al ciclo ideal y como permanecen abiertas hasta después de los puntos muertos correspondientes al ciclo ideal. Un diagrama de distribución de este tipo permite aprovechar la inercia de los flujos de admisión y escape mejorando el proceso de renovación de la carga. El proceso de escape comienza entre 40° y 60° antes del PMI. Desde el momento de apertura de la válvula hasta el PMI los gases salen de forma espontánea hacia el sistema de escape a causa de la mayor presión existente en el cilindro. Desde el PMI hasta el PMS los gases de escape son barridos hacia el exterior por el movimiento ascendente del pistón. Desde el PMS hasta el cierre de la válvula, 15° o 30° más tarde, la pequeña velocidad de descenso del pistón no consigue que el flujo se invierta debido a la inercia de la columna de gases salientes. La primera etapa del proceso recibe el nombre de "escape espontáneo" y la segunda "escape forzado".

El proceso de admisión comienza entre 10° y 20° antes del PMS de forma que, desde ese momento hasta el cierre de la válvula de escape, ambas válvulas permanecen abiertas. A este periodo se le denomina "*cruce de válvulas* " y, ocasionalmente, cuando la presión en el sistema de escape es mayor que en el de admisión, se produce un retroceso de los gases de escape hacia el cilindro. No obstante, el efecto buscado es que el vacío provocado por la corriente de escape en el cilindro ayude a introducir la carga fresca al cilindro. Este efecto cobra especial interés a alta velocidad cuando la inercia de la corriente de escape es mayor. La válvula de admisión permanece abierta hasta 50° o 70° después del PMI ya que la inercia del flujo hace que, a pesar del ascenso del pistón, el flujo siga entrando al motor.

El único cambio que se da en los motores diesel, respecto a lo anteriormente narrado, es que el sistema de admisión no incorpora válvula de mariposa, y que, habitualmente, este tipo de motor dispone de sistemas de, sobrealimentación con turbina de/ escape (turbo-sobrealimentación). Los gases de escape del motor alimentan una turbina, colocada en el sistema de escape, cuya potencia sirve para accionar un compresor, ubicado en el sistema de admisión, que incrementa la densidad de la carga fresca. El movimiento de las válvulas, la inercia del flujo y los fenómenos de propagación de ondas en los sistemas de admisión y escape provocan que las presiones instantáneas en la admisión, en el escape y en el propio cilindro varíen permanentemente a lo largo del proceso y su cálculo analítico se complique. A menudo, estos procesos se tratan empíricamente utilizando ciertos parámetros, del tipo del rendimiento volumétrico, para definir el comportamiento de los sistemas de admisión y escape.



Ilustr. 2.2.- Sistemas de admisión y escape en un MEC-TA (4T).

3.- El rendimiento volumétrico.

El rendimiento volumétrico es un parámetro que se utiliza para evaluar la efectividad global del proceso de renovación de la carga en los motores de cuatro tiempos. Evalúa la efectividad del motor y de los sistemas de admisión y escape funcionando como un sistema de bombeo. El rendimiento volumétrico se define como la cantidad de carga fresca que se introduce al motor a través del sistema de admisión, en un ciclo de funcionamiento, y la que lo haría en un proceso de llenado ideal a partir de unas condiciones de referencia conocidas.

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_m}{V_t \rho_{m,ref}} = \frac{\dot{m}_m}{n_c V_t \rho_{m,ref}} = \frac{2 \dot{m}_m}{n V_t \rho_{m,ref}} \quad (Ec. 3.1)$$

Dada la dificultad de medir los parámetros termodinámicos de la mezcla y dado que la potencia efectiva puede expresarse en función del gasto másico de aire (Ec. 1.1), es preferible expresar el rendimiento volumétrico en función de la masa o del gasto másico de aire. Por aplicación directa de la ley de Dalton, se tiene que el rendimiento volumétrico responde a la siguiente ecuación:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_a}{V_i \rho_{a,ref}} = \frac{\dot{m}_a}{n_c V_i \rho_{a,ref}} = \frac{2 \dot{m}_a}{n V_i \rho_{a,ref}} \quad (Ec. 3.2)$$

donde el gasto másico de aire hace referencia al aire seco y su densidad estará calculada a partir de la presión parcial del aire y de la temperatura de la mezcla. El valor máximo de este rendimiento en los motores de encendido provocado oscila entre 0.8 o 0.9 y en los motores diesel suele ser algo mayor. Cuando las condiciones de referencia se toman en el ambiente, el rendimiento volumétrico evalúa el comportamiento del sistema completo y lleva el apellido "*global*". En el caso de ser tomadas en algún punto del sistema de admisión, evalúa el sistema a partir de dicho punto. Resulta frecuente, especialmente en los motores sobrealimentados, fijar las condiciones de referencia en la entrada al colector de admisión.

El estudio del rendimiento volumétrico en los motores de encendido provocado sólo tiene sentido a plena admisión pues es en estas condiciones cuando queda limitada la potencia del motor por el gasto másico de aire. Gastos menores siempre pueden conseguirse estrangulando el flujo mediante la válvula de mariposa. Por otro lado, el exceso de aire con que trabajan los motores diesel a carga parcial, conduce a que el estudio del rendimiento volumétrico en estos motores no interese en dichas circunstancias.

El valor que toma el rendimiento volumétrico se encuentra afectado por el combustible utilizado y por ciertos procesos que influyen de forma determinante y serán estudiados más adelante:

- 1.- Fenómenos de fricción viscosa y desprendimiento de vena.
- 2.- Fenómenos de transferencia de calor.
- 3.- Fenómenos elásticos debidos a la compresibilidad del flujo.
- 4.- Fenómenos inerciales de la corriente.

Estos fenómenos quedan condicionados por aspectos directamente relacionados con la operación y el diseño del propio motor:

- 1.- Tipo de combustible
- 2.- Dosado medio de combustión
- 3.- Fracción de combustible vaporizado en el sistema de admisión
- 4.- Condiciones ambiente.
- 5.- Grado de admisión y presiones de los colectores de escape y admisión.
- 6.- Relación de compresión.
- 7.- Velocidad de giro del motor.

8.- Diseño de las pipas y colectores de admisión y escape.

9.- Geometría, tamaño y leyes de apertura de las válvulas de admisión y escape.

Los efectos de algunos de los aspectos anteriormente mencionados son, esencialmente, de naturaleza cuasiestacionaria. De todos modos, otros dependen de la transitoriedad del flujo y de los fenómenos de propagación de ondas ocasionados por la propia naturaleza del flujo, variable en el tiempo, a lo largo del proceso de renovación de la carga.

4.- Rendimiento volumétrico del ciclo ideal.

El ciclo ideal es aquel que resulta de aplicar al ciclo real una serie de hipótesis simplificadoras que permiten su estudio de forma más sencilla. Dichas hipótesis se enumeran a continuación para cada una de las etapas del ciclo:

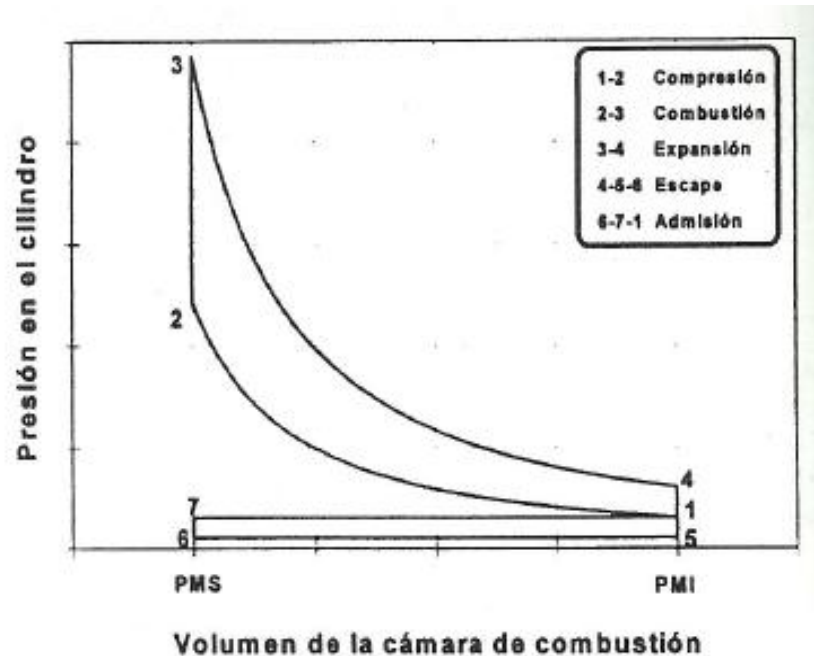


Ilustración 4.1.- Ciclo ideal de un motor sobrealimentado.

1.- Admisión y escape:

- Sin transferencia de calor.
- Sin pérdidas de presión y, en consecuencia, con nivelación instantánea de presiones a ambos lados de la válvula durante su apertura.
- Sin efectos dinámicos.
- Con apertura y cierre de válvulas instantáneos en los puntos muertos correspondientes.

2.- Compresión isoentrópica.

3.- Combustión completa y a volumen constante.

4.- Expansión isentrópica.

Con todas estas hipótesis, no resulta complicado obtener una expresión matemática del rendimiento volumétrico en función de ciertos parámetros de diseño y funcionamiento del motor.

En primer lugar y suponiendo que el fluido admitido por el motor es una mezcla de aire húmedo y combustible, la masa de aire admitida puede expresarse en función de la masa total encerrada en el cilindro, del dosado y de la fracción másica de residuales:

$$m_a = \frac{m_m}{(1 + F + h)} = \frac{m(1 - x_r)}{(1 + F + h)} \quad \Leftrightarrow \quad \eta_v = \frac{m_a}{\rho_{a,ref} V_t} = \frac{m(1 - x_r)}{(1 + F + h) \rho_{a,ref} V_t}$$

En segundo lugar, el volumen desplazado por el pistón a lo largo de un ciclo puede expresarse en función del volumen al inicio del proceso de compresión (*estado 1*) y de la relación de compresión:

$$\left. \begin{aligned} r_c &= \frac{V_1}{V_2} \\ V_1 &= V_2 + V_d \\ V_d &= \frac{V_t}{z} \end{aligned} \right\} \quad \Leftrightarrow \quad V_t = V_1 \frac{r_c - 1}{r_c} z$$

En consecuencia, el rendimiento volumétrico puede expresarse como sigue:

$$\eta_v = \frac{m_a}{z \rho_{a,ref} V_d} = \frac{m(1 - x_r)}{z(1 + F + h) V_1 \rho_{a,ref}} \frac{r_c}{(r_c - 1)}$$

La ecuación de los gases perfectos aplicada al aire en condiciones de referencia indica que:

$$\rho_{a,ref} = \frac{M_a}{R} \frac{p_{a,ref}}{T_{ref}}$$

y, aplicada a la masa encerrada en el cilindro:

$$p_1 = p_{ad} \quad \Leftrightarrow \quad m = \frac{p_{ad} V_1}{\frac{R}{M} T_1}$$

además, se puede demostrar que la fracción unitaria de carga fresca encerrada en el cilindro en un ciclo de gas ideal responde a la siguiente ecuación:

$$1 - x_r = \frac{T_1}{T_{ad}} \left\{ 1 - \frac{1}{\gamma r_c} \left[\frac{p_e}{p_{ad}} + (\gamma - 1) \right] \right\}$$

por lo que la ecuación que define el rendimiento volumétrico del ciclo ideal queda como sigue:

$$\eta_v = \frac{M}{M_a(1+F+h)} \frac{p_{ad}}{p_{a,ref}} \frac{T_{ref}}{T_{ad}} \left\{ \frac{r_c}{(r_c-1)} - \frac{1}{\gamma(r_c-1)} \left[\frac{p_e}{p_{ad}} + (\gamma-1) \right] \right\} \quad (Ec. 3.9)$$

Analizando los diferentes términos que aparecen en esta ecuación, se obtienen una serie de conclusiones interesantes relativas a la influencia de diferentes aspectos sobre el valor del rendimiento volumétrico.

5.- Factores que influyen en el rendimiento volumétrico.

El rendimiento volumétrico es un parámetro que puede variar de forma importante dependiendo de las diferentes condiciones de operación a que puede verse sometido un motor de cuatro tiempos o, incluso, dependiendo de determinadas consideraciones del diseño. La influencia de su valor sobre las prestaciones globales del motor hace que este parámetro haya sido analizado a fondo por multitud de investigadores.

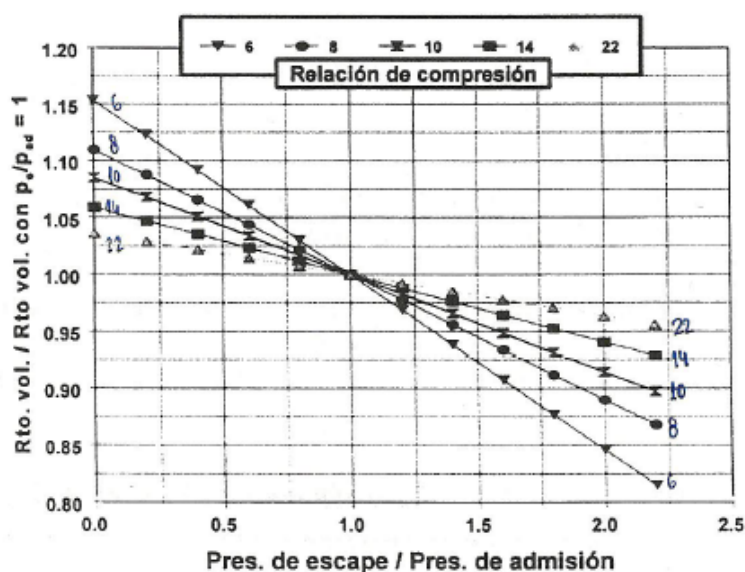
Cuando el gas fluye a través de los tubos, cámaras, pipas y válvulas del sistema de admisión, lo hace de forma pulsatoria. En el proceso intervienen esfuerzos de presión, viscosos, elásticos e inerciales. La importancia relativa de cada uno de estos esfuerzos depende de la velocidad instantánea del gas y de la forma y tamaño de los conductos y sus uniones. Habitualmente, tanto los efectos cuasiestacionarios como los efectos dinámicos están presentes en el proceso de renovación de la carga.

A partir de la expresión del rendimiento volumétrico del ciclo ideal y del análisis de los procesos que tienen lugar durante la renovación de la carga, se obtienen conclusiones que ayudan a predecir la evolución del rendimiento volumétrico ante cambios concretos del diseño o de las condiciones de operación.

En este apartado se analiza la influencia que tienen determinados aspectos, más o menos independientes entre sí, sobre el rendimiento volumétrico. Por ser la renovación de la carga un proceso fuertemente pulsatorio, la mayoría de los procesos estudiados vendrán condicionados por la velocidad de giro del motor que es quien en realidad establece la frecuencia de la pulsación.

5.1.- Relación de compresión y relación de las presiones de escape y admisión.

Conforme la relación entre las presiones de escape y admisión y la relación de compresión varían, la fracción de volumen del cilindro ocupada por los gases residuales, a la presión de admisión, cambia. Cuando esta fracción volumétrica aumenta, el rendimiento volumétrico desciende. Este efecto aparece recogido en la ecuación del rendimiento volumétrico del ciclo ideal (Ec. 3.9) por el término encerrado entre llaves.



Gráf.- 5.1.- Influencia de la relación de compresión y de la relación p_c/p_{ad} en el rendimiento volumétrico.

Cuando la presión de escape se iguala a la presión de admisión (ciclo ideal de un MEC o de un MEP a plena carga no sobrealimentados), dicho término se hace igual a la unidad. Sin embargo, cuando las presiones de escape y de admisión difieren, la influencia de la relación de compresión y de la relación entre las presiones de escape y admisión puede ser importante. El gráfico adjunto (Graf. 5.1) Recoge dicha influencia cuando se supone $\gamma=1.3$.

5.2.- Composición de la carga fresca.

Algunos aspectos relacionados con la composición de la mezcla aspirada por el motor influyen en diversos términos de la ecuación 3.9. Por un lado, la composición de la mezcla influye sobre el valor de la *relación de calores específicos*, y, que puede variar hasta un 4% en las mezclas estequiométricas de los combustibles habituales.

Dicha variación supone una modificación del rendimiento volumétrico inferior al 1% por lo que no merece la pena ser estudiada en detalle. Por otro lado, la composición de la mezcla influye directamente sobre los dos primeros cocientes de la ecuación 3.9.

$$\eta_v \sim \frac{M}{M_a (1 + F + h)} \frac{P_{ad}}{P_{a,ref}} \quad (\text{Ec. 5.1})$$

La presencia de combustible gaseoso y vapor de agua en el sistema de admisión provocan una caída de la presión parcial del aire por debajo de la presión de la mezcla. Para mezclas de aire, vapor de agua y combustible gaseoso o vaporizado, la presión de admisión en el colector se puede expresar como la suma de la presión parcial de cada componente:

$$P_{ad} = P_{a,ad} + P_{f,ad} + P_{H_2O,ad}$$

y utilizando la ecuación de los gases perfectos:

$$\frac{P_{a,ad}}{P_{ad}} = \left[1 + \left(\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \right) \left(\frac{M_a}{M_f} \right) + \left(\frac{\dot{m}_{H_2O}}{\dot{m}_a} \right) \left(\frac{M_a}{M_{H_2O}} \right) \right]^{-1} = \left[1 + F \left(\frac{M_a}{M_f} \right) + h \left(\frac{M_a}{M_{H_2O}} \right) \right]^{-1}$$

A la vista de esta última expresión y para entender mejor la influencia de la composición de la mezcla sobre el rendimiento volumétrico, resulta interesante modificar la ecuación 5.1 del siguiente modo:

$$\eta_v \sim \frac{M}{M_a (1 + F + h)} \frac{P_{ad}}{P_{a,ad}} \frac{P_{a,ad}}{P_{a,ref}} \Leftrightarrow \eta_v \sim \frac{M}{M_a} \frac{1 + F \left(\frac{M_a}{M_f} \right) + h \left(\frac{M_a}{M_{H_2O}} \right)}{(1 + F + h)} \frac{P_{a,ad}}{P_{a,ref}}$$

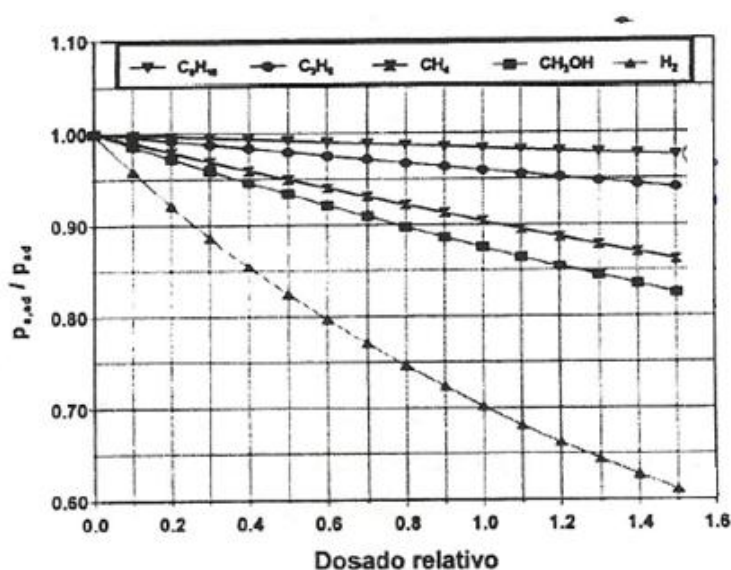
En los **motores de encendido por compresión**, este término puede considerarse igual a la unidad por los siguientes motivos:

- La mezcla no se prepara en el colector de admisión y, por lo tanto, $F=0$.

La humedad y la relación entre las masas moleculares, de aire húmedo + residuales y de aire seco, suponen, en el caso más desfavorable, una variación del rendimiento volumétrico inferior al 2%.

En los **motores de encendido provocado** dicho término difiere algo más de la unidad. Para ciertos combustibles puede ser sustancialmente inferior por los siguientes motivos:

- La mezcla se prepara en el colector de admisión y, por lo tanto, $F > 0$.
- La masa molecular de la carga fresca, aire húmedo + combustible + residuales, difiere de la del aire húmedo y la relación entre dichas masas moleculares es, habitualmente, superior a la unidad. No obstante, cuando se considera una vaporización completa del combustible, el producto de los dos primeros cocientes tiene un valor muy próximo a la unidad para cualquier combustible.
- El valor del tercer cociente es la unidad cuando las condiciones de referencia se toman en el conducto I de admisión, después del sistema de formación de la mezcla. Sin embargo, cuando se toman en el ambiente, su valor puede ser considerablemente inferior, especialmente para ciertos combustibles.



Gráf.- 5.2.- Influencia de la vaporización del combustible en la admisión sobre la presión parcial relativa del aire.

Este último aspecto contribuye a que el rendimiento volumétrico de los MEP sea inferior al de los MEC. El **gráfico 5.2 j**- muestra la influencia de la vaporización^k del combustible en el conducto de admisión sobre la relación $p_{a, ad}/p_a$. Ya que a plena carga la presión de admisión es sensiblemente similar a la parcial del aire en condiciones ambiente, dicho gráfico puede ser representativo de la influencia de la **gasificación del combustible** en el conducto de admisión sobre el rendimiento volumétrico global. Debe tenerse presente que el dosado hace referencia sólo al combustible vaporizado o gasificado en la admisión, y no al que permanece en estado líquido.

Para **combustibles líquidos convencionales** como la gasolina, el efecto del vapor de combustible y, en consecuencia, del dosado, es pequeño. Para **combustibles oxigenados o gaseosos**, el rendimiento volumétrico global se modifica

significativamente por la presencia de combustible vaporizado o gasificado en la mezcla de admisión.

5.3.- Fenómenos viscosos. Pérdidas depresión por fricción.

La fricción de la carga fresca, en cada componente del sistema de admisión, provoca que la presión en el cilindro sea inferior a la ambiental una cantidad dependiente del cuadrado de la velocidad del flujo.

La caída total de presión es la suma de la pérdida de presión en cada uno de los componentes del sistema de admisión: filtro de aire, carburador y válvula de mariposa (si existen), colector, pipa y válvula. En todo caso, son estos dos últimos componentes los responsables de la mayor parte de la caída de presión. Como consecuencia de esta caída de presión, la presión en el cilindro durante el proceso de admisión, cuando el pistón se mueve a su máxima velocidad, puede ser entre el 10 y el 20% inferior a la ambiental. De la aplicación de la ecuación de Bernouilli a cada componente del sistema de admisión se deduce que:

$$\Delta p_i = k_i \rho \frac{\bar{c}_i^2}{2}$$

El valor de k, en cada singularidad del sistema depende fundamentalmente de su geometría.

Suponiendo que el flujo es cuasiestacionario, la velocidad puede ponerse en función de la velocidad media del pistón:

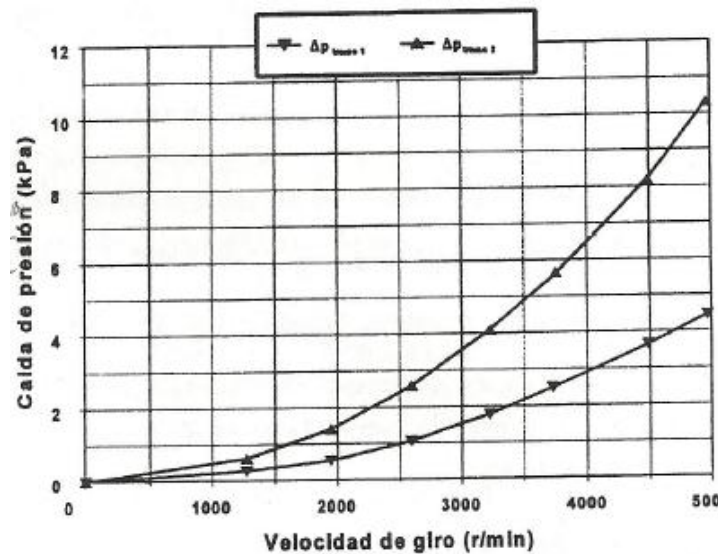
$$\bar{c}_i A_i = \bar{c}_p A_p$$

A partir de lo anterior, se puede concluir que la caída total de presión, debida a la fricción, a lo largo del sistema de admisión completo será:

$$p_{amb} - p_c = \sum_i \Delta p_i = \sum_i k_i \rho \frac{\bar{c}_i^2}{2} = \frac{1}{2} \rho \bar{c}_p^2 \sum_i k_i \left(\frac{A_p}{A_i} \right)^2$$

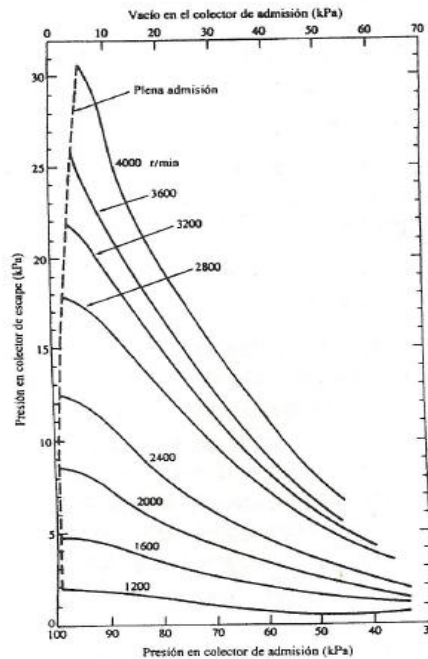
Esta ecuación pone de manifiesto, por un lado, el beneficio que, en la reducción de las pérdidas por fricción, supone la utilización de grandes áreas. De paso para el flujo de admisión y, por otro, la dependencia de estas pérdidas con el cuadrado de la velocidad de giro del motor. El gráfico 5.3. muestra un ejemplo de las pérdidas de presión debidas a la fricción en diferentes tramos del sistema de admisión de un motor de cuatro tiempos estándar de automóvil. Este gráfico, resultado de un ensayo estacionario, muestra adecuadamente la dependencia cuadrática de las pérdidas por fricción con la velocidad de giro o con el flujo másico de fluido. Aproximando dichos

datos a una ecuación del tipo $y = k \cdot x^2$ se obtiene un coeficiente de correlación superior al 99%.



Gráf.- 5.3.- Pérdida de carga en dos tramos de la admisión.

En lo que se refiere al sistema de escape, se pueden hacer las mismas consideraciones y concluir que la presión en el interior del cilindro durante el proceso de escape es superior a la del sistema de escape y ésta es, a su vez, superior a la ambiental. Las mayores velocidades del flujo hacen que la hipótesis de flujo incompresible no sea tan válida como para el proceso de admisión. El gráfico 5.4. muestra la dependencia casi lineal de la presión en el colector de escape con la presión en el colector de admisión y la velocidad de giro en un motor real de cuatro cilindros de encendido provocado de automóvil. Se aprecia cómo, a plena carga y velocidad, la presión del sistema de escape es sustancialmente superior a la ambiental. La falta de linealidad se debe a fenómenos de compresibilidad en el flujo ($M > 0.3-0.4$).



Gráf.- 5.4.- Presión de escape versus presión de admisión y velocidad de giro.

La pérdida de carga existente en el colector de admisión provoca una disminución de la presión de admisión. Dicha disminución repercute negativamente en el segundo cociente de los que aparecen en la ecuación del rendimiento del ciclo ideal (Ec. 3.9) ocasionando una reducción del rendimiento volumétrico. Por otro lado, la disminución de la presión de admisión junto con el aumento de la presión de escape provocan una reducción del término encerrado entre llaves (Ec. 3.9) y, de nuevo, una reducción del rendimiento volumétrico (*ver Graf. 5.1*). Por ser las pérdidas de carga proporcionales al cuadrado de la velocidad, la caída del rendimiento volumétrico experimentada por este motivo será del mismo tipo (*Graf. 6.2*).

A partir de todo lo tratado en este apartado se puede deducir la siguiente **regla fundamental**: *"Todo aquello que provoque un aumento de presión en el sistema de admisión o una reducción de presión en el sistema de escape, contribuirá a incrementar el rendimiento volumétrico"*.

5.4.- Fenómenos térmicos. Transferencia de calor.

En la ecuación del rendimiento volumétrico del ciclo ideal (Ec. 3.9) se aprecia que el rendimiento volumétrico depende linealmente de la relación entre la temperatura de referencia del aire y la de admisión de la carga fresca.

$$\eta_{v}^{ideal} \sim \frac{T_{ref}}{T_{ad}} \quad (Ec. 5.8)$$

Por ello, cualquier aumento de esta relación ocasionará un aumento del rendimiento volumétrico. La transferencia de calor desempeña, en este sentido, un papel

fundamental ya que la absorción de calor por parte de la carga fresca supondrá una disminución de este factor y viceversa.

Es de sobra conocido que la transferencia de calor entre dos sistemas depende de la geometría del conjunto, de su resistencia térmica, del salto térmico existente y del tiempo durante el cual se desarrolle el proceso.

Los dos primeros dependen del diseño del motor pero no varían con sus condiciones de funcionamiento.

La temperatura de las paredes del sistema de admisión es, por lo general, superior a la de la carga fresca, por ello, existe un flujo calorífico dirigido hacia la carga fresca. Esta absorción de calor por parte de la carga fresca hace disminuir el valor de la relación de temperaturas antes mencionado y, en consecuencia, el rendimiento volumétrico. Cuanto mayor sea la temperatura de la carga fresca y menor la de las paredes del motor menor será el salto térmico y menor también la caída de rendimiento volumétrico. Una temperatura ambiente mayor, unas temperaturas del refrigerante y del aceite menores o un dosado más lejano del estequiométrico son factores, todos ellos, que suponen una menor caída del rendimiento volumétrico.. La experiencia demuestra que el rendimiento volumétrico es proporcional a la raíz cuadrada de la temperatura ambiente:

$$\eta_v \sim \sqrt{T_{amb}}$$

y, también, que es inversamente proporcional a la temperatura del refrigerante:

$$\eta_v \sim \frac{1}{1111 + T_{refr}}$$

La velocidad del flujo en la admisión viene impuesta directamente por la velocidad de giro del motor. Para un determinado salto térmico entre la carga fresca y el sistema de admisión, el aumento de temperatura de la mezcla será tanto mayor cuanto menor sea la velocidad del flujo y, en consecuencia, del motor. No debe olvidarse que un aumento en la velocidad de giro supone un aumento de la temperatura de funcionamiento del motor. No obstante, este efecto es secundario y el aumento de la velocidad de giro supone una reducción de la transferencia de calor y, por ello, un mayor rendimiento volumétrico debido a este efecto (*Graf. 6.2*).

A partir de todo lo tratado en este apartado se puede deducir la siguiente **regla fundamental**: *"Todo aquello que provoque la reducción del flujo calorífico recibido o, mejor aún, la cesión de calor por parte de la carga fresca contribuirá a incrementar el rendimiento volumétrico"*.

La vaporización del combustible que tiene lugar en los motores de encendido provocado convencionales es un aspecto que no se puede desligar de los procesos de

transferencia de calor durante el proceso de admisión. Para un flujo a presión constante con evaporación de combustible líquido y con transferencia de calor, la ecuación en régimen permanente del flujo de energía será:

$$\dot{Q} + (\dot{m}_a h_a + \dot{m}_f h_{f,L})_{Inicial} = [\dot{m}_a h_a + (1 - x_{ev}) \dot{m}_f h_{f,L} + x_{ev} \dot{m}_f h_{f,V}]_{Final}$$

"Inicial" y "Final" se refieren, respectivamente, a "anterior" o "posterior" al proceso de evaporación.

Si se considera que el cambio de entalpía sensible de cada componente de la mezcla es el producto del calor específico a presión constante y la variación de temperatura ($\Delta h = c_p \cdot \Delta T$) y siendo el calor latente de vaporización la diferencia entre las entalpías específicas del vapor saturado y del líquido saturado a una presión dada, la anterior ecuación puede quedar de la forma:

$$\Delta T = \frac{\frac{\dot{Q}}{\dot{m}_a} - x_{ev} F \lambda}{c_{p,a} + F c_{f,L}}$$

Como $c_{f,L} \sim 2c_{p,a}$, el segundo término del denominador es a menudo despreciado/ Si no hay < transferencia de calor durante el proceso de evaporación, la temperatura de la mezcla se reduce de forma importante. Así, tras la evaporación completa de una mezcla estequiométrica de isooctano sin aporte de calor, la temperatura cae del orden de 19 °C. En las mismas condiciones, el metanol provoca una caída de 128 °C.

En la práctica esta reducción de temperatura no es tan grande porque el combustible no tiene que evaporarse por completo antes de entrar al cilindro v. además, por existir transferencia de calor, aspecto que se incrementa fuertemente al depositarse el combustible líquido sobre las paredes del colector. En todo caso, la evaporación de combustible durante el proceso de admisión provoca un aumento del rendimiento volumétrico como consecuencia directa de la reducción del denominador de la Ec. 5.8. La experimentación demuestra que el descenso de temperatura que ocasiona la evaporación del combustible contrarresta con creces la reducción de rendimiento volumétrico ocasionada por el efecto comentado en el apartado 5.2.

Este aspecto, por sí solo, eleva aproximadamente un 10% el rendimiento volumétrico de un motor cuando, en lugar de aportar el combustible en el colector de admisión, se inyecta en el interior del cilindro durante el proceso de admisión.

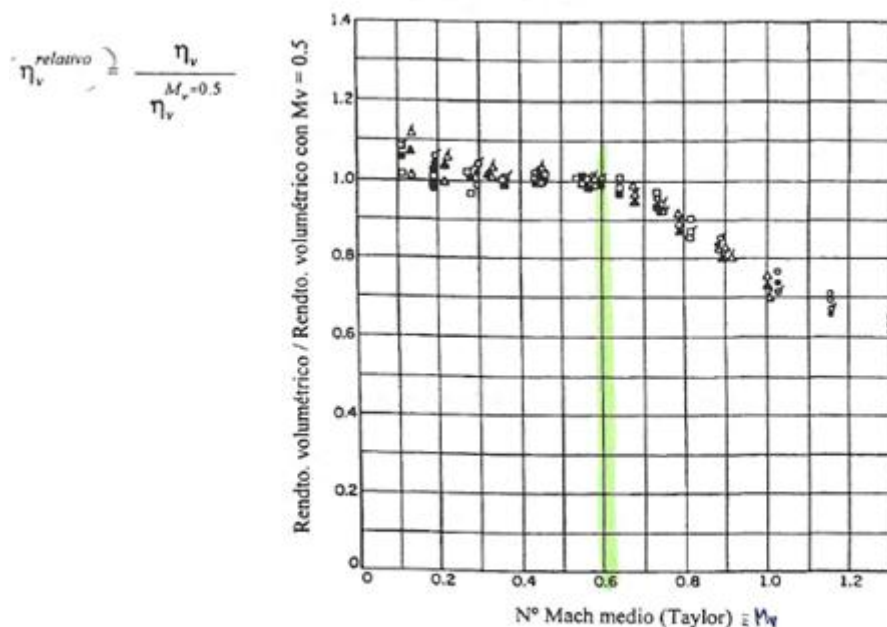
5.5.- Fenómenos elásticos. Bloqueo de la válvula.

Por mecánica de fluidos se conoce que cuando la relación entre la velocidad de circulación del flujo y la velocidad de sonido en las condiciones del flujo (*nº de Mach*) es pequeña, la hipótesis de que la carga >w fresca se comporta como un fluido incompresible es adecuada. A lo largo de todo el sistema de admisión, el elemento que restringe el paso de forma más importante es la válvula de admisión. Las limitaciones que, por diferentes motivos, tienen el diámetro o la apertura de la válvula conducen a veces a áreas de paso inferiores a las deseables provocando elevadas velocidades de paso que restan validez a la hipótesis de flujo incompresible.

En la literatura se pueden encontrar diversos números adimensionales que tienen el fin de caracterizar el tipo de flujo que atraviesa la válvula de admisión. Además, pretenden garantizar la ausencia de fenómenos elásticos por debajo de cierto valor. Uno de los más extendidos es el nº de Mach medio de Taylor que se define del siguiente modo:

$$M_v = \frac{1}{\bar{C}_D} \frac{\bar{c}_p \frac{D^2}{D_v^2}}{a} \quad (\text{Ec. 5.13})$$

Al representar el rendimiento volumétrico relativo de cualquier motor respecto al nº de Mach así definido, se observa que, de forma unánime, el rendimiento volumétrico cae sustancialmente por encima de $M_v = 0.6$ (Graf. 5.5). Dicho rendimiento volumétrico relativo es el referido al valor del rendimiento volumétrico cuando $M_v = 0.5$:

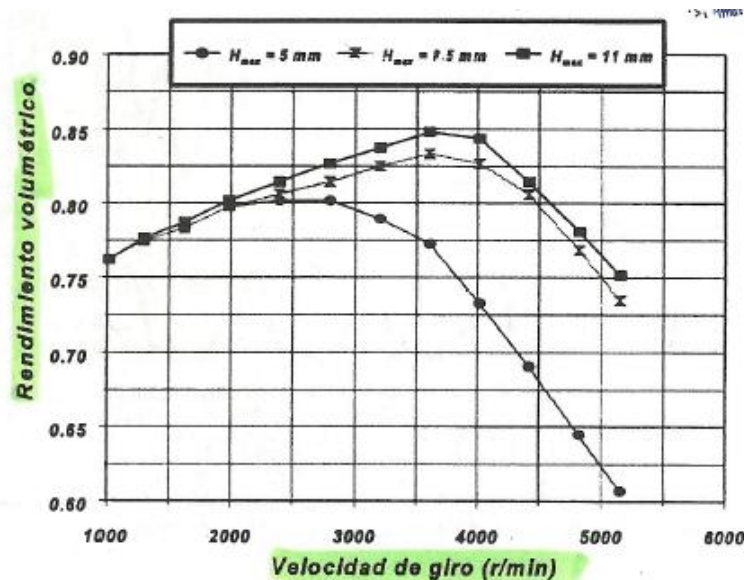


Gráf.- 5.5.- Rendimiento volumétrico versus nº de Mach medio de Taylor en la válvula de admisión.

De todo lo comentado se deduce que cuando el valor de M_v en la válvula de admisión supera ese "valor límite" comienzan a aparecer efectos elásticos en la válvula de admisión y el flujo másico que se dirige al cilindro se reduce drásticamente.

La ecuación 5.13 muestra que el valor de este parámetro depende fundamentalmente de la velocidad lineal media del pistón. Así, la reducción del rendimiento volumétrico por bloqueo sónico en la válvula de admisión tendrá lugar a velocidades de giro elevadas y no tendrá influencia cuando la velocidad de giro del motor sea baja.

El gráfico 5.6, referente a un motor de cuatro cilindros de encendido provocado, pone de manifiesto el efecto del bloqueo sónico. Muestra la influencia de la apertura máxima de la válvula de admisión sobre la curva de rendimiento volumétrico en función de la velocidad de giro del motor. Se aprecia una reducción significativa del rendimiento volumétrico a medias y altas velocidades de giro con apertura de válvula pequeñas. Sin embargo, valores mayores que uno crítico no suponen mejoras sustanciales.



Gráf.- 5.6.- Influencia de la apertura máxima de la válv. de admisión.

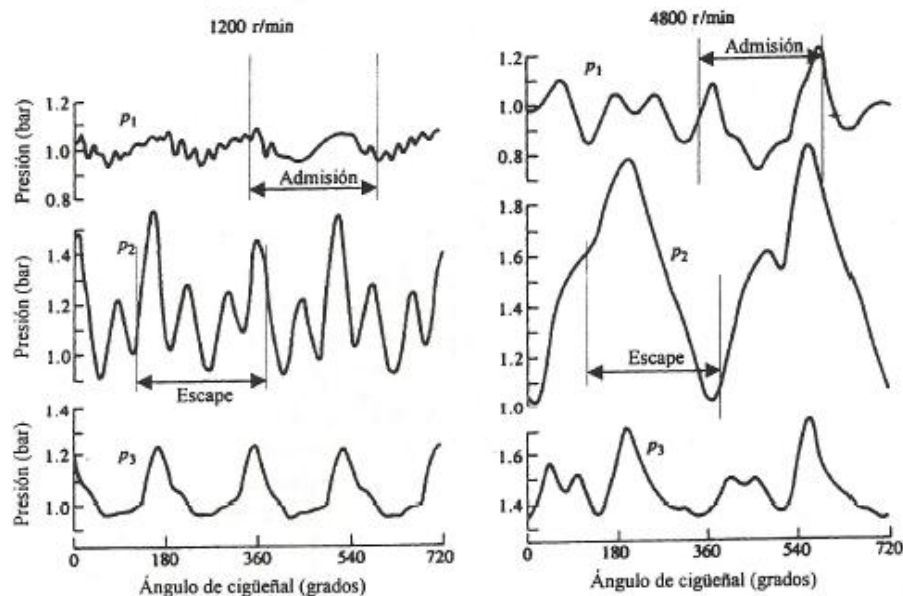
Como la composición y la temperatura de la carga fresca modifican el valor de la velocidad de sonido en su seno, cualquier modificación en este sentido repercutirá directamente sobre el valor de la velocidad de giro límite del motor a partir de la cual tiene lugar la caída brusca de rendimiento volumétrico. Una reducción de la temperatura o un aumento en la proporción de combustible de la mezcla, para combustibles líquidos y algunos gaseosos, son factores que suponen una reducción de la velocidad de propagación del sonido y, en consecuencia, una reducción del rendimiento volumétrico a velocidades de giro del motor elevadas.

5.6.- Fenómenos inerciales. Efecto "Ariete" y sintonización de sistemas de admisión y escape.

La presión instantánea existente en un punto cualquiera del sistema de admisión o de escape varía a lo largo del proceso de renovación de la carga (*Graf. 5.7*) debido a:

- Variación de la velocidad del pistón.
- Variación del área de paso de las válvulas de admisión y escape.
- Efectos inerciales en los conductos de admisión y escape ocasionados por el flujo pulsatorio.

El gasto másico de carga fresca introducido al cilindro y, en consecuencia, el rendimiento volumétrico se encuentran en gran medida condicionados por la presión instantánea existente en las proximidades de las válvulas de admisión y escape durante un pequeño periodo anterior al cierre de las mismas.



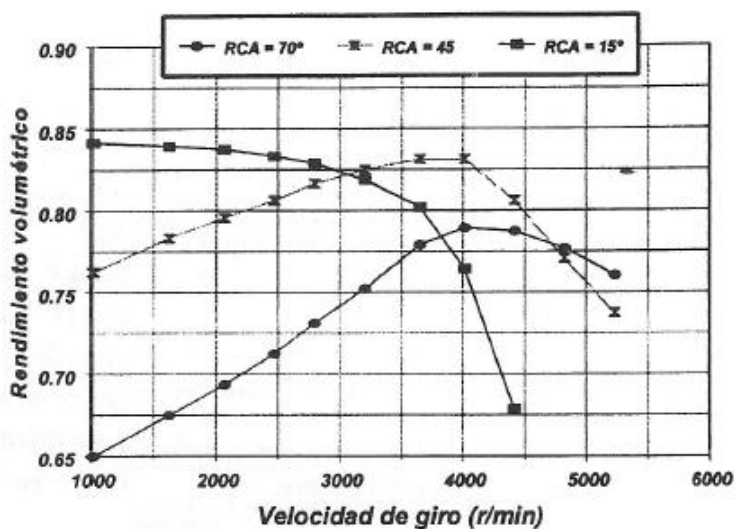
Gráf.- 5.7.- Presión instantánea en diferentes puntos de los sistemas de admisión y escape. (p_1 : colector de admisión a 150 mm del cilindro. p_2 y p_3 : colector de escape a 200 mm y 700 mm del cilindro respectivamente).

El comienzo del cierre de la válvula de admisión y la inercia de la corriente provocan la deceleración del flujo y el consecuente aumento de presión en la pipa de admisión. Este aumento de presión en las proximidades de la válvula hace que la carga fresca siga entrando incluso cuando el pistón invierte su movimiento y comienza la carrera de compresión. Este efecto, relacionado con la inercia de la corriente, se acrecienta al aumentar la velocidad de giro del motor y, en consecuencia, la velocidad de la mezcla en el sistema.

El cierre de la válvula de admisión de 40 a 60° después del punto muerto inferior pretende aprovechar este efecto. Resultaría ideal que el cierre completo tuviera lugar exactamente en el momento en el que se invierte la corriente en la válvula. Un cierre anterior interrumpirá el flujo entrante y un cierre posterior permitirá el retorno de gases hacia el sistema de admisión. Ambas situaciones son indeseables y ocasionan que, en

muchas ocasiones, la curva de rendimiento volumétrico en función de la velocidad de giro del motor tenga un máximo bien definido. La parte situada a la izquierda del máximo, velocidades bajas, vendrá caracterizada por un retorno de gas hacia el sistema de admisión y la parte situada a la derecha, velocidades altas, por la interrupción del flujo de admisión.

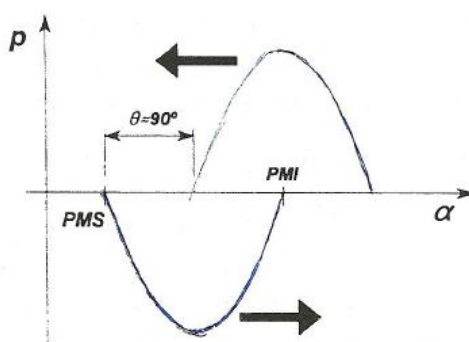
El gráfico 5.8, referente a un motor de cuatro cilindros de encendido provocado, muestra la influencia del retaso del cierre de la admisión sobre la curva de rendimiento volumétrico en función de la velocidad de giro y pone de manifiesto lo anteriormente expuesto. Un cierre prematuro de la válvula de admisión reduce el reflujo a baja velocidad y, en consecuencia, eleva el valor del rendimiento volumétrico. Por el contrario, cuando el motor gira a alta velocidad, se interrumpe el flujo entrante y se provoca una bajada de la curva. Un cierre tardío de la válvula de admisión produce el efecto contrario.



Gráf.- 5.8.- Influencia del retraso del cierre de la admisión

En lo que se refiere a proceso de escape el flujo es saliente y los procesos que tienen lugar son justo los contrarios, esto es, cuando la válvula de escape comienza a cerrarse, la inercia de la corriente provoca una depresión en las proximidades de la válvula que hace que los gases residuales sigan saliendo a pesar de que el pistón comience su carrera descendente. Al igual que en el caso de la admisión, este efecto se acrecienta cuanto mayor es la velocidad de giro del motor. El cierre de la válvula de escape de 8 a 20° después del punto muerto superior pretende aprovechar este efecto y crear una ligera depresión en el interior del cilindro que ayude a la entrada de la carga fresca. A pesar de lo anterior, la influencia del proceso de escape sobre el rendimiento volumétrico es reducida si se compara con la del proceso de admisión.

La gran ventaja de los *sistemas de distribución variable* estriba, precisamente, en que los puntos de apertura y cierre de las válvulas varían para poder aprovechar de forma óptima los efectos comentados a cualquier velocidad de giro del motor.



Gráf.- 5.9.- Posición óptima de la onda reflejada por el sistema de admisión.

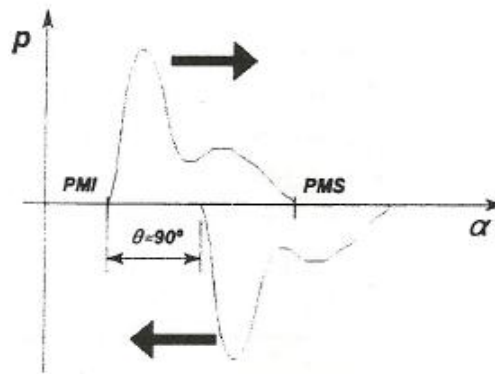
Cuando el motor no es monocilíndrico y los sistemas de admisión y escape están formados por una serie de ramales y depósitos que interconectan los diferentes cilindros, la naturaleza de los procesos que tienen lugar en el colector de admisión sigue siendo la misma pero el fenómeno en sí resulta mucho más complejo.

La variación que, a lo largo del tiempo, sufre el flujo de admisión ocasiona ondas de presión que se propagan hacia atrás en el *sistema de admisión*. Estas ondas pueden reflejarse en singularidades del sistema de admisión como puedan ser un depósito, la unión de las diferentes ramas del colector o la pipa cerrada de otro cilindro. Como resultado de esta reflexión surgen nuevas ondas que se dirigen hacia el cilindro.

Si se considera la evolución de estas ondas en el diseño del motor y se consigue que momentos antes del cierre de la válvula de admisión llegue a la pipa una onda de presión positiva, se conseguirá incrementar la presión de la carga fresca introducida al cilindro. En estas circunstancias, se dirá que el *colector de admisión se encuentra sintonizado*.

El flujo pulsatorio procedente de cada cilindro durante el *proceso de escape* establece una serie de ondas de presión que viajan por el sistema de escape. Estas ondas de presión se propagan a la velocidad local del sonido relativa al movimiento de los gases de escape. Las ondas de presión interactúan con las singularidades, intersecciones y extremos del sistema de escape. Estas interacciones ocasionan nuevas ondas de presión que se reflejan hacia el cilindro. En motores policilíndricos, las ondas de presión provocadas por cada cilindro transmitidas y reflejadas en los elementos del sistema de escape pueden interactuar entre sí.

Estas ondas de presión pueden ayudar o dificultar el proceso de renovación de la carga. Cuando momentos antes del cierre de la válvula de escape llega, procedente del sistema de escape, una onda de rarefacción que reduce la presión local en la pipa de escape se dice que el *sistema de escape esta sintonizado*.



Gráf.- 5.10.- Posición óptima de la onda reflejada por el sistema de escape.

Se han desarrollado multitud de métodos numéricos que predicen con precisión el flujo pulsatorio en los sistemas de admisión y escape de los motores de combustión interna alternativos. Estos métodos son complicados aunque en función del nivel de precisión requerido se pueden aplicar hipótesis simplificadoras. Están basados en la aplicación de las ecuaciones fundamentales:

- Conservación de la masa.
- Conservación de la cantidad de movimiento.
- Conservación de la energía.
- Ecuación de estado de los gases.

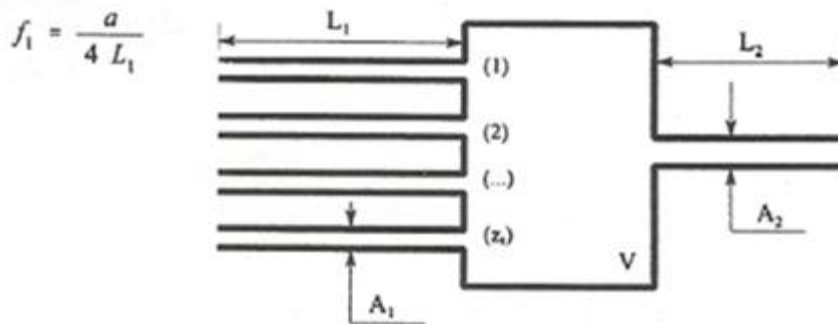
El gráfico 5.7 muestra la evolución en el tiempo de la presión en los sistemas de admisión y escape en un motor de cuatro cilindros de encendido por chispa de automoción operando a plena admisión. Las fuertes variaciones de presión que tienen lugar y la complejidad del proceso es evidente. La amplitud de las ondas de presión aumenta al hacerlo la velocidad de giro del motor. La frecuencia principal en ambos sistemas, admisión y escape, corresponde a la frecuencia de admisión o escape en cada cilindro.

No obstante y a pesar de la dificultad del proceso, la aplicación de ciertas hipótesis simplificadoras permite llevar a cabo el prediseño del sistema de forma sencilla y con resultados certeros. Un ejemplo de ello es el denominado "Método de Acción de Ondas" que mediante un análisis acústico de los sistemas de admisión y escape permite abordar su diseño utilizando procedimientos algebraicos sencillos.

La experiencia adquirida con la utilización de estos métodos demuestra que para conseguir sintonizar un colector de admisión se debe cumplir que la relación entre las frecuencias propias del colector y del motor tenga un valor próximo a 4. Además, se puede demostrar que el ángulo de desfase 0, que aparece en el gráfico 5.9, es el resultado de dividir un ciclo completo entre la relación de frecuencias antes mencionada. Esto es:

$$\left. \begin{aligned} Q &= \frac{f_{\text{colector}}}{f_{\text{motor}}} \\ \theta &= \frac{360^\circ}{Q} \end{aligned} \right\} \quad Q_{\text{óptimo}} = 4 \quad \Leftrightarrow \quad \theta_{\text{óptimo}} = 90^\circ$$

Si se dispone de un colector de admisión típico, como el de la ilustración 5.1, se puede demostrar de forma sencilla que las frecuencias propias principales del colector son dos. La primera, correspondiente al ramal de longitud L_1 será:



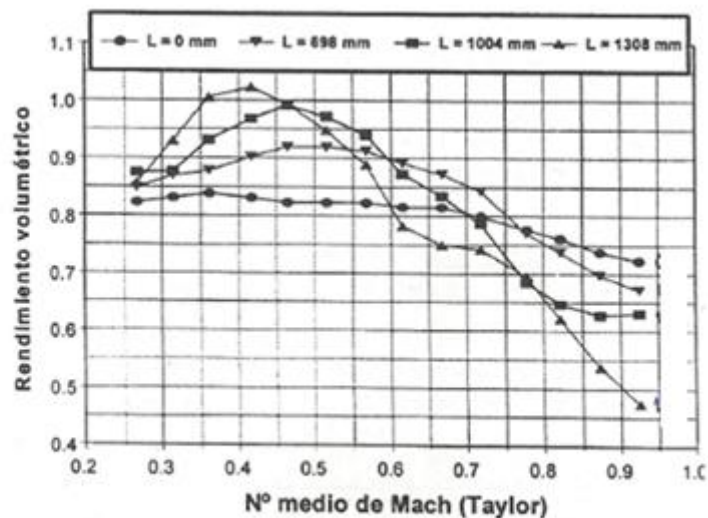
Ilustr. 5.1.- Colector de admisión 4-1 (en general $z_1 - 1$).

y la segunda, correspondiente al colector completo, será la solución de la ecuación:

$$z_1 \operatorname{tg} \left(\frac{2 \pi f_2 L_1}{a} \right) = \frac{A_2}{A_1} \operatorname{cotg} \left(\frac{2 \pi f_2 L_2}{a} \right) - \frac{1}{A_1} \frac{2 \pi f_2 V}{a}$$

por otro lado, la frecuencia propia del motor será:

$$f_{\text{motor}} = \frac{n}{2}$$



Gráf.- 5.11.- Sintonización del colector de admisión a diferentes velocidades de giro variando la longitud del colector.

Un ejemplo de la sintonización del sistema de admisión se muestra en el gráfico 5.11. En él se muestra el efecto de la longitud L , del ramal del colector de admisión. Longitudes elevadas, 1308 mm y 1004 mm, sintonizan a bajas y medias velocidades del flujo y, por consiguiente, de giro del motor. La longitud mayor, 1308 mm, sintoniza perfectamente a baja velocidad pero su mal comportamiento a alta velocidad la hacen poco adecuada. Los más cortos tienen unas características adecuadas a alta velocidad de giro pero peores a baja velocidad de giro. Se puede observar cómo, a medida que el máximo de rendimiento volumétrico se desplaza a la derecha, disminuye su valor. Esto se debe a la dependencia cuadrática de las pérdidas de carga con la velocidad del flujo.

Otro aspecto importante que se debe tener presente a la hora de diseñar los sistemas de admisión y escape es el de las posibles *interferencias entre los distintos cilindros* del motor. La llegada de una onda de rarefacción a un cilindro durante el proceso de admisión o de una onda de presión durante el proceso de escape dificulta la renovación de la carga y tienen efectos negativos sobre el rendimiento volumétrico.

En la ilustración 5.2 se aprecia como una onda de escape del cilindro 3 llega al cilindro 1 durante la fase final de su proceso de escape produciendo un aumento de la presión de los gases residuales que quedan en él y provocando, en consecuencia, un descenso del rendimiento volumétrico.

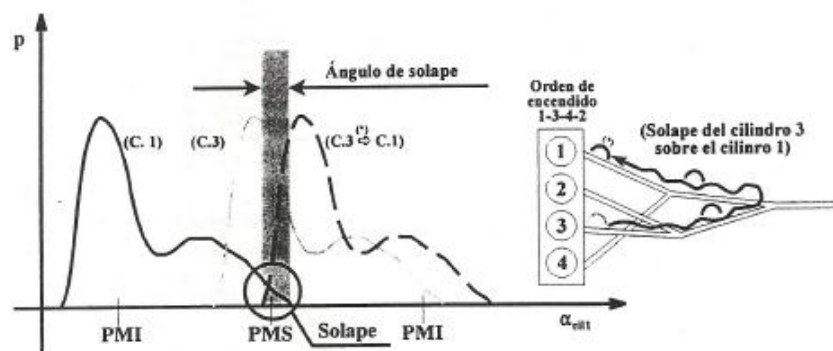
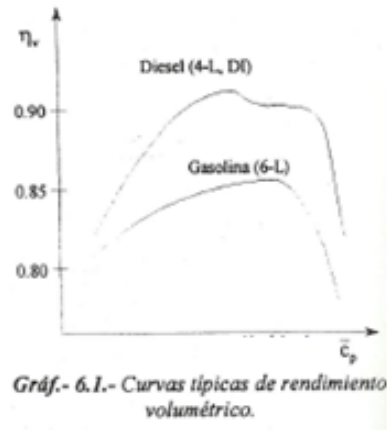


Ilustración 5.2.- Solape de las ondas de presión en el conducto de escape. Cilindro 3 sobre cilindro 1.

6.- Rendimiento volumétrico en función de la velocidad de giro del motor.

La velocidad del flujo en el colector de admisión, pipa y válvula influyen notablemente en el rendimiento volumétrico. Las velocidades locales para flujo cuasiestacionario resultan del cociente entre el caudal desplazado por el pistón y la sección transversal del flujo. Como el sistema y válvulas de admisión están a escala con el diámetro del cilindro, las velocidades del flujo serán función directa de la velocidad lineal del pistón. En consecuencia, el rendimiento volumétrico será una función de dicha velocidad. El gráfico 6.1 muestra las típicas curvas de rendimiento volumétrico en función de la velocidad lineal media del pistón correspondiente a dos motores de automóvil. El rendimiento volumétrico de los motores de encendido provocado es, habitualmente inferior al de los motores diesel debido, fundamentalmente, a las pérdidas

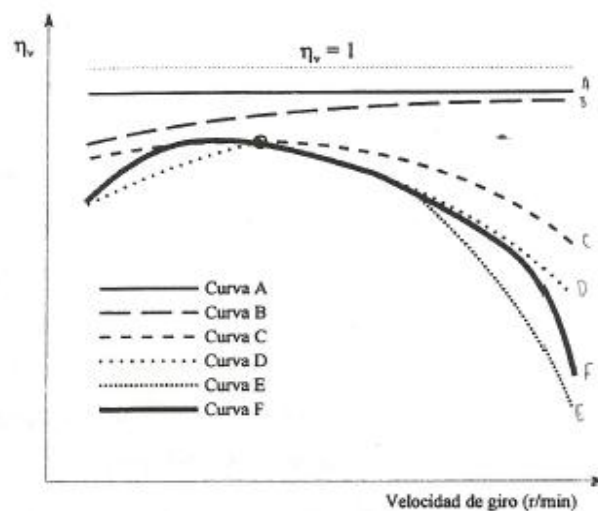
en la válvula de mariposa, al calentamiento del colector de admisión por la presencia de combustible líquido en las paredes y a la menor relación de compresión. La curva del motor diesel con su doble pico prueba el efecto de la sintonización del sistema de admisión.



El perfil de la curva del rendimiento volumétrico frente a la velocidad de giro puede ser explicada con la ayuda del gráfico 6.2. Este muestra, de forma esquemática, como actúan, en función de la velocidad de giro, los diferentes parámetros estudiados anteriormente:

1.- ($\eta_v = 1 \rightarrow$ Curva A): *Efectos no dependientes de la velocidad de giro* tales como:

- Relación de compresión.
- Relación entre las presiones medias de escape y admisión.
- Dosado de funcionamiento.
- Composición de la carga fresca aspirada por el motor (tipo de combustible y grado de vaporización) provocan, en conjunto, una disminución del rendimiento volumétrico desplazando hacia abajo y en paralelo la curva.



2.- (Curva A → Curva B): El *calentamiento que sufre la carga* a lo largo del proceso de admisión hace caer la curva de rendimiento volumétrico hasta la posición B. Se aprecia que la influencia de este efecto es mayor a velocidades reducidas. Esto se debe a que la cantidad de calor recibida por la carga fresca será tanto mayor cuanto mayor sea su tiempo de permanencia en el sistema (conductos de admisión y cilindro).

3.- (Curva B → Curva C): Las *pérdidas de presión* originadas en el flujo a causa de la fricción del fluido con las paredes del conducto o bien las producidas por desprendimientos de la corriente y formación de torbellinos crecen, tal y como se vio en su momento, con el cuadrado de la velocidad de giro del motor. Esto provoca una caída de rendimiento volumétrico tanto mayor cuanto mayor es la velocidad lineal media del pistón.

4.- (Curva C → Curva D): El cierre de la admisión en una posición fija provoca, por debajo de una determinada velocidad de giro óptima, un *reflujo de gases* hacia la admisión y, por encima de dicha velocidad, una *interrupción de la entrada de gases* al cilindro. Ambas circunstancias afectan negativamente al rendimiento volumétrico y provocan una caída de la curva tanto mayor cuanto más se separe la velocidad de giro de la óptima señalada en el gráfico.

5.- (Curva D → Curva E): A altas velocidades del motor, *se bloquea el flujo* de carga hacia el motor debido al aumento del número de Mach medio de la corriente, en su paso por la válvula de admisión. Cuando esto ocurre, un incremento en la velocidad de giro del motor no supone un aumento significativo del flujo de mezcla y, en consecuencia, el rendimiento volumétrico cae.

6.- (Curva E → Curva F): Finalmente, la *sintonización de los sistemas de admisión y escape* pueden incrementar el rendimiento volumétrico, a menudo en una cantidad considerable en parte del rango de funcionamiento del motor.

NOMENCLATURA

a	Velocidad de propagación del sonido (m/s).
A_i	Área transversal de paso en el componente "i" (m ²).
A_p	Área transversal del pistón (m ²).
AAA	Avance a la apertura de la admisión (°).
AAE	Avance a la apertura del escape (°).
α	Ángulo de giro del cigüeñal (°).
\bar{c}_i	Velocidad media del flujo en el componente "i" (m/s).
\bar{c}_p	Velocidad media del pistón (m/s).
c_{fL}	Calor específico del combustible líquido (J/kg K).
$c_{p,a}$	Calor específico del aire a presión constante (J/kg K).
\bar{C}_D	Coefficiente de gasto medio de la válvula de admisión.
D_p	Diámetro del pistón (m).
D_v	Diámetro de la válvula de admisión (m).
Δp_i	Cada de presión por fricción en el componente "i" (Pa).
η	Rendimiento.
η_i	Rendimiento indicado.
η_v	Rendimiento volumétrico.
f	Frecuencia propia (Hz)
F	Dosado absoluto o relación másica de combustible y aire.
g	Aceleración de la gravedad (m/s ²).
γ	Relación de calores específicos.
h_{fL}	Entalpía sensible del combustible en estado líquido (J/kg).
h_{fV}	Entalpía sensible del combustible en estado vapor (J/kg).
h	Relación másica de agua y aire seco en la mezcla.
H_{max}	Apertura máxima de la válvula de admisión (m).
H_f	Poder calorífico inferior del combustible (J/kg).
k_i	Coefficiente de pérdidas locales en el componente "i".

L	Longitud (m).
L_v	Apertura de una válvula (m).
λ	Calor latente de evaporación (J/kg).
M	Masa molecular del gas encerrado en el cilindro (kg).
M_a	Masa molecular del aire (kg).
M_f	Masa molecular del combustible (kg).
M_{H_2O}	Masa molecular del agua (kg).
M_v	Número medio de Mach en la válvula de admisión.
m	Masa encerrada en el cilindro (kg).
m_a	Masa de aire utilizada por el motor en un ciclo (kg).
\dot{m}_a	Gasto másico de aire (kg/s).
m_f	Masa de combustible utilizada por el motor en un ciclo (kg).
\dot{m}_f	Gasto másico de combustible (kg/s).
\dot{m}_{H_2O}	Gasto másico de agua (kg/s).
m_m	Masa de mezcla utilizada por el motor en un ciclo (kg).
\dot{m}_m	Gasto másico de mezcla (kg/s).
N	Potencia (W).
N_i	Potencia indicada (W).
n_c	Velocidad de giro del motor (c/s).
n	Velocidad de giro del motor (r/s).
$P_{k,ref}$	Presión parcial del aire en condiciones de referencia (Pa).
P_{ad}	Presión de admisión (Pa).
P_c	Presión en el cilindro (Pa).
P_e	Presión de escape (Pa).
$P_{k,ad}$	Presión parcial del aire seco en la admisión (Pa).
$P_{f,ad}$	Presión parcial del combustible en la admisión (Pa).
$P_{H_2O,ad}$	Presión parcial del agua en la admisión (Pa).
PMI	Punto muerto inferior del motor.
PMS	Punto muerto superior del motor.
$P_{amb}, v_{amb}, T_{amb}$	Propiedades termodinámicas del ambiente que respira el motor (Pa, m ³ , K).

p_1, V_1, T_1 ..	Propiedades termodinámicas en el cilindro al final del proceso de admisión (Pa, m ³ , K).
p_2, V_2, T_2	Propiedades termodinámicas en el cilindro al final del proceso de compresión (Pa, m ³ , K).
Q	Relación de frecuencias propias del colector de admisión y del motor.
Q	Calor (J).
\dot{Q}	Flujo calorífico (W).
R	Constante universal de los gases perfectos (J/mol K).
r_c	Relación de compresión volumétrica.
RCA	Retraso al cierre de la admisión (°).
RCE	Retraso al cierre del escape (°).
ρ	Densidad (kg/m ³).
$\rho_{a,ref}$	Densidad del aire seco en condiciones de referencia (kg/m ³).
$\rho_{m,ref}$	Densidad de la mezcla en condiciones de referencia (kg/m ³).
T_{ad}	Temperatura de admisión (K).
T_{ref}	Temperatura de referencia (K).
T_{ref}	Temperatura del refrigerante (K).
V	Volumen (m ³).
V_c	Volumen de la cámara de combustión (m ³).
V_d	Cilindrada unitaria (m ³).
V_t	Cilindrada total (m ³).
x_{ev}	Fracción másica de combustible evaporado en el sistema de admisión.
x_r	Fracción másica de residuales en la cámara de combustión.
z	Número de cilindros.

TEMA 5

PROBLEMAS

DE MOTORES DE

COMBUSTIÓN

INTERNA

ALTERNATIVOS

FORMULARIO

ALTERNATIVOS:

Rendimiento indicado:

$$\eta_i = \frac{N_i}{\dot{m} \cdot H_c}$$

Rendimiento efectivo:

$$\eta_e = \frac{N_e}{\dot{m} \cdot H_c}$$

Rendimiento mecánico:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}$$

Potencia indicada:

$$N_i = p_{mi} \cdot V_T \cdot \frac{n}{2} \quad \text{para un 4T}$$

Potencia efectiva:

$$N_e = p_{me} \cdot V_T \cdot \frac{n}{2} \quad \text{para un 4T}$$

Consumo específico de combustible:

$$g_{ef} = \frac{\dot{m}_f \text{ (g/h)}}{N_e \text{ (kW)}}$$

Rendimiento volumétrico:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_a}{V_T \cdot \rho_{aer} \cdot \frac{n}{2}} \quad \text{para un 4T} \quad \left\| \begin{array}{l} \text{Dosado relativo} \\ \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_c} = \frac{\dot{V}_a \rho_a}{\dot{V}_c \rho_c} \end{array} \right.$$

Rendimiento térmico del ciclo de aire equivalente con aportación de calor a volumen constante:

$$\eta_c = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}}$$

Trabajo indicado teórico:

$$W_{it} = p_{mi} \cdot (V_1 - V_2)$$

Velocidad lineal media del pistón:

$$c_s = 2 \cdot s \cdot n$$

Cilindrada total:

$$V_T = 2 \cdot s \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

Potencia corregida:

$$N_c = K \cdot N_e$$

$$K = \frac{1000 \text{ mbar}}{D} \cdot \left(\frac{T}{298K} \right)^{0.5}$$

Parte I

MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS

Los MCI alternativos, se pueden clasificar según distintos criterios. La clasificación más importante es la que les divide en motores de encendido provocado y motores de encendido por compresión, es decir, una clasificación dependiendo de como se inicia y se desarrolla la combustión de la mezcla de aire y combustible en su interior. En los motores de encendido provocado o motores Otto, por el nombre de su inventor, la combustión se inicia por un agente externo, en general una chispa en la bujía, y luego se propaga por la cámara mediante un frente de llama. Dicha chispa se produce al final de la compresión, de forma que la combustión tiene lugar mientras el pistón se encuentra en las proximidades del punto muerto superior, desarrollándose la última parte del proceso durante la expansión, cuando el pistón está ya descendiendo.

El otro tipo de motor de combustión interna alternativo es el de encendido por compresión, en el que la combustión se inicia por autoinflamación de la mezcla y, por tanto, sin causa externa. Ello es debido, principalmente, a las características del combustible que utilizan estos motores y a las condiciones de presión y temperatura alcanzadas al final de la compresión, debido a las elevadas relaciones de compresión con las que se diseñan estos motores. A estos motores también se les denomina motores diesel, en este caso asimismo en recuerdo del inventor del ciclo. En los diesel se admite y comprime solamente aire, y es al final de la compresión cuando se comienza a inyectar el combustible con una determinada ley, de forma que transcurrido un cierto tiempo de retraso la mezcla se autoinflama. La ley de inyección define la cantidad de combustible que se inyecta en cada instante durante el período total de inyección.

La clasificación anterior es sin duda la más importante, pero los motores también se pueden clasificar en motores de dos tiempos y motores de cuatro tiempos. Los motores de cuatro tiempos emplean cuatro carreras del pistón para realizar un ciclo completo, de forma que, para los procesos de escape de los gases ya quemados y admisión de la mezcla, se emplea una revolución del cigüeñal. En un motor de dos tiempos todos los procesos: admisión, compresión, combustión, expansión y escape, tienen lugar durante dos carreras del pistón, o sea en una única vuelta del cigüeñal.

En los ejercicios propuestos se ha realizado una clasificación atendiendo a si el motor es de dos tiempos o cuatro tiempos, teniendo en cuenta que los parámetros que se emplean para definir la bondad del proceso de renovación de la carga en cada caso son diferentes. No se ha realizado ninguna división de los ejercicios en cuanto a las características del proceso de combustión, dado que los parámetros que se manejan en los problemas propuestos en ambos casos son idénticos.

Los MCI alternativos tienen muy diversas aplicaciones, para las cuales son idóneos determinados tipos de motores. En una parte importante de los ejercicios propuestos se hace referencia en el enunciado a la aplicación concreta de dicho motor. En este sentido es interesante destacar que los motores a partir de una determinada potencia son en general motores diesel. En concreto los motores de encendido provocado de gasolina o GLP quedan circunscritos a motores de automoción y a motores auxiliares de poca potencia. En éstos el pistón no puede tener un diámetro mayor de aproximadamente 15 cm por problemas de detonación. La razón estriba en que a medida que el motor aumenta sus dimensiones, se reduce la relación superficie/volumen, y el motor es cada vez más adiabático y por tanto más caliente. Esto supone una tendencia inevitable a la detonación, que es indeseable. Actualmente en catálogo el motor de gasolina de mayor potencia que es un motor de 425 kW , con un diámetro de pistón de 11 cm .

Hay que destacar, por su importancia creciente, los motores de encendido provocado que utilizan gas natural como combustible, fundamentalmente en aplicaciones industriales. El gas natural tiene una tendencia menor a la detonación que la gasolina, lo que permite que se alcancen diámetros de pistón de hasta 55 cm . Las relaciones de compresión, aunque más elevadas que en el caso de los motores de gasolina, no pueden superar el valor de $13:1$, por problemas de aparición de la detonación (valores máximos de $10:1$ MEP de gasolina y $23:1$ en MEC). El nivel de sobrealimentación, por el mismo motivo, debe ser inferior al del caso de los motores diesel. Por estas circunstancias las presiones medias efectivas son inferiores a las alcanzadas en motores diesel.

Los motores de gas se clasifican en *motores de gas de encendido por chispa*, y *motores de combustible dual*. En estos últimos también se admite una mezcla de gas y aire, pero la ignición en vez de producirse mediante una chispa, se provoca mediante la inyección de un combustible con tendencia al autoencendido, como el gasóleo. El combustible de esta inyección piloto representa el $3\text{-}10\%$ del total del combustible introducido. Estos motores, que derivan constructivamente de los motores diesel, pueden utilizar en algunos casos asimismo gasóleo como único combustible. Por ejemplo, determinados tipos de motores duales con inyección de gas a alta presión, se alimentan de gasóleo hasta que la carga está por debajo del 30% de la potencia nominal, y a partir de ahí comienza la inyección de gas con presiones de inyección de 300 bar , y la inyección de gasóleo se va reduciendo hasta limitar su porcentaje al 8% para provocar la ignición.

Los motores duales alcanzan potencias máximas de unos 16 MW , mientras que, en ese caso, el mismo motor en versión diesel desarrolla una potencia de 22 MW . Los motores de encendido por chispa alcanzan potencias menores, estando su techo actualmente en torno a los 8 MW .

En relación a los motores de encendido por compresión, es relativamente habitual catalogar a estos motores dependiendo de su régimen de giro máximo en: lentos, media velocidad, rápidos y extrarrápidos. Hay que destacar que esto está a su vez relacionado con el tamaño del motor; a medida que el motor es más grande, en cuanto a dimensiones de sus cilindros, en concreto, cuanto mayor es su carrera, el motor debe girar más lento para que la velocidad lineal media del pistón, de la que dependen las pérdidas mecánicas, se mantenga en un margen de valores admisible, entre $6-16\text{ m/s}$.

Son motores lentos los diesel de dos tiempos, utilizados fundamentalmente como motores marinos, que en el rango más alto de potencias giran a 100 r.p.m. o incluso a 70 r.p.m. , con carreras de hasta 3 metros de longitud. Motores extrarrápidos son los diesel de automóvil que, con carreras de por ejemplo 8 cm, pueden llegar a girar 5.500 r.p.m. Los motores de mayor potencia máxima actualmente son los de dos tiempos lentos, de 12 cilindros en línea que alcanzan potencias de 68 MW con rendimientos térmicos superiores al 50%.

Los motores más grandes de cuatro tiempos desarrollan potencias actualmente en el entorno de los 22 MW con 18 cilindros en V. Para estos motores de media velocidad está siendo cada vez más importante la aplicación de la producción de energía eléctrica.

Los motores diesel de alta velocidad, con una gama de regímenes de giro en el entorno de los $1.000-1.500\text{ r.p.m.}$, son los utilizados para tracción ferroviaria o en automoción equipando grandes camiones. En estos se han alcanzado presiones medias efectivas de 20 bar y en versiones de 20 cilindros alcanzan potencias de 4.000 kW .

1.1. CICLOS TERMODINÁMICOS EQUIVALENTES DE AIRE

Hoy en día la simulación mediante modelos matemáticos del comportamiento termodinámico y fluido-mecánico del fluido de trabajo, se ha convertido en una herramienta fundamental en el diseño y desarrollo de los motores térmicos y las turbomáquinas térmicas.

Los distintos tipos de modelos que existen en la actualidad modelizan, con diversos grados de sofisticación, diversos aspectos de los procesos que experimenta el fluido y que condicionan las prestaciones del motor o la máquina térmica. Por ejemplo se simula la combustión, la transferencia de calor, el movimiento del fluido en el interior del motor o la formación de contaminantes. Los modelos pueden ayudar a los diseñadores a elegir determinados parámetros de diseño, como por ejemplo, en el caso de los motores de combustión interna alternativos, la geometría más adecuada para la cámara de combustión, la posición idónea de la bujía, las características óptimas del proceso de inyección de combustible o la geometría idónea de los conductos de admisión.

No se puede considerar la utilización de modelos como una técnica reciente. El análisis teórico de los procesos en el interior de los motores térmicos ha tenido una larga y continuada historia. Los ciclos teóricos de aire con combustión a volumen constante, combustión a presión constante y combustión a presión limitada pueden considerarse como los precursores de los sofisticados modelos actuales, en el caso de los MCI alternativos. En estos sencillos modelos se supone, entre otras cosas, que el fluido que evoluciona es aire, despreciando, por tanto, el combustible. Asimismo se considera que dicho aire se comporta como un gas perfecto con calores específicos constantes y la combustión se simula como una aportación de calor procedente del exterior, idéntica a la proporcionada por el combustible.

A pesar de su simplicidad y aproximación muy burda a la realidad, el análisis de estos ciclos ideales o modelos básicos nos proporciona resultados cualitativos interesantes, como la influencia que la relación de compresión del motor tiene sobre el rendimiento térmico del mismo.

Dada la simplicidad del planteamiento de los ciclos de aire equivalente es posible realizar un cálculo manual, asistidos por una calculadora sencilla, para obtener las condiciones del fluido de trabajo en puntos significativos del ciclo. Lo mismo ocurre en el análisis de los ciclos termodinámicos asociados a las turbinas de gas y ciclos Rankine.

Los modelos más complejos requieren la resolución, mediante métodos numéricos, de las ecuaciones planteadas en el modelo, utilizando programas de cálculo adecuados y ordenadores potentes.

Hay que tener en cuenta que incluso los modelos más sofisticados están limitados en cuanto a su capacidad de predecir el comportamiento del motor o máquina térmica ante la variación de condiciones de funcionamiento o parámetros de diseño. Dicha limitación está ligada al propio conocimiento actual de los procesos a simular, que incide en la formulación de las hipótesis y simplificaciones que en muchos casos es necesario realizar para la definición de las ecuaciones que describen determinados fenómenos, por desconocimiento de la propia realidad. En este sentido, los modelos seguirán desarrollándose a medida que el conocimiento y comprensión básica de los aspectos físicos y químicos de los procesos a simular aumente o se acreciente paso a paso, a lo que está contribuyendo el avance de la instrumentación experimental y la propia utilización de los modelos.

PROBLEMAS

De un motor diesel de cuatro tiempos, ensayado en un banco de pruebas, se conocen los siguientes datos:

- Régimen de giro $n = 2000 \text{ min}^{-1}$
- Potencia efectiva $N_e = 22 \text{ kW}$
- Presión media efectiva $p_{me} = 600 \text{ kPa}$
- Velocidad lineal media del pistón $c_m = 8 \text{ m/s}$
- Relación carrera diámetro $S/D = 1.105$
- Consumo específico de combustible $g_{ef} = 220 \text{ g/kWh}$
- Poder calorífico del combustible $H_c = 42 \text{ MJ/kg}$

Determine:

1. Diámetro del pistón.
2. Carrera.
3. Cilindrada unitaria.
4. Número de cilindros.
5. Cilindrada total.
6. Rendimiento efectivo del motor,

Solución:

$$5- \quad N_e = p_{me} \cdot V_T \cdot \frac{n}{2} \rightarrow V_T = 22 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$2- \quad C_m = 2 \cdot n \cdot s \rightarrow s = 0,12 \text{ m}$$

$$1- \quad \frac{S}{D} = 1,105 \rightarrow D = 1,108 \text{ mm}$$

$$3- \quad V_D = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S = 11 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$4- \quad V_T = Z \cdot V_D \rightarrow Z = \frac{V_T}{V_D} = 2$$

$$5- \quad \eta = \frac{N_e}{\dot{m}_f H_c} = \frac{1}{g_{ef} \cdot H_c} = 0,896$$

Determinar la relación de compresión de un motor de encendido provocado, cuyo ciclo de aire equivalente tiene un rendimiento del 60%. Si las condiciones al inicio de la compresión son 1,1 bar y 327,7 K, indicar cuáles serán la temperatura máxima y la presión máxima alcanzadas en dicho ciclo de aire. Calcular asimismo el trabajo desarrollado en la expansión, si dicho ciclo representa a un motor que trabaja con un dosado relativo igual a la unidad y un combustible con un poder calorífico de 43.200 kJ/kg.

Datos complementarios:

- Dosado estequiométrico: 0,068
- Calor específico del aire a presión constante $c_p = 1 \text{ kJ/kgK}$
- Constante del aire $R = 0,287 \text{ kJ/kgK}$

[1] En primer lugar se pide determinar la relación de compresión del motor, que se obtendrá a través de la expresión del rendimiento térmico del ciclo de aire equivalente de combustión a volumen constante en función de dicho parámetro.

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} = 0,6 \quad [1]$$

A partir de los datos del enunciado se puede obtener:

$$c_v = c_p - R = 0,713 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad \gamma = \frac{c_p}{c_v} = \frac{1}{0,713} \rightarrow \gamma = 1,4$$

Sustituyendo valores en la ecuación [1] y despejando la incógnita, la relación de compresión resulta ser $r = 9,88:1$.

Se calcularán las condiciones de los distintos puntos del diagrama termodinámico representado en la figura adjunta para calcular finalmente la temperatura máxima y la presión máxima de combustión.

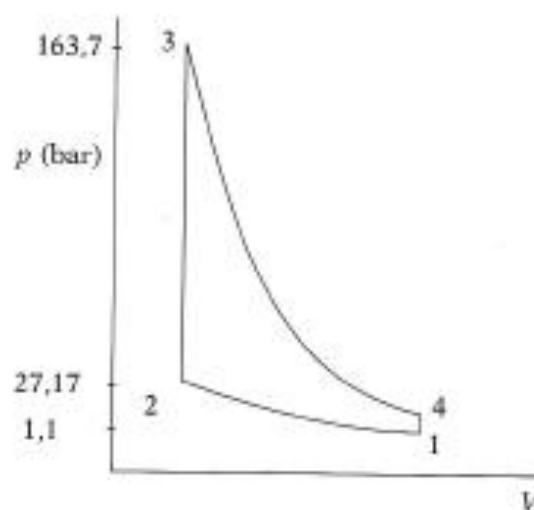


FIGURA I.1.

Compresión isentrópica (1-2):

$$p_1 \cdot v_1^\gamma = p_2 \cdot v_2^\gamma$$

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^\gamma = 1,1 \cdot (9,88)^{1,4} = 27,17 \text{ bar}$$

$$v_1 = \frac{R \cdot T_1}{p_1} = 0,287 \cdot 10^3 \cdot \frac{327,7}{1,1 \cdot 10^5} = 0,855 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$v_2 = \frac{v_1}{r} = \frac{0,855}{9,88} = 0,0866 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$T_2 = \frac{p_2 \cdot v_2}{R} = 27,17 \cdot 10^5 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right) \cdot 0,0866 \left(\frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right) \cdot \frac{1}{0,287 \cdot 10^3 \left(\frac{\text{J}}{\text{kg}} \right)} = 819,8 \text{ K}$$

Combustión a volumen constante (2-3):

$$v_3 = v_2 = 0,0866 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Por la propia definición del ciclo de aire equivalente: $F \cdot H_c = q_{2-3}$

$$q_{2-3} = c_v \cdot (T_3 - T_2) = 0,713 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \right) (T_3 - 819,8)(\text{K}) = 0,068 \cdot 43200 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$$

[2] La temperatura máxima y la presión máxima de combustión serán, por tanto:

$$T_3 = 4.939,8 \text{ K}$$

$$p_3 = \frac{R \cdot T_3}{v_3} = 0,287 \cdot 10^3 \left(\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right) \frac{4.939,8(\text{K})}{0,0866(\text{m}^3)} = 163,7 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 163,7 \text{ bar}$$

[3] Finalmente se pide calcular el trabajo desarrollado en la expansión en el ciclo de aire equivalente. Al ser (3-4) una expansión isentrópica, y por tanto adiabática, el trabajo de expansión será:

$$W_{3-4} = c_v \cdot (T_3 - T_4) \quad [2]$$

Es necesario calcular la temperatura del aire al final de dicho proceso.

$$p_3 \cdot v_3^\gamma = p_4 \cdot v_4^\gamma$$

$$v_4 = v_1 = 0,855 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$p_4 = p_3 \cdot \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^\gamma = p_3 \cdot \left(\frac{1}{r}\right)^\gamma = 163,7 \cdot \left(\frac{1}{9,88}\right)^{1,4} = 6,63 \text{ bar}$$

Recurriendo de nuevo a la ecuación de los gases perfectos y sustituyendo valores en unidades del sistema internacional, se tiene:

$$T_4 = \frac{p_4 \cdot v_4}{R} = \frac{6,63 \cdot 10^5 \cdot 0,855}{0,287 \cdot 10^3} = 1.975,14 \text{ K}$$

El trabajo específico de expansión del ciclo ideal de aire equivalente será, por tanto:

$$W_{3-4} = 0,713 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \right) \cdot (4.939,8 - 1.975,14) (\text{K}) = 2.113,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Problema I.1.2

De un motor de encendido provocado, en un determinado punto de funcionamiento, se conocen los datos siguientes:

- Rendimiento mecánico..... 0,8
- Dosado absoluto..... 1:18
- Rendimiento volumétrico..... 0,82
- Poder calorífico del combustible 43.200 kJ/kg
- Relación de compresión 8:1
- Su presión media indicada es el 60% de la del ciclo de aire equivalente.

Se pide calcular:

1. Presión máxima de su ciclo de aire equivalente.
2. Consumo específico real del motor.
3. Diferencia entre el rendimiento indicado del motor y el rendimiento térmico del ciclo teórico.

Para el cálculo del ciclo de aire equivalente, considerar que las condiciones al comienzo de la compresión son las reales y que el calor aportado por

kilogramo de aire es igual a la energía aportada por el combustible al motor por kilogramo de aire admitido.

Tomar como condiciones ambientales: 0,98 bar y 22 °C.

Datos correspondientes al aire: $R = 0,287 \text{ kJ/kgK}$, $\gamma = 1,4$ y $\rho_a = 1,293 \text{ kg/m}^3$ (0 °C y 1 bar).

[1] Se empezará por analizar el ciclo de aire equivalente para llegar a obtener la presión máxima de combustión.

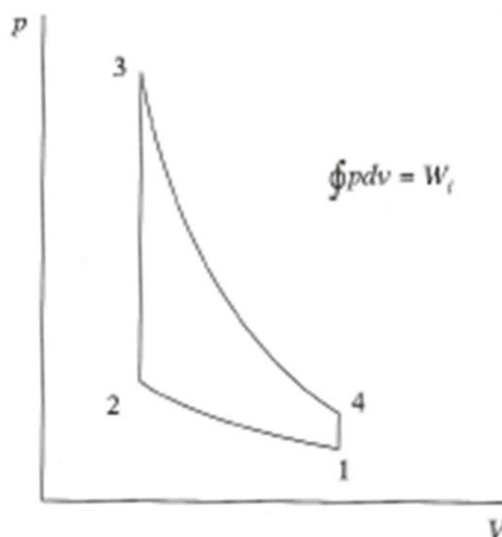


FIGURA I.2.

Las condiciones al comienzo de la compresión son:

$$p_1 = 0,98 \text{ bar} \quad T_1 = 295 \text{ K}$$

$$v_1 = \frac{R \cdot T_1}{p_1} = \frac{0,287 \cdot 295 \cdot 10^3 \left(\frac{\text{J}}{\text{kg}} \right)}{0,98 \cdot 10^5 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right)} = 0,864 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

En el diagrama $p-v$, la línea 1-2 representa una compresión adiabática y reversible, por tanto:

$$p_1 \cdot v_1^\gamma = p_2 \cdot v_2^\gamma \quad T_1 \cdot v_1^{\gamma-1} = T_2 \cdot v_2^{\gamma-1}$$

$$p_2 = 0,98 \cdot 8^{1,4} = 18,01 \text{ bar} \quad T_2 = 295 \cdot 8^{0,4} = 677,73 \text{ K}$$

$$v_2 = \frac{v_1}{8} = 0,108 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

La línea 2-3 representa una aportación de calor al fluido a volumen constante, por tanto, sin intercambio de trabajo con el exterior.

$$q_{2-3} = u_{2-3} = c_v \cdot (T_3 - T_2) \quad [1]$$

Dado que el calor aportado por kilogramo de aire es igual a la energía aportada por el combustible en el motor real por kilogramo de aire admitido:

$$q_{2-3} = \frac{\dot{m}_f \cdot H_c}{\dot{m}_a} = \frac{1}{18} \cdot 43.200 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 2.400 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

A partir de las relaciones: $c_p - c_v = R$ y $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$ se deduce:

$$c_v = \frac{R}{\gamma - 1} = \frac{0,287}{1,4 - 1} = 0,717 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Despejando el valor de la temperatura máxima de combustión en la ecuación [1], se obtiene:

$$T_3 = \frac{2.400}{0,717} + 677,73 = 4.025 \text{ K}$$

La presión máxima de combustión será:

$$p_3 = \frac{R \cdot T_3}{v_3} = \frac{0,287 \cdot 10^3 \cdot 4.025 \left(\frac{\text{J}}{\text{kg}} \right)}{0,108 \left(\frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right)} = 106,96 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 106,96 \text{ bar}$$

[2] El consumo específico del motor puede obtenerse a partir de la siguiente expresión:

$$g_{ef} = \frac{\dot{m}_f}{N_e} = \frac{F \cdot \dot{m}_a}{N_e} = \frac{F \cdot \eta_v \cdot V_T \cdot \frac{n}{2} \cdot \rho_{ia}}{p_{me} \cdot V_T \cdot \frac{n}{2}} = \frac{F \cdot \eta_v \cdot \rho_{ia}}{p_{me}} \quad [2]$$

La densidad del aire en condiciones ambientales se calcula a partir de la correspondiente a las condiciones de referencia:

$$\rho_{ia} = \rho_0 \cdot \frac{T_0}{p_0} \cdot \frac{p_a}{T_a} = 1,293 \cdot \frac{273}{1} \cdot \frac{0,98}{295} = 1,173 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

La presión media efectiva del motor puede obtenerse a partir de la presión media del ciclo de aire equivalente:

$$p_{me} = \eta_m \cdot p_{mi} = \eta_m \cdot 0,6 \cdot p_{mia} \quad [3]$$

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} = 1 - \frac{1}{8^{0,4}} = 0,56$$

$$p_{mia} = \frac{W}{v_1 - v_2} = \frac{\eta_t \cdot q_{2-3}}{v_1 \cdot \left(1 - \frac{1}{r}\right)} = \frac{0,56 \cdot 2.400 \cdot 10^3 \left(\frac{\text{J}}{\text{kg}}\right)}{0,864 \left(1 - \frac{1}{8}\right) \left(\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}\right)} = 17,78 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Sustituyendo valores en [3]:

$$p_{me} = 0,8 \cdot 0,6 \cdot 17,78 = 8,5 \text{ bar}$$

Finalmente sustituyendo en [2], el consumo específico real del motor resulta ser:

$$g_{ef} = \frac{1}{18} \cdot \frac{0,82 \cdot 1,173 \cdot 10^3 \left(\frac{\text{g}}{\text{m}^3}\right) \cdot 3.600 \left(\frac{\text{s}}{\text{h}}\right)}{8,5 \cdot 10^2 \left(\frac{\text{kN}}{\text{m}^2}\right)} = 226,32 \frac{\text{g}}{\text{kWh}}$$

[3] El rendimiento indicado del motor será:

$$\eta_i = \frac{\eta_e}{\eta_m} = \frac{1}{g_{ef} \cdot H_c} \cdot \frac{1}{\eta_m} = \frac{10^3 \cdot 3.600 \left(\frac{\text{kWs}}{\text{kg}}\right)}{226,32 \left(\frac{\text{g}}{\text{kg}}\right)} \cdot \frac{1}{43.200 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) \cdot 0,8} = 0,46$$

El rendimiento indicado del motor (46%) es inferior al rendimiento térmico del ciclo de aire equivalente que era del 56%, debido a las hipótesis formuladas en la definición de dicho ciclo que lo alejan cuantitativamente de la realidad.

Problema 1.1.8

Un motor de encendido provocado de 4 cilindros y 4 tiempos, con una relación de compresión volumétrica de 8,5:1, desarrolla una potencia efectiva de 32 kW a un régimen de 4.500 min⁻¹. En esas condiciones los valores de la presión y la temperatura en el interior del cilindro al comienzo de la compresión son 1 bar y 25° C y la presión máxima de combustión 55 bar. Si la presión media indicada y el rendimiento indicado del motor son respectivamente el 55% de la presión media y del rendimiento térmico del correspondiente ciclo de aire equivalente, calcular:

1. Rendimiento mecánico
2. Diámetro y carrera del pistón

Datos complementarios:

- Consumo específico efectivo de combustible 306 g/kWh
- Poder calorífico del combustible 42.000 kJ/kg
- Relación carrera/diámetro igual a la unidad
- Considerar que el aire se comporta como un gas perfecto con calores específicos constantes, siendo: $c_p = 1 \text{ kJ/kgK}$ y $R = 0,287 \text{ kJ/kgK}$

[1] El rendimiento mecánico del motor está relacionado con el rendimiento efectivo y con el rendimiento indicado a través de la siguiente expresión:

$$\eta_m = \frac{\eta_e}{\eta_i}$$

Para obtener el rendimiento indicado del motor se tendrá en cuenta la relación establecida en el enunciado con el rendimiento térmico del ciclo de aire equivalente:

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{R^{\gamma-1}} = 1 - \frac{1}{8,5^{0,4}} = 0,58$$

$$\eta_i = 0,55 \cdot \eta_t = 0,319$$

Por otra parte, el rendimiento efectivo se puede expresar como:

$$\eta_e = \frac{1}{g_{ef} \cdot H_c} = \frac{10^3 \left(\frac{\text{g}}{\text{kg}} \right) \cdot 3.600 \left(\frac{\text{s}}{\text{h}} \right)}{306 \left(\frac{\text{g}}{\text{kWh}} \right) \cdot 42.000 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)} = 0,28$$

El rendimiento mecánico valdrá, por tanto:

$$\eta_m = \frac{0,28}{0,319} = 0,88$$

[2] Para obtener el diámetro y la carrera, se tendrán en cuenta las siguientes relaciones:

$$\frac{S}{D} = 1 \quad \text{y} \quad V_T = 4 \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot S \quad [1]$$

Por tanto, es necesario conocer previamente la cilindrada total. Ésta puede obtenerse a partir de la expresión de la presión media efectiva y su relación con la presión media indicada:

$$V_T = \frac{N_e}{p_{me} \cdot \frac{n}{2}} = \frac{N_e}{\eta_m \cdot p_{mi} \cdot \frac{n}{2}} \quad [2]$$

Para obtener la presión media indicada, única magnitud que se desconoce de la ecuación anterior, se deberá analizar el ciclo de aire equivalente, ya que por el enunciado del problema se sabe que: $p_{mi} = 0,55 \cdot p_{mia}$.

La presión media del ciclo de aire puede considerarse como presión media indicada, ya que el ciclo teórico de aire equivalente no considera las pérdidas mecánicas. La presión media indicada correspondiente al ciclo de aire puede expresarse en función del trabajo específico del ciclo mediante la siguiente expresión:

$$p_{mia} = \frac{W}{v_1 - v_2} = \frac{\eta_t \cdot q_{2-3}}{v_1 \left(1 - \frac{1}{r}\right)} \quad [3]$$

donde la relación de compresión volumétrica se define como:

$$r = \frac{V_{cc} + V_D}{V_{cc}} = \frac{v_1}{v_2} = 8,5$$

En la figura I.2 se representa el ciclo termodinámico de aire equivalente correspondiente a este motor. El volumen específico del punto 1, punto muerto inferior, puede calcularse a través de la ecuación de los gases perfectos:

$$v_1 = \frac{R \cdot T_1}{p_1} = \frac{0,287 \cdot 10^3 \left(\frac{\text{J}}{\text{kgK}} \right) \cdot 298(\text{K})}{10^5 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right)} = 0,855$$

Por tratarse de un motor de encendido provocado, el ciclo de aire equivalente será de combustión a volumen constante. La aportación de calor al ciclo puede expresarse, por tanto, de la siguiente forma:

$$dQ = dU = q_{2-3} = c_v \cdot (T_3 - T_2)$$

$$c_v = c_p - R = 0,713 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad \gamma = \frac{c_p}{c_v} = 1,4$$

Por tratarse de una compresión adiabática y reversible (1-2):

$$p_1 \cdot v_1^\gamma = p_2 \cdot v_2^\gamma \quad T_1 \cdot v_1^{\gamma-1} = T_2 \cdot v_2^{\gamma-1}$$

$$p_2 = p_1 \cdot r^\gamma = 1 \text{ (bar)} \cdot (8,5)^{1,4} = 20 \text{ bar}$$

$$T_2 = T_1 \cdot r^{\gamma-1} = 298 \cdot (8,5)^{0,4} = 701,43 \text{ K}$$

Proceso a volumen constante (2-3):

$$T_3 = \frac{p_3}{p_2} \cdot T_2 = \frac{55}{20} \cdot 701,43 = 1.928,93 \text{ K}$$

Sustituyendo valores en [3]:

$$p_{mia} = \frac{0,58 \cdot 0,713 \cdot 10^3 \cdot (1.928,93 - 701,43) \left(\frac{\text{J}}{\text{kg}} \right)}{0,855 \cdot \left(1 - \frac{1}{8,5} \right) \left(\frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right)} = 6,73 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

La presión media indicada del motor será $p_{mi} = 0,55 \cdot 6,73 = 3,7 \text{ bar}$.

Sustituyendo en [2]:

$$V_T = \frac{32 \cdot 10^3 \left(\frac{\text{J}}{\text{s}} \right)}{0,88 \cdot 3,7 \cdot 10^5 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right) \cdot \frac{4.500}{120} \left(\frac{1}{\text{s}} \right)} = 2,62 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

Teniendo en cuenta la ecuación [1]:

$$D = \sqrt[3]{\frac{2,62 \cdot 10^{-3}}{\pi}} = 0,0941 \text{ m}$$

Por tanto, el diámetro y la carrera del pistón tendrán una longitud de 9,4 cm.

Problema 1.1.4

Utilizando como herramienta el ciclo de aire equivalente de presión limitada, comparar el rendimiento y la presión media indicada de un motor de encendido por compresión en los dos casos siguientes:

- a) presión máxima de combustión 85 bar
 b) presión máxima de combustión 100 bar

Considerar que se mantienen, en ambos casos, las siguientes magnitudes:

- Condiciones en el instante inicial de la compresión $p_1 = 0,8$ bar y $t_1 = 30$ °C
- Relación de compresión volumétrica $r = 23:1$
- Calor aportado al ciclo por unidad de masa de aire
- Dosado relativo $F_R = 0,6$ y dosado estequiométrico $F_e = 1/14,9$
- Poder calorífico del combustible $H_c = 41.000$ kJ/kg
- Datos del aire: $R = 287$ J/kgK y $\gamma = 1,4$

Se van a calcular en primer lugar las condiciones de los distintos puntos de los ciclos termodinámicos representados en la figura I.3, correspondientes a los dos casos a considerar, para obtener posteriormente el rendimiento y la presión media indicada.

Las condiciones de los puntos 1 y 2 son coincidentes en ambos casos.

$$p_1 = 0,8 \text{ bar} \quad T_1 = 303 \text{ K} \quad v_1 = \frac{R \cdot T_1}{p_1} = 1,087 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Dado que (1-2) representa es una compresión adiabática y reversible:

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^\gamma = 0,8 \cdot (23)^{1,4} = 64,49 \text{ bar}$$

$$v_2 = \frac{v_1}{r} = 0,0473 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{\gamma-1} = 1.062 \text{ K}$$

Las presiones máximas de combustión son 85 bar y 100 bar respectivamente para los casos a y b:

$$p_3 = 85 \text{ bar} \quad p_3 = 100 \text{ bar}$$

Las líneas 2-3 y 2-3' representan aportaciones de calor a volumen constante y por tanto, en el caso a:

$$\frac{p_3 \cdot v_3}{T_3} = \frac{p_2 \cdot v_2}{T_2} \rightarrow T_3 = 1.399,78 \text{ K}$$

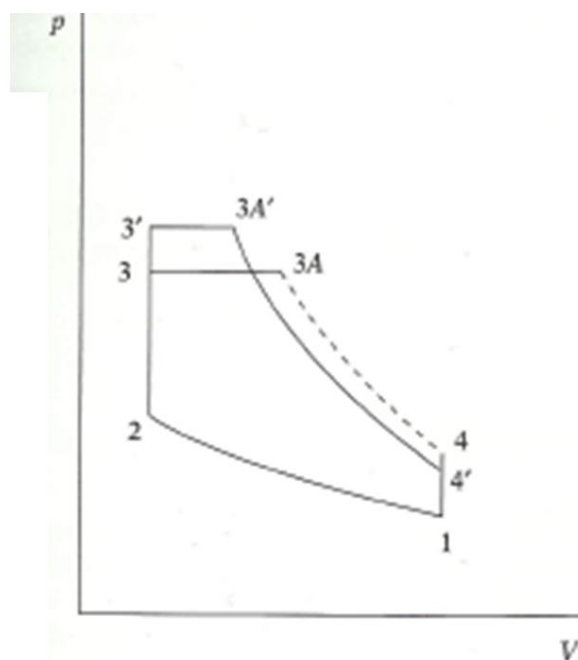


FIGURA I.3.

De forma análoga en el caso *b*: $T_{3'} = 1.646,8 \text{ K}$.

La aportación de calor al ciclo por unidad de masa de aire será en ambos

casos:

$$q_{2-3A} = q_{2-3A'} = F \cdot H_c = F_e \cdot F_R \cdot H_c = 0,6 \cdot \frac{1}{14,9} \cdot 41.000 = 1.651 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

El calor aportado puede expresarse en el caso *a* como:

$$q_{2-3A} = q_{2-3} + q_{3-3A} \quad [1]$$

Por tratarse de una evolución a volumen constante $dq = du$, de forma que:

$$q_{2-3} = c_v \cdot (T_3 - T_2)$$

El calor aportado de 3 a 3A, por ser una aportación de calor a presión constante donde $dq = dh$, puede expresarse:

$$q_{3-3A} = c_p \cdot (T_{3A} - T_3)$$

De igual forma, en el caso *b*:

$$q_{2-3A'} = c_v \cdot (T_3 - T_2) + c_p \cdot (T_{3A'} - T_3)$$

Teniendo en cuenta los datos del enunciado, los calores específicos del aire se obtienen a partir de las siguientes expresiones:

$$c_v = \frac{R}{\gamma - 1} = 0,718 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \quad c_p = \gamma \cdot c_v = 1,005 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$$

Despejando en la ecuación [1], el valor de T_{3A} será:

$$T_{3A} = \frac{q_{2-3A} - c_v \cdot (T_3 - T_2)}{c_p} + T_3$$

Sustituyendo valores:

$$T_{3A} = \frac{1,651 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) - 0,718 (1,399,78 - 1,062) \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)}{1,005 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \right)} + 1,399,78 \text{ K} = 2,801,24 \text{ K}$$

$$v_{3A} = \frac{R \cdot T_{3A}}{p_{3A}} = 0,0946 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Análogamente en el caso b:

$$T_{3A'} = \frac{1,651 - 0,718 (1,646,8 - 1,062)}{1,005} + 1,646,8 = 2,871,70 \text{ K}$$

$$V_{3A'} = 0,0824 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Las evoluciones 3A-4 y 3A'-4' son expansiones adiabáticas y reversibles y por tanto en el caso a:

$$T_4 = T_{3A} \cdot \left(\frac{v_{3A}}{v_4} \right)^{\gamma-1} = 2,801,24 \cdot \left(\frac{0,0946}{1,087} \right)^{0,4} = 1,054,9 \text{ K}$$

De forma análoga, en el caso b:

$$T_{4'} = T_{3A'} \cdot \left(\frac{v_{3A'}}{v_{4'}} \right)^{\gamma-1} = 1,023,47 \text{ K}$$

El rendimiento del ciclo de aire equivalente puede expresarse, por tratarse de un ciclo, donde $du = 0$, a través de la siguiente relación:

$$\eta_t = \frac{W}{q_{2-3A}} = \frac{q_{2-3A} - q_{4-1}}{q_{2-3A}} = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{q_{2-3A}} \quad [2]$$

Dicho rendimiento también podría expresarse de la siguiente forma:

$$\eta_t = \frac{W}{q_{2-3A}} = \frac{W_{exp} - W_{comp}}{q_{2-3A}} \quad [3]$$

$$W_{exp} = W_{3-3A} + W_{3A-4} = c_p(T_{3A} - T_3) - c_v(T_{3A} - T_3) + c_v(T_{3A} - T_4)$$

Los términos primero y segundo de la izquierda representan el trabajo de expansión correspondiente al tramo isóbaro de la expansión, ya que en ese caso $dW = dh - du$. El último término representa el trabajo de expansión desarrollado por vía isentrópica.

Análogamente, por tratarse de una evolución isentrópica, el trabajo de compresión de 1-2 puede calcularse mediante la siguiente expresión:

$$W_{comp} = c_v(T_2 - T_1)$$

Se comprueba que se obtiene idéntico valor para el rendimiento del ciclo de aire mediante cualquiera de las dos definiciones expresadas en las relaciones [2] y [3].

Utilizando la expresión [2] se obtiene en el caso a:

$$\eta_t = 1 - \frac{0,718 \cdot (1.054,9 - 303)}{1.651} = 0,673$$

En el caso b:

$$\eta'_t = 1 - \frac{0,718 \cdot (1.023,47 - 303)}{1.651} = 0,687$$

Se obtiene, por tanto, que es mayor el rendimiento del ciclo que tiene una mayor aportación de calor a volumen constante.

Idéntico resultado podría haberse obtenido mediante la aplicación directa de la fórmula del rendimiento del ciclo de aire equivalente de presión limitada:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} \cdot \frac{\alpha \beta^{\gamma} - 1}{(\alpha - 1) + \gamma \alpha (\beta - 1)}$$

donde:

$$\alpha = \frac{p_1}{p_2} \quad \beta = \frac{v_{3A}}{v_3}$$

Del análisis de la fórmula anterior se deduce que si α aumenta y β disminuye, η aumenta, lo que se confirma analizando los valores de dichas magnitudes en los dos casos estudiados.

	α	β	η_t
Caso a	1,32	2	0,673
Caso b	1,55	1,74	0,687

A continuación, se procede al cálculo de las presiones medias indicadas en cada uno de los casos considerados:

$$pmi = \frac{W}{v_1 - v_2} = \frac{\eta_t \cdot q_{2-3A}}{v_1 \cdot \left(1 - \frac{1}{r}\right)}$$

Caso a:

$$pmi = \frac{0,673 \cdot 1.651 \cdot 10^3 \left(\frac{\text{J}}{\text{kg}}\right)}{1,087 \cdot \left(1 - \frac{1}{23}\right) \left(\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}\right)} \cdot \frac{1}{10^5} \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right) = 10,69 \text{ bar}$$

Caso b:

$$pmi = 10,91 \text{ bar}$$

Del estudio teórico realizado se deduce que para mejorar el rendimiento del motor interesa que el proceso de combustión sea rápido. En el modelo analizado, ello equivale a que una mayor parte del combustible se queme a volumen constante. En el diseño del motor es necesario compatibilizar este

objetivo con la limitación de que los valores de la presión máxima de combustión y el gradiente de presión sean admisibles, teniendo en cuenta las tensiones mecánicas que el motor es capaz de soportar.

1.2. MOTORES DE CUATRO TIEMPOS DE ASPIRACIÓN NATURAL

Problema 1.2.1

Un motor de gasolina de cuatro tiempos y cuatro cilindros, con una cilindrada total de 1.800 cm^3 y una relación entre su carrera y su diámetro igual a 0,95, tiene los siguientes parámetros y condiciones de funcionamiento:

- Condiciones ambientales..... 15°C y 710 mm Hg
- Potencia efectiva máxima 105 kW
- Régimen de giro de máxima potencia 6.000 min^{-1}
- Rendimiento volumétrico..... $0,84$
- Rendimiento efectivo..... $0,3$

Determinar:

1. Velocidad lineal media del pistón a dicho régimen.
2. Dosado de máxima potencia.

Datos complementarios:

- Poder calorífico del combustible 43.200 kJ/kg .
- Densidad del aire (0°C y 760 mm Hg) = $1,293 \text{ kg/m}^3$.

[1] Para calcular la velocidad lineal media del pistón, se obtendrá en primer lugar el valor de la carrera del émbolo a partir de la expresión de la cilindrada total:

$$V_T = z \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S = 1.800 \text{ cm}^3$$

$$S = 0,95 \cdot D \rightarrow V_T = 4 \cdot \pi \cdot \frac{S^3}{4 \cdot (0,95)^2}$$

$$S = \sqrt[3]{\frac{(0,95)^2 \cdot 1.800}{\pi}} = 8 \text{ cm}$$

La velocidad lineal media del pistón será por tanto:

$$c_m = 2 \cdot S \cdot n = 2 \cdot 8 \cdot 10^{-2} (\text{m}) \cdot \frac{6.000}{60} (\text{s}^{-1}) = 16 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

[2] El dosado se calculará obteniendo previamente los valores de los gastos máscos de aire y de combustible:

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

$$\rho_{ia} = \rho_0 \cdot \frac{T_0}{T_a} \cdot \frac{p_a}{p_0} = 1,293 \cdot \frac{273}{760} \cdot \frac{710}{288} = 1,145 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\dot{m}_a = 0,84 \cdot 1.800 \cdot 10^{-6} (\text{m}^3) \cdot \frac{6.000}{120} (\text{s}^{-1}) \cdot 1,145 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) = 0,0866 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_f = \frac{N_e}{\eta_e \cdot H_c} = \frac{105 (\text{kW})}{0,3 \cdot 43.200 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)} = 0,0081 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

El dosado será, por tanto:

$$F = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} = 0,0935$$

Problema 1.2.2

Determinar la presión media indicada, diámetro, carrera, cilindrada total y volumen de la cámara de combustión correspondientes a un motor de gasolina de cuatro tiempos, empleado en automoción, que desarrolla una potencia efectiva máxima de 66 kW a un régimen de giro de 5600 min⁻¹, para unas condiciones ambientales de 15 °C y 1 bar. Se conocen los datos siguientes:

- Relación de compresión 9,5:1
- Rendimiento volumétrico a plena carga 0,8
- Rendimiento mecánico 0,88
- Relación carrera/diámetro 0,9
- Número de cilindros 4
- Poder calorífico de combustible 42.000 kJ/kg
- Relación de calores específicos del aire 1,4
- Densidad del aire (1 bar y 0 °C) 1,293 kg/m³
- Dosado de máxima potencia 1/12
- Su rendimiento indicado es el 55% del rendimiento térmico correspondiente a su ciclo teórico de aire equivalente.

El rendimiento térmico del ciclo de aire equivalente vale:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} = 1 - \frac{1}{(9,5)^{0,4}} = 0,594$$

Teniendo en cuenta que el rendimiento indicado es el 55% de dicho rendimiento térmico:

$$\eta_k = 0,55 \cdot 0,594 = 0,3265$$

El rendimiento efectivo valdrá: $\eta_e = \eta_m \cdot \eta_k = 0,88 \cdot 0,3265 = 0,287$

Se conoce el valor de la potencia efectiva, que puede expresarse en función de los siguientes parámetros:

$$N_e = \eta_e \cdot H_c \cdot F \cdot \eta_v \cdot V_T \cdot \rho_{in} \cdot \frac{n}{2}$$

Sustituyendo los valores conocidos se tiene:

$$66 \text{ (kW)} = 0,287 \cdot 42.000 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \cdot \frac{1}{12} \cdot 0,8 \cdot V_T \text{ (m}^3\text{)} \cdot \\ \cdot 1,293 \cdot \frac{273}{288} \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \cdot \frac{5.600}{2 \cdot 60} \left(\frac{1}{\text{s}} \right)$$

Despejando el valor de la cilindrada total:

$$V_T = 0,001436 \text{ m}^3 = 1.436 \text{ cm}^3 \rightarrow V_D = \frac{V_T}{4} = 359 \text{ cm}^3$$

A partir de la expresión de la relación de compresión se obtiene el valor del volumen de la cámara de combustión, de forma que:

$$V_{cc} = \frac{V_D}{r-1} = \frac{359}{8,5} = 42,23 \text{ cm}^3$$

Por otra parte:

$$V_T = 4 \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot S = \pi D^2 \cdot 0,9 \cdot D = 1.436 \text{ cm}^3$$

Operando, se obtiene:

$$D = 7,98 \text{ cm} \qquad S = 7,18 \text{ cm}$$

Finalmente se calcularán los valores de la presión media efectiva y la presión media indicada:

$$p_{me} = \frac{N_e}{V_T \cdot \frac{n}{2}} = \frac{66 \cdot 10^3 \text{ (W)}}{0,001436 \text{ (m}^3\text{)} \cdot \frac{5.600 \left(\frac{1}{s}\right)}{120}} \cdot \frac{1 \text{ (bar)}}{10^5 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right)} = 9,85 \text{ bar}$$

$$p_{mi} = \frac{p_{me}}{\eta_m} = \frac{9,85}{0,88} = 11,19 \text{ bar}$$

Problema 1.2.3

Un motor de gasolina de cuatro tiempos tiene las siguientes características:

- Cuatro cilindros en línea
- Diámetro del cilindro..... 84,0 mm
- Carrera del pistón 79,2 mm
- Relación de compresión 9,5:1
- Potencia máxima..... 110 CV

Si en el régimen de giro de máxima potencia el rendimiento volumétrico del motor es 0,82, su dosado relativo 1,1 y su consumo específico 277 g/kWh, calcular:

1. Cilindrada total.
2. Volumen final de compresión.
3. Régimen de giro al que se obtiene la máxima potencia.
4. Velocidad lineal media del pistón.

Datos complementarios:

- Densidad del aire (0°C y 1 bar): $\rho_0 = 1,293 \text{ kg/m}^3$
- Dosado estequiométrico 1/15
- Condiciones ambientales 0,98 bar y 22 °C

[1] La cilindrada total será:

$$V_T = z \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot S = 4 \cdot \frac{\pi (8,4)^2 \text{ (cm)}^2}{4} \cdot 7,92 \text{ (cm)} = 4 \cdot 438,9 \text{ cm}^3 = 1.755,6 \text{ cm}^3$$

[2] El volumen de la cámara de combustión es el volumen del cilindro cuando el pistón se encuentra en el punto muerto superior y puede obtenerse a partir del valor de la relación de compresión, dado que ésta es una relación volumétrica:

$$r = \frac{V_D + V_{cc}}{V_{cc}} = 9,5 \rightarrow V_{cc} = \frac{V_D}{r-1} = \frac{438,9}{8,5} = 51,63 \text{ cm}^3$$

[3] Teniendo en cuenta la definición del consumo específico de combustible y desarrollando la expresión para ponerla en función del rendimiento volumétrico:

$$g_{ef} = \frac{\dot{m}_f}{N_e} = \frac{F \cdot \dot{m}_a}{N_e} = \frac{F \cdot \eta_v \cdot V_T \cdot \rho_{ia} \cdot \frac{n}{2}}{N_e} \quad [1]$$

La densidad del aire a las condiciones exteriores en función de la densidad en condiciones de referencia valdrá:

$$\rho_{ia} = \rho_0 \cdot \frac{T_0}{p_0} \cdot \frac{p_i}{T_i} = 1,293 \cdot \frac{273}{1} \cdot \frac{0,98}{295} = 1,173 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Sustituyendo en (1) los valores correspondientes al régimen de potencia máxima, y despejando dicho régimen, se obtiene:

$$n = \frac{2 \cdot 277 \cdot 10^{-3} \left(\frac{\text{kg}}{\text{kWh}} \right) \cdot 110 \cdot 0,735 \text{ (kW)}}{60 \left(\frac{\text{min}}{\text{h}} \right) \cdot 1,1 \cdot \frac{1}{15} \cdot 0,82 \cdot 1,755,6 \cdot 10^{-6} \text{ (m}^3\text{)} \cdot 1,173 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)} = 6.028,37 \text{ min}^{-1}$$

[4] La velocidad lineal media del pistón, correspondiente al régimen de giro de máxima potencia, será:

$$c_m = 2 \cdot S \cdot n = 2 \cdot 79,2 \cdot 10^{-3} \frac{6.028,37}{60} = 15,9 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Problema 1.2.4

Un motor de encendido provocado de 1.000 cm³ de cilindrada total, se ha ensayado en un banco de pruebas a carga parcial. Los resultados obtenidos se presentan en función del régimen de giro:

Régimen de giro min ⁻¹	Tiempo de consumo (s) de 150 cm ³ de gasolina	Presión media efectiva (bar)
1.500	156	6,57
2.000	113	7,02
2.500	91	7,16
3.000	78	7,09
3.500	70	6,9
4.000	62	6,5
4.300	58	6,03

Dato: Densidad de la gasolina 0,74 g/cm³.

Calcular y dibujar las curvas de potencia efectiva, par efectivo y consumo específico efectivo en función del régimen de giro.

La potencia efectiva tiene la siguiente expresión en función de la presión media efectiva:

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

Teniendo en cuenta las unidades, para el motor del enunciado, se tiene:

$$N_e (\text{kW}) = p_{me} (\text{bar}) \cdot \frac{10^5 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right)}{1 (\text{bar})} \cdot 1.000 \cdot 10^{-6} (\text{m}^3) \cdot \frac{n (\text{min}^{-1})}{2} \cdot \frac{1 (\text{min})}{60 (\text{s})} \cdot \frac{1 (\text{kW})}{10^3 (\text{W})}$$

$$N_e (\text{kW}) = \frac{p_{me} (\text{bar}) \cdot n (\text{min}^{-1})}{1.200} \quad [1]$$

El par efectivo tiene la siguiente expresión en función de la presión media efectiva:

$$M_e = \frac{N_e}{\omega} = \frac{p_{me} \cdot V_T \cdot \frac{n}{2}}{2 \cdot \pi \cdot n} = p_{me} \cdot \frac{V_T}{4 \cdot \pi}$$

En este caso:

$$M_e (\text{Nm}) = p_{me} (\text{bar}) \cdot \frac{100}{4\pi} \quad [2]$$

Para calcular el consumo específico de combustible, se tiene que obtener en primer lugar el gasto másico de combustible:

$$\dot{m}_f = \dot{Q}_f \cdot \rho_f = \frac{150 (\text{cm}^3)}{t (\text{s})} \cdot 0,74 \left(\frac{\text{g}}{\text{cm}^3} \right)$$

El consumo específico será:

$$g_{ef} = \frac{\dot{m}_f}{N_e} = \frac{\dot{m}_f \left(\frac{\text{g}}{\text{s}} \right) \cdot 3.600 (\text{s})}{N_e (\text{kW}) \cdot 1 (\text{h})}$$

$$g_{ef} \left(\frac{g}{kWh} \right) = \frac{399.600}{t \text{ (s)} \cdot N_e \text{ (kW)}} \quad [3]$$

Utilizando las expresiones [1], [2] y [3] se obtienen los valores de la potencia efectiva, el par motor efectivo y el consumo específico efectivo, para los siete valores del régimen de giro especificados en el enunciado.

Régimen de giro (min^{-1})	Potencia efectiva (kW)	Par efectivo (Nm)	$g_{ef} \left(\frac{g}{kWh} \right)$
1.500	8,21	52,3	312
2.000	11,7	55,9	302,25
2.500	14,92	57	294,3
3.000	17,72	56,4	289,1
3.500	20,12	54,9	283,7
4.000	21,65	51,7	297,7
4.300	21,61	48	318,8

Los valores obtenidos se presentan en la tabla adjunta. Puede observarse que, para este motor y a este nivel de carga, la potencia máxima se produce a 4.000 min^{-1} y el consumo mínimo a 3.500 min^{-1} .

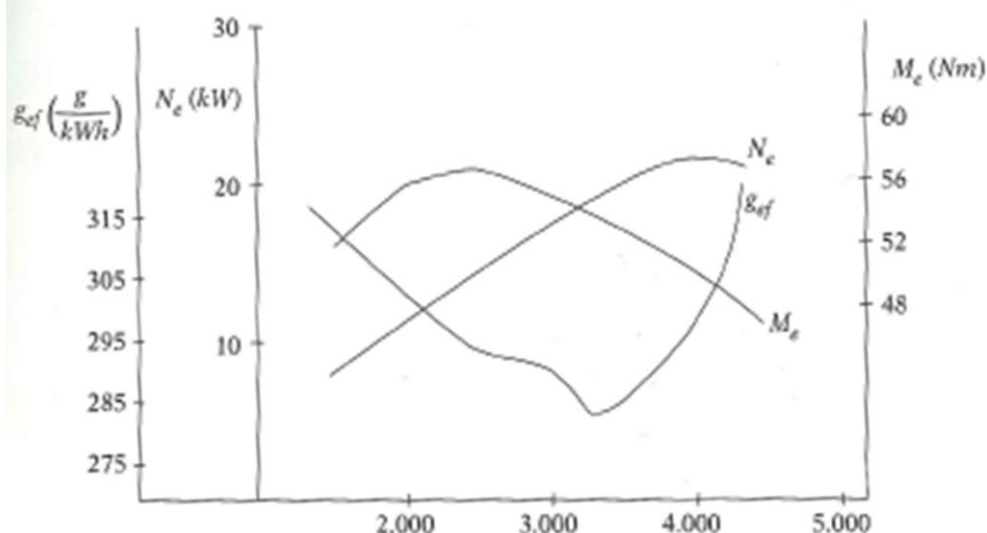


FIGURA I.4.

Problema I.2.5

Un motor Diesel de 4 tiempos se encuentra funcionando a carga parcial a unas condiciones ambientales de 0,97 bar y 20°C conociéndose los valores de los siguientes parámetros:

— Régimen de giro	3.800 r.p.m.
— Potencia a ese régimen	44,97 kW
— Rendimiento efectivo	0,29
— Rendimiento mecánico	0,8
— Masa de aire admitida por embolada	2 g
— Características geométricas:	
— Carrera	94,6 mm
— Diámetro del pistón	86 mm
— Número de cilindros	4

Datos complementarios:

— Dosado estequiométrico	0,068
— Poder calorífico del combustible	42.000 kJ/kg
— Densidad del aire (0 °C y 760 mmHg)	1,293 kg/m ³

Calcular:

1. Dosado relativo.
2. Rendimiento volumétrico.
3. Presión media indicada.
4. Consumo específico de combustible.
5. Par motor.

[1] El dosado relativo se define como la relación entre el dosado absoluto y el estequiométrico:

$$F_R = \frac{F}{F_e} = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \cdot \frac{1}{F_e} \quad [1]$$

El gasto másico de combustible se obtiene a partir de la definición del rendimiento efectivo:

$$\dot{m}_f = \frac{N_e}{\eta_e \cdot H_c} = \frac{44,97 \text{ (kW)}}{0,29 \cdot 42.000 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)} = 3,69 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

El gasto másico de aire se calcula multiplicando la masa admitida por embolada por $n/2$, ya que se trata de un motor de cuatro tiempos y, por tanto, admite mezcla cada dos revoluciones:

$$\dot{m}_a = 2 \cdot 10^{-3} \text{ (kg)} \cdot \frac{3.800}{2 \cdot 60} \text{ (s}^{-1}\text{)} = 0,063 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Sustituyendo en [1], el dosado relativo valdrá:

$$F_R = \frac{3,69 \cdot 10^{-3}}{0,063} \cdot \frac{1}{0,068} = 0,86$$

[2] Dado que la cilindrada total del motor vale:

$$V_T = 4 \cdot \pi \cdot \frac{(0,086)^2 \cdot 0,0946}{4} = 2,198 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 = 2,198 \text{ dm}^3$$

y la densidad del aire a las condiciones ambientales:

$$\rho_{va} = 1,293 \cdot \frac{273}{760} \cdot \frac{0,97 \cdot 750}{293} = 1,153 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

el rendimiento volumétrico valdrá:

$$\eta_V = \frac{\dot{m}_a}{V_T \frac{n}{2} \rho_{va}} = \frac{0,063}{2,198 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{3.800}{120} \cdot 1,153} = 0,78$$

[3] La presión media efectiva puede calcularse a partir de la siguiente expresión:

$$pme = \frac{N_e}{V_T \frac{n}{2}} = \frac{44,97 \cdot 10^3 \left(\frac{\text{J}}{\text{s}} \right) \cdot 2 \cdot 60 \left(\frac{\text{s}}{\text{min}} \right)}{2,198 \cdot 10^{-3} (\text{m}^3) \cdot 3.800 (\text{min}^{-1})} = 6,46 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 6,46 \text{ bar}$$

Teniendo en cuenta el rendimiento mecánico, la presión media indicada valdrá:

$$pmi = \frac{pme}{\eta_m} = \frac{6,46}{0,8} = 8,07 \text{ bar}$$

[4] El consumo específico al régimen de 3.800 min^{-1} será:

$$g_{ef} = \frac{\dot{m}_f}{N_e} = \frac{3,69 \left(\frac{\text{g}}{\text{s}} \right) \cdot 3.600 \left(\frac{\text{s}}{\text{h}} \right)}{44,97 (\text{kW})} = 295,4 \frac{\text{g}}{\text{kWh}}$$

[5] El par motor se calcula a partir de la potencia a través de la siguiente expresión:

$$M_e = \frac{N_e}{\omega} = \frac{44,97 \cdot 10^3 \left(\frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{s}} \right)}{2\pi \frac{3.800}{60} (\text{s}^{-1})} = 113 \text{ Nm}$$

1.4. MOTORES SOBREALIMENTADOS

Sobrealimentar un motor consiste básicamente en comprimir el aire aspirado por el mismo antes de entrar en el cilindro, aumentando por tanto la densidad del aire de admisión, lo que puede dar lugar a un aumento sustancial de la potencia del motor. Para aclarar un poco más el fundamento de la sobrealimentación, se puede decir que a medida que se quiere obtener más potencia en el motor se necesita quemar más combustible, pero esto sólo se puede conseguir introduciendo también más aire en el motor, ya que el dosado, es decir la relación masa de combustible frente a masa aire, se mueve en un margen relativamente estrecho para que la combustión sea adecuada. Si se quiere introducir más aire en el motor, y en consecuencia quemar más combustible, se tienen básicamente tres posibilidades:

- 1) Utilizar un motor más grande con una cilindrada mayor.
- 2) Aumentar el régimen de giro máximo para una cilindrada dada, teniendo en cuenta que a medida que se aumenta el régimen, aumentan las pérdidas por fricción, estando por otra parte el régimen de giro limitado por las cargas mecánicas máximas admisibles.
- 3) Aumentar la densidad del aire de admisión, que es precisamente el fundamento de la sobrealimentación.

Problema 1.4.1

Un motor Diesel sobrealimentado de 4 tiempos y 6 cilindros en línea se utiliza en un vehículo de transporte por carretera. El motor está equipado con un refrigerador del aire de admisión, y para unas determinadas condiciones de funcionamiento se conocen los datos siguientes:

— Relación carrera/diámetro	1,2
— Velocidad lineal media del pistón	11,6 m/s
— Régimen de giro	2.200 min ⁻¹
— Rendimiento volumétrico referido a las condiciones de admisión al cilindro	0,8
— Presión de sobrealimentación	1,25 bar
— Temperatura del aire a la salida del intercambiador de calor	42 °C
— Condiciones ambientales	25 °C y 730 mmHg
— Consumo específico efectivo	220 g/kWh
— Dosado absoluto	1/14,5

Se pide:

1. Potencia efectiva.
2. Par motor efectivo.
3. Calcular la potencia efectiva del motor si se elimina el intercambiador de calor. Considérese, en ese caso, que la temperatura del aire en la entrada al motor se eleva 4 grados y que el rendimiento volumétrico, referido a la salida del compresor, se mantiene.

Datos complementarios:

— Poder calorífico del gasóleo	43.000 kJ/kg
— Densidad del aire (0 °C y 760 mmHg)	1,293 kg/m ³

[1] La potencia efectiva puede obtenerse a partir de la siguiente expresión:

$$N_e = \frac{\dot{m}_f}{g_{ef}} = \frac{F \cdot \dot{m}_a}{g_{ef}} = \frac{F}{g_{ef}} \eta_v \cdot V_T \cdot \frac{n}{2} \cdot \rho_{ia} \quad [1]$$

Se debe calcular, en primer lugar, la cilindrada total del motor y la densidad del aire de admisión.

Teniendo en cuenta la expresión de la velocidad lineal media del pistón y la relación entre la carrera y el diámetro:

$$S = \frac{11,6 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right) \cdot 60 \left(\frac{\text{s}}{\text{min}} \right)}{2 \cdot 2.200 (\text{min}^{-1})} = 0,158 \text{ m} \quad D = \frac{S}{1,2} = 0,132 \text{ m}$$

Sustituyendo valores y operando, la cilindrada total del motor será:

$$V_T = 6 \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot S = 12,9731 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 = 12.973,1 \text{ cm}^3$$

Por tratarse de un motor sobrealimentado, el rendimiento volumétrico está referido a las condiciones en el colector de admisión, después del compresor y del intercambiador de refrigeración.

La densidad del aire en el colector de admisión, en función de la densidad en las condiciones de referencia, será:

$$\rho_{ia} = \rho_0 \cdot \frac{T_0}{T_i} \cdot \frac{p_i}{p_0} = 1,293 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \cdot \frac{273 \text{ (K)}}{760 \text{ (mmHg)}} \cdot \frac{1,25 \cdot 750 \text{ (mmHg)}}{(42 + 273) \text{ (K)}} = 1,382 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Sustituyendo en (1):

$$N_e = \frac{3.600 \left(\frac{\text{s}}{\text{h}} \right)}{220 \cdot 10^{-3} \left(\frac{\text{kg}}{\text{kWh}} \right)} \cdot \frac{1}{14,5} \cdot 0,8 \cdot 12.973,1 \cdot 10^{-6} \text{ (m}^3\text{)} \cdot \frac{2.200 \left(\frac{1}{\text{s}} \right)}{2 \cdot 60 \left(\frac{1}{\text{s}} \right)} \cdot 1,382 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)$$

Operando, la potencia efectiva resulta ser:

$$N_e = 296,7 \text{ kW}$$

[2] El par motor efectivo será:

$$M_e = \frac{N_e}{\omega} = \frac{296,7 \cdot 10^3 \left(\frac{\text{Nm}}{\text{s}} \right)}{\frac{2\pi \cdot 2.200 \left(\frac{1}{\text{s}} \right)}{60}} = 1.287,8 \text{ Nm}$$

La presión media efectiva valdrá:

$$p_{me} = \frac{296,7 \cdot 10^3 \left(\frac{\text{Nm}}{\text{s}} \right)}{12.973,1 \cdot 10^{-6} \text{ (m}^3\text{)} \cdot \frac{2.200 \left(\frac{1}{\text{s}} \right)}{120}} = 12,47 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 12,47 \text{ bar}$$

[3] Si se elimina el intercambiador de calor que refrigera el aire de admisión al motor, la temperatura del aire en la admisión se eleva a $t_i = 46^\circ\text{C}$, según

los datos del enunciado. Se supone que no hay pérdida de carga en el intercambiador, de forma que la presión permanecerá constante en el mismo. La densidad del aire en estas nuevas condiciones resulta ser: $\rho'_{a} = 1,365 \text{ kg/m}^3$.

Considerando que se mantiene el rendimiento volumétrico y el consumo específico de combustible, la potencia efectiva en este caso será:

$$N'_e = N_e \cdot \frac{\rho'_a}{\rho_a} = 293 \text{ kW}$$

La potencia ha disminuido como consecuencia de la reducción experimentada por la densidad del aire admitido al motor.

Problema 1.4.2

Un motor de encendido provocado se ha sobrealimentado mediante un compresor accionado, por una turbina de escape. Cuando el motor gira a 5.500 min^{-1} el compresor proporciona el caudal de aire necesario con una relación de compresión de 1,55, siendo el rendimiento interno de dicho compresor 0,8. Del motor se conocen además las siguientes características:

- Diámetro..... 80 mm
- Carrera del pistón..... 79,5 mm
- Cuatro cilindros en línea y cuatro tiempos.

En condiciones de máxima potencia:

- Potencia..... 97,9 kW
- Régimen de giro..... 5.500 min^{-1}
- Rendimiento volumétrico..... 0,9
- Dosado relativo..... 1,1

Comparar la potencia de este motor con la que desarrollaría un motor similar en versión de aspiración natural, al régimen de 5.500 min^{-1} . Suponer que en este segundo caso se mantienen los valores del consumo específico de combustible y del dosado, siendo el rendimiento volumétrico un 8% inferior al de la versión turbosobrealimentada.

Datos complementarios:

- Condiciones ambientales..... 20°C y 0,98 bar
- Dosado estequiométrico..... 1/14,9
- Densidad del aire (0°C y 760 mmHg)..... $1,293 \text{ kg/m}^3$
- Considerar que el aire se comporta como un gas perfecto con calores específicos constantes, siendo $\gamma = 1,4$.

La potencia efectiva puede expresarse como:

En el caso de la versión turbosobrealimentada el rendimiento volumétrico esta referido a las condiciones después del compresor. Es necesario por tanto, en primer lugar, obtener dichas condiciones:

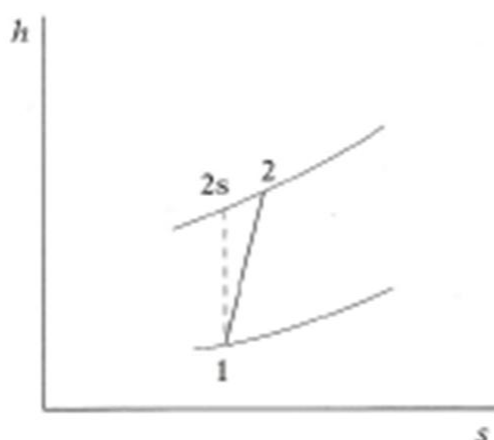


FIGURA I.5.

$$\left(\frac{p_{2s}}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = r^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{T_{2s}}{T_1}$$

$$T_{2s} = 293 \cdot (1,55)^{0,286} = 332,12 \text{ K} = 59,12 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1}$$

La temperatura a la que sale el aire del turbocompresor será:

$$T_2 = \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_c} + T_1 = 341,9 \text{ K} = 68,9 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

La presión en el colector de admisión valdrá:

$$\frac{p_2}{p_1} \rightarrow p_2 = 1,55 \cdot 0,98 \text{ (bar)} = 1,519 \text{ bar}$$

La densidad del aire en el colector de admisión será por tanto:

$$\rho_{in} = \rho_0 \cdot \frac{T_0}{T_2} \cdot \frac{p_2}{p_0} = 1,293 \cdot \frac{273 \text{ (K)}}{341,9 \text{ (K)}} \cdot \frac{1,519 \text{ (bar)}}{1 \text{ (bar)}} \cdot 750 \left(\frac{\text{mmHg}}{\text{bar}}\right) = 1,548 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Por otra parte la cilindrada del motor vale:

$$V_T = 4 \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot S = \pi \cdot (0,08)^2 \cdot 0,0795 = 1,598 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

y el dosado absoluto:

$$F = F_R \cdot F_e = 1,1 \cdot \frac{1}{14,9} = 0,074$$

Sustituyendo en la expresión (1) podremos calcular el consumo específico de la versión sobrealimentada:

$$g_{af} = \frac{0,074 \cdot 0,9 \cdot 1,598 \cdot 10^{-3} (\text{m}^3)}{97,9 (\text{kW})} \cdot \frac{5.500}{2,60} (\text{s}^{-1}) \cdot 1,548 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)$$

El consumo específico valdrá:

$$g_{af} = 277,67 \frac{\text{g}}{\text{kWh}}$$

De la versión de aspiración natural, por los datos del problema, se sabe que:

- La cilindrada total se mantiene.
- El dosado absoluto se mantiene.
- El consumo específico se mantiene
- El rendimiento volumétrico tiene un valor 8% inferior al de la versión turboalimentada, por tanto: $\eta'_v = \eta_v - 0,08 \cdot \eta_v = 0,83$.

En este caso, el rendimiento volumétrico está referido a las condiciones exteriores, siendo la densidad del aire en la admisión:

$$\rho_{ia} = 1,293 \cdot \frac{273}{760} \cdot \frac{0,98 \cdot 750}{293} = 1,165 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Sustituyendo en la ecuación [1], la potencia específica del motor en su versión de aspiración natural, para el régimen de 5.500 min^{-1} , tiene el siguiente valor:

$$N'_e = \frac{10^3 \cdot 3.600}{277,67 \left(\frac{\text{kg}}{\text{kW} \cdot \text{s}} \right)} \cdot 0,074 \cdot 0,83 \cdot 1,598 \cdot 10^{-3} (\text{m}^3) \cdot 1,165 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \cdot \frac{5.500}{120} \left(\frac{1}{\text{s}} \right)$$

$$N'_e = 67,94 \text{ kW}$$

Se comprueba, por tanto, que en estas condiciones la potencia del motor es un 44 % superior en el caso de la versión sobrealimentada, respecto de la versión de aspiración natural.

Problema I.4.3

Un motor diesel turbosobrealimentado con refrigeración del aire de admisión, que desarrolla una potencia máxima de 920 kW, se utiliza en un sistema diesel-eléctrico de tracción ferroviaria. Se conocen las siguientes características de dicho motor:

- Cuatro tiempos y ocho cilindros en V
- Diámetro del pistón 165 mm
- Carrera 185 mm
- Temperatura del aire a la entrada al cilindro 50 °C
- Poder calorífico del combustible 42.000 kJ/kg
- Densidad del aire (0 °C, 1 bar) 1,293 kg/m³

Al régimen de giro de máxima potencia se conocen los siguientes parámetros:

- Rendimiento volumétrico 0,83
- Dosado absoluto de máxima potencia 1/20
- Presión media efectiva 23 bar
- Consumo específico de combustible 200 g/kWh

Se pide:

1. Esquema de la instalación.
2. Régimen de giro de potencia máxima.
3. Presión de admisión del aire al cilindro.
4. Masa de aire admitida por embolada.

[1] El esquema de la instalación es el representado en la figura I.6.

[2] Se calculará el régimen de giro de potencia máxima a partir de la expresión de la presión media efectiva y para ello es necesario calcular previamente la cilindrada total del motor:

$$V_T = z \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S = 8 \cdot \frac{\pi \cdot (0,165)^2}{4} \cdot 0,185 = 0,031646 \text{ m}^3$$

Sustituyendo valores en la expresión de la presión media efectiva:

$$p_{me} = 23 \cdot 10^5 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right) = \frac{N_e}{V_T \cdot \frac{n}{2}} = \frac{920 \cdot 10^3 \text{ (W)}}{0,031646 \text{ (m}^3) \cdot \frac{n}{2}}$$

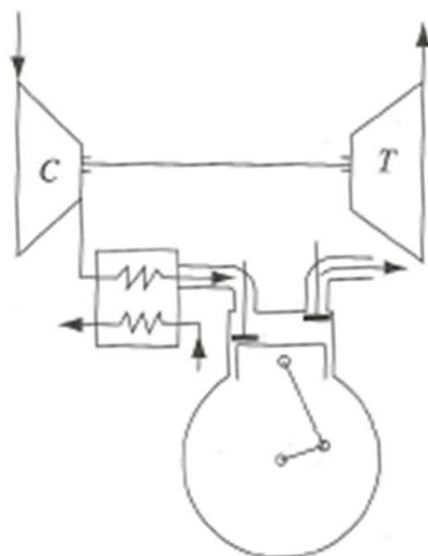


FIGURA I.6.

Despejando el régimen de giro:

$$n = 25,28 \text{ s}^{-1} = 1.516,8 \text{ min}^{-1}$$

[3] Teniendo en cuenta la expresión de la potencia efectiva:

$$N_e = \frac{1}{g_{ef}} \cdot F \cdot \eta_v \cdot V_T \cdot \frac{n}{2} \cdot \rho_{ia}$$

Sustituyendo valores:

$$920 \text{ (kW)} = \frac{3.600 \left(\frac{\text{s}}{\text{h}} \right)}{200 \cdot 10^{-3} \left(\frac{\text{kg}}{\text{kWh}} \right)} \cdot \frac{1}{20} \cdot 0,83 \cdot 0,031646 \text{ (m}^3\text{)} \cdot \frac{25,28}{2} \text{ (s}^{-1}\text{)} \cdot \rho_{ia} \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)$$

Despejando el valor de la densidad del aire:

$$\rho_{ia} = 3,078 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

En el caso de un motor sobrealimentado, la densidad del aire se refiere a las condiciones aguas abajo del compresor y del intercambiador de calor que

permite refrigerar el aire de admisión, de forma que la presión de sobrealimentación será:

$$\rho_{ia} = \rho_0 \cdot \frac{T_0}{T_a} \cdot \frac{p_a}{p_0} = 1,293 \cdot \frac{273}{(50+273)} \cdot p_a = 3,078 \rightarrow p_a = 2,82 \text{ bar}$$

[4] La masa admitida por embolada se obtendrá de la expresión del rendimiento volumétrico:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_a}{V_T \cdot \frac{n}{2} \cdot \rho_{ia}} = \frac{\dot{m}_a}{V_T \cdot p_{ia}} \rightarrow \dot{m}_a = 0,83 \cdot 0,031646 \cdot 3,078 = 0,081 \text{ kg}$$

Problema 1.4.4

Un motor diesel utilizado en maquinaria agrícola, se construye en dos versiones: aspiración natural y turbosobrealimentado. Las características básicas del motor son:

— Diámetro	79,5 mm
— Carrera	95,9 mm
— Cilindrada total	1,9 litros
— Relación de compresión	23:1

	A. natural	Sobrealim.
Potencia máxima (kW) a 4.000 min ⁻¹	43	56
Par máximo (Nm) a 2.200 min ⁻¹	121	154
Consumo específico de combustible para régimen de par máximo	250 g/kWh	245 g/kWh
Peso (kg)	130	135
Presión media efectiva (bar)	8,4	10,8

1. Si se supone que el rendimiento volumétrico del motor de aspiración natural es 0,88 y el rendimiento volumétrico del motor sobrealimentado aumenta en un 10 % y haciendo la hipótesis de que el dosado de máximo par se mantiene, calcular cuanto ha aumentado la presión del aire mediante el compresor de aire de admisión.
2. Analizar como ha variado el rendimiento efectivo al sobrealimentar el motor por turbina de escape.
3. Suponiendo que el rendimiento indicado se mantiene y es igual a 0,35, analizar como se verá afectado el rendimiento mecánico, así como la potencia empleada en pérdidas mecánicas.

permite refrigerar el aire de admisión, de forma que la presión de sobrealimentación será:

$$\rho_{ia} = \rho_0 \cdot \frac{T_0}{p_0} \cdot \frac{p_a}{T_a} = 1,293 \cdot \frac{273 \cdot p_a}{(50 + 273)} = 3,078 \rightarrow p_a = 2,82 \text{ bar}$$

[4] La masa admitida por embolada se obtendrá de la expresión del rendimiento volumétrico:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_g}{V_T \cdot \frac{n}{2} \cdot \rho_{ia}} = \frac{m_g}{V_T \cdot \rho_{ia}} \rightarrow m_g = 0,83 \cdot 0,031646 \cdot 3,078 = 0,081 \text{ kg}$$

PROBLEMAS PROPUESTOS

1

Del ensayo de un motor de encendido provocado, de cuatro tiempos y cuyos datos figuran a continuación:

· Diámetro del pistón	87 mm
· Carrera del pistón	83 mm
· Número de cilindros	6

se han obtenido los siguientes resultados:

· Velocidad media del pistón	12 m/s
· Presión media efectiva	1 MPa
· Consumo específico de combustible	290 g/kWh
· Poder calorífico del combustible	43 MJ/kg

Se pide:

1. Potencia efectiva.
2. Par motor efectivo
3. Rendimiento efectivo.

2

Un MEP de cuatro tiempos de automoción se ha ensayado en un banco de pruebas obteniéndose los siguientes datos:

· Par efectivo	$M_e = 7.2 \text{ daNm}$
· Tiempo de consumo de 100 g de gasolina	$t_c = 35 \text{ s}$
· Número de revoluciones durante la prueba de consumo	$\alpha = 2567 \text{ r}$

Determine:

1. Potencia efectiva.
2. Consumo específico de combustible.

3

Del ensayo de un MEP en banco de pruebas se conocen los datos siguientes:

- Condiciones ambientales 25°C y 100 kPa
- Par efectivo 8.49 daNm
- Cilindrada 1600 cm³
- Dosado 1/14.9

Determine:

1. Presión media efectiva.
2. Rendimiento termodinámico del ciclo de aire equivalente con aportación de calor a volumen constante.

3. *Rendimiento efectivo*

Datos complementarios:

- Poder calorífico del combustible 42 MJ/kg
- Constante del aire 287 J/kgK
- Relación de compresión 9:1
- Coeficiente adiabático del aire 1.4

rendimiento volumétrico $\eta_v = 0,85$

4

Un MEP de cuatro tiempos de 1600 cm³ de cilindrada se ensaya en un banco de pruebas, a una presión de 95 kPa y una temperatura de 30°C, obteniéndose los datos siguientes:

- Par motor efectivo 84.9 Nm
- Régimen de giro 4500 min⁻¹
- Caudal de aire de admisión 2.2 m³/min

Determine:

1. Potencia efectiva.
2. Presión media efectiva.
3. Razone si el ensayo se ha hecho a plena carga o carga parcial.
4. En el supuesto de que el ensayo se haya efectuado en Madrid, razonar si el mismo motor ensayado en Alicante en las mismas condiciones operativas y con la misma temperatura ambiental, daría más o menos potencia.

5

Un MEP de cuatro tiempos con una cilindrada de 1200 cm^3 se ha ensayado en un banco de pruebas y se han obtenido los siguientes resultados:

- Condiciones ambiente $p_o = 710 \text{ mmHg}$
..... $t_o = 28^\circ\text{C}$
- Par efectivo $M_e = 7.71 \text{ daNm}$
- Tiempo de consumo de 150 cm^3 de gasolina $t_c = 29 \text{ s}$
- Régimen de giro $n = 5500 \text{ min}^{-1}$
- Caudal de aire en admisión $V_a = 2.71 \text{ m}^3/\text{min}$

Determine:

1. Potencia efectiva.
2. Consumo específico.
3. Presión media efectiva.
4. Rendimiento volumétrico.
5. ~~Potencia corregida según norma ISO 1585.~~

Datos complementarios:

- Poder calorífico del combustible $H_c = 43.2 \text{ MJ/kg}$
- Densidad de la gasolina $\rho_c = 0.73 \text{ g/cm}^3$
- Humedad ambiente 50%

8

Del ensayo en banco de pruebas de un motor diesel de cuatro tiempos sobrealimentado utilizado para servicio marino y cuyas características son:

- Número de cilindros $z = 6$
- Diámetro $D = 137 \text{ mm}$
- Carrera $S = 165 \text{ mm}$

se han obtenido los siguientes resultados:

- Régimen de giro $n = 1700 \text{ min}^{-1}$
- Par efectivo $M_e = 83.8 \text{ daNm}$
- Tiempo en consumir 1 dm^3 de combustible $t_c = 92 \text{ s}$
- Presión manométrica de admisión $p_c = 476 \text{ mmHg}$
- Presión diferencial en la tobera $\Delta p_{\text{tob}} = 21.1 \text{ cmH}_2\text{O}$
- Temperatura de admisión $t_c = 71^\circ\text{C}$
- Diámetro de la tobera $D_{\text{tob}} = 75 \text{ mm}$

Determine:

1. Potencia que desarrolla el motor.
2. Presión media efectiva.
3. Consumo específico efectivo de combustible.
4. Dosado relativo.
5. Rendimiento volumétrico.
6. Potencia corregida y presión media corregida.

Datos complementarios:

- Densidad del combustible $\rho_c = 0.83 \text{ g/cm}^3$
- Dosado estequiométrico $F_e = 0.0685$
- Presión ambiente 95 kPa
- Temperatura ambiente 18 °C
- Humedad relativa 50 %

TEMA VII

SISTEMAS DE FORMACIÓN DE LA MEZCLA EN MOTORES DE GASOLINA.

Una vez que se conocen los aspectos más importantes de la combustión y los requerimientos de la mezcla en los MEP, parece conveniente indicar el funcionamiento de los dispositivos encargados de llevarlo a cabo. Este tema muestra las diferentes soluciones adoptadas a lo largo de las últimas décadas y la situación actual de los sistemas de gestión del motor en los MEP. Sistemas que engloban, además del sistema de alimentación de combustible, el sistema de encendido de la mezcla y sistemas para la reducción de emisiones contaminantes. A lo largo del tema se describe el principio de funcionamiento de los diferentes componentes, a nivel individual, así como del sistema completo, a nivel global. Se muestran ilustraciones y gráficos que pretenden facilitar la comprensión del texto y mostrar la geometría real de dichos componentes.

1.-INTRODUCCIÓN.

2.- SISTEMAS DE FORMACIÓN DE LA MEZCLA EN MOTORES DE GASOLINA.

- 2.1.- El carburador.
- 2.2.- Los sistemas de inyección continua.
- 2.3.- Los sistemas de inyección discontinua.

3.- LOS SISTEMAS DE INYECCIÓN DISCONTINUA.

- 3.1.- Clasificación atendiendo al modo de calcular la masa de aire admitido.
- 3.2.- Clasificación atendiendo a la secuencia de inyección.
- 3.3.- Clasificación atendiendo al número de cilindros alimentados por cada inyector.

4.- COMPONENTES DE LOS SISTEMAS DE INYECCIÓN DISCONTINUA.

- 4.1.- Componentes del circuito de admisión de aire.
- 4.2.- Componentes del circuito de alimentación de combustible.
- 4.3.- Captadores, sensores y medidores.

5.- SISTEMAS COMPLEMENTARIOS AL DE INYECCIÓN.

- 5.1.- El sistema de encendido
- 5.2.- Sistemas de reducción de emisiones contaminantes.
 - 5.2.1.- Catálisis de los gases de escape.
 - 5.2.2.- Retroalimentación de gases de escape (EGR).
 - 5.2.3.- Purga de vapores del depósito de combustible.

6.- GESTIÓN DE LA INFORMACIÓN. LA UNIDAD ELECTRÓNICA DE CONTROL

1- Introducción.

Tal y como se ha visto en capítulos anteriores, los motores de encendido provocado necesitan una mezcla homogénea para que la combustión pueda llevarse a cabo de forma adecuada. Los equipos; 3 preparación de la mezcla tienen como finalidad conseguir una ***dosificación*** adecuada de combustible y conseguir que la ***homogeneización*** con el aire sea suficientemente buena como para permitir una buena propagación de la llama y una combustión limpia y efectiva.

La evolución de la tecnología ha condicionado a estos sistemas a lo largo de su historia. El **gol** desarrollo que ha tenido la ***electrónica*** recientemente ha modificado sustancialmente su configuración:: con respecto a unos pocos años atrás.

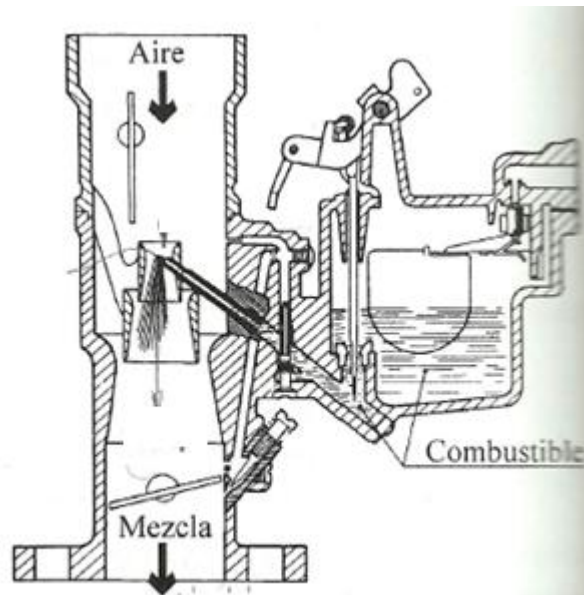
El interés de utilizar las tecnologías más modernas en el diseño de estos sistemas reside en que *las prestaciones del motor*, el *consumo específico* y, por supuesto, sus *emisiones contaminantes* dependen en gran medida del sistema de preparación de la mezcla de aire y combustible. Las periódicas *crisis del petróleo* y la ***normativa de emisiones*** contaminantes, cada vez más dura, han provocado un desarrollo vertiginoso de los sistemas de formación de la mezcla en estos últimos años.

2.- Sistemas deformación de la mezcla en motores de gasolina.

En este apartado se presenta una perspectiva global de la evolución de los sistemas de formado-la mezcla a lo largo de las últimas décadas. A lo largo de este periodo, nacen y mueren determina;; sistemas de formación de la mezcla que serán comentados a continuación.

2.1.- El carburador.

El carburador es un dispositivo de formación de la mezcla basado en el efecto Venturi. Al flujo de aire que se dirige al hacia el motor se le hace pasar por un conducto convergente divergente. En la garganta de dicho conducto aparecerá una depresión dependiente del caudal de aire entrante. Esta depresión provocará una entrada proporcional de combustible y, en consecuencia, la preparación de la mezcla. La gran diversidad de condiciones operativas bajo las que puede funcionar un motor alternativo hacen necesarios multitud de sistemas auxiliares que permitan adaptar el comportamiento del carburador al del motor (periodos de funcionamiento en frío, transitorios en carea y velocidad, funcionamiento a ralentí, etc). De hecho, la complejidad de los carburadores desde un punto de vista hidráulico y mecánico es importar;; Además, al ser las necesidades del motor muy diferentes para condiciones de funcionamiento similares el carburador no es capaz de responder de forma adecuada a los requerimientos del motor.



Ilustr. 2.1.- Sección esquemática de un carburador

La tipología de los carburadores es muy amplia: de venturi fijo y de venturi variable, completamente mecánicos y con asistencia electrónica, de uno o varios cuerpos, etc. Toda esta variedad de modelos ha intentado adaptarse a las necesidades de los diferentes motores. No obstante, la aparición de los equipos de inyección, mucho más versátiles, les condujo a su desaparición por _no ser capaces de superar la normativa de emisiones contaminantes^ cada vez más restrictiva. Actualmente, su uso queda restringido a pequeños motores que, por el momento, no están regulados por una normativa severa: ciclomotores, motosierras, motobombas, etc.

2.1.1.- Carburación en los motores de aviación

Carburación es el proceso en el que por medio de un dispositivo mezclador llamado carburador, se realiza la mezcla de aire y vapor que, será quemada en la cámara de combustión de los cilindros de un motor de explosión.

Existen dos tipos de carburador, pero en aviación ligera únicamente se utiliza el carburador de tipo "flotador".

Principios del carburador en los motores de la aviación ligera.

El carburador tiene los siguientes elementos:

- Circuito principal. Alimenta al motor con la mezcla de aire y gasolina.
- Mantiene de forma correcta la mezcla.
- Tiene un circuito secundario o de ralentí.
- Tiene un sistema de enriquecimiento de la mezcla.

Control manual de la mezcla.

El control de la mezcla es el procedimiento que aplica el piloto, en función de la altura a la que opere, para mantener la mezcla dentro de los límites razonables de operación.

El mando de control de la mezcla, se encuentra en la cabina de mando. Es una Palanca de control de color roja situado en el pedestal de mando.

Bomba de aceleración

La bomba de aceleración es un pequeño émbolo que, cuando se retrasa la palanca de gases, admite en depósito una pequeña carga de combustible. Cuando la palanca de gases se adelanta, el émbolo inyecta a presión esa cantidad de combustible en depósito, hacia el surtidor de salida.

Mantenimiento correcto de la mezcla.

Si el ajuste de la mezcla es defectuoso, se corre el riesgo de sufrir un funcionamiento defectuoso del motor.

Siempre que es necesario disponer de la potencia máxima del motor, esta se produce a niveles de mezcla rica, sobre el 20%. En estos casos, la bomba de aceleración del motor, está produciendo además la ayuda necesaria para evitar el calentamiento y la detonación en el motor.

Evitar la detonación.

Para evitar la detonación el factor más importante es impedir que la mezcla alcance en el cilindro temperaturas muy elevadas, esto es posible por el control de la presión de admisión, la temperatura de la culata, o controlando el enriquecimiento de la mezcla.

Válvula de ralentí.

La válvula de ralentí tiene como misión fundamental, el proporcionar al motor una cantidad adicional de gasolina para que cuando funcione con los gases cortados, no se apague el motor y siga funcionando,

La mezcla de aire y combustible resultante se vierte directamente. por debajo de la mariposa. En el colector de admisión de aire a los cilindros.

Posiciones de la palanca de control de la mezcla. (color rojo)

Esta palanca tiene tres posiciones definidas:

- IDLE. Posición de mezcla pobre.
- FULL RICH, Posición de mezcla rica. Siempre por debajo de 4.500 pies.
- IDLE CUT OFF. Posición de corte de mezcla, Se utiliza para parar el motor.

Entre las dos primeras posiciones, existe una gran variedad de posiciones que se pueden utilizar según las operaciones que se estén realizando.

Sistema de inducción de aire. (ventilación del motor).

El sistema de inducción o de alimentación de aire al motor, tiene como función proporcionar y dirigir la entrada de aire al motor para que el motor desarrolle de forma correcta su proceso de combustión.

El aire se introduce en el motor de forma frontal, a través de un conducto especial, pero antes pasa por un filtro que lo limpia de impurezas y donde es dirigido hacia el colector de admisión del carburador.

Sistema de inducción alternativa.

En caso de que quede inoperativa la entrada de aire por el sistema principal de inducción de aire, es necesario tener disponible un sistema de inducción alternativo.

Este aire es sin filtrar, y procede de lugares cercanos al colector de escape.

Este sistema de inducción alternativo, es utilizado en los motores de inyección.

Hielo en el carburador, uso del aire caliente. Calefacción.

(Sistema de inducción de aire en motores que no son de inyección)

Uno de los problemas que puede ocasionar fallos de motor, es la formación de hielo en el carburador.

Cuando la temperatura del aire está entre -7°C y $+21^{\circ}\text{C}$ y las condiciones de humedad del aire son visibles o altos, existe la posibilidad de formación de hielo en el carburador. Para que exista hielo debe haber humedad en el aire.

La formación de hielo en el carburador se inicia con la evaporación del combustible.

Habitualmente se forma hielo por encima de la válvula de mariposa y en algún lugar cercano al flotador del carburador, además del **Venturi**.

La formación de hielo en la válvula de mariposa suele deberse a tener los gases cortados o casi cortados en situaciones de descensos o planeos prolongados, donde el motor funciona prácticamente a regímenes de ralentí.

Si el avión es de paso fijo de hélice, se suele notar una pérdida de RPM, justo anteriormente al fallo del motor.

- Indicaciones de hielo en el carburador
- Pérdida de RPM.
- Pérdida de presión de admisión.
- Aire caliente.

Para luchar contra esta formación de hielo suele usarse el aire caliente o calefacción del carburador.

Por debajo de 2000 RPM hay que activar la calefacción

Hay que tener en cuenta que este aire caliente es sin filtrar.

- En caso de detectar hielo, la utilización del aire caliente al carburador debe ser total, manteniendo la posición de FULL ON, que debe ser mantenida hasta la desaparición del hielo.

- Notaremos la desaparición del hielo por el aumento de las RPM.

- Sabremos si se puede formar hielo por la presencia de humedad en el aire. Sin humedad no se forma hielo.

- Al aumentar la temperatura del aire, la mezcla se produce con menor cantidad de aire, por lo que existe un enriquecimiento de la misma de forma automática. Debemos realizar un empobrecimiento de la mezcla y ajustarla.

Con altos regímenes de potencia, en los despegues, no es necesario utilizar la calefacción. ya que la mariposa está totalmente abierta.

2.1.1.1- Englamiento del carburador

Hay que distinguir entre dos clases de englamiento en el carburador:

1. Englamiento debido a agua en el combustible:

El agua en el combustible se acumula en las partes inferiores del sistema de combustible y lleva a congelar las líneas de combustible y filtros.

2. Englamiento debido a alta humedad en el aire:

El englamiento en los carburadores debido a la humedad del agua puede ocurrir en las salidas de combustibles y sobre los pistones del carburador y puede motivar una pérdida de prestaciones debida a cambios en la mezcla.

Localización del hielo:

a) Hielo por impacto: se forma en la boca de la toma de aire del motor, impidiendo que el aire llegue al sistema de carburación y afectando gravemente al sistema de mezcla. Puede ser importante en el intervalo 0°C y -10°C .

b) Hielo en el carburador: la formación de hielo en el carburador se inicia con la evaporación del combustible. Este proceso, al absorber calor, se lo resta a la corriente de aire de impacto produciendo, rápidamente, un considerable descenso de su temperatura, hasta tal punto que puede haber englamiento fuerte cuando la temperatura exterior es de $+25^{\circ}\text{C}$ y está despejado.

Este descenso de temperatura, hace que ante la presencia de *humedad* (esta es la clave), esta se convierta en hielo o escarcha en el carburador.

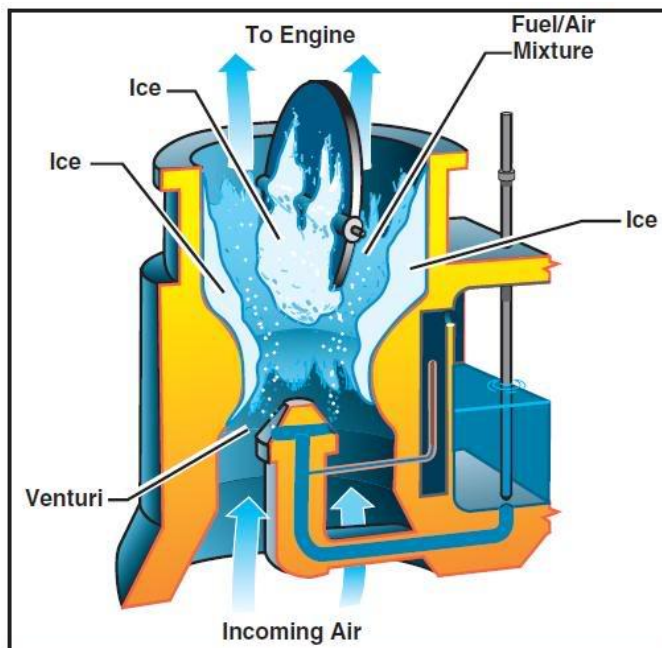
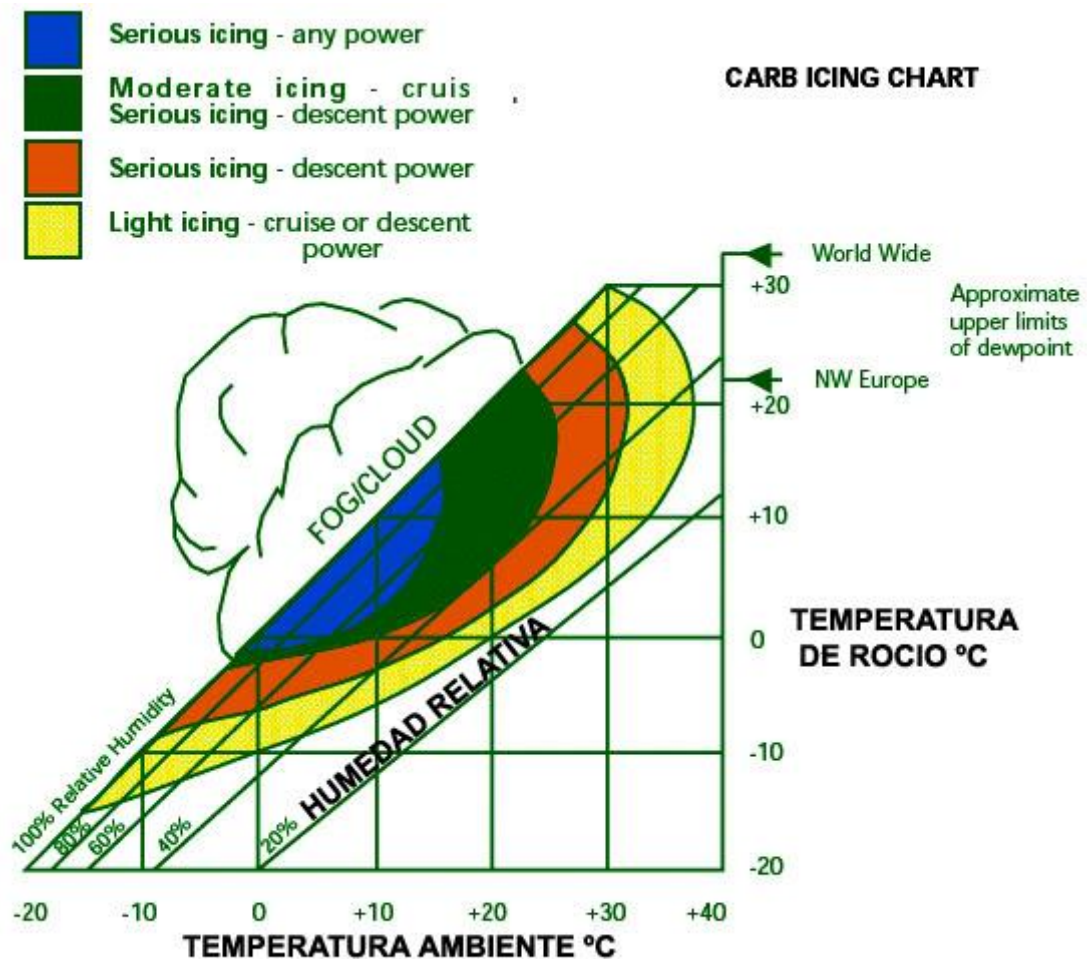


Figure 5-8. The formation of carburetor ice may reduce or block fuel/air flow to the engine.

Las dos condiciones más importantes a tener presentes en cuanto a la posible formación de hielo en el carburador son: la temperatura del aire y su humedad relativa.



El primer indicio de la formación de hielo en el carburador es un funcionamiento irregular del motor y una pérdida de potencia. En aviones propulsados por hélices de paso fijo, esto último se traduce en una caída de las r.p.m. en el tacómetro, mientras que con hélices de paso variable (de velocidad constante) se traduce en una caída de la presión del colector de admisión, porque debido a su naturaleza las r.p.m. se mantendrán constantes.

La única solución posible es el pre-calentamiento del aire de admisión.

Remedios:

- Combustible sin nada de agua (drenar y usar gascolator)
- Inclinação de las líneas de combustibles.
- Prevenir condensación o humedad, por ejemplo impedir las diferencias de temperatura entre avión y combustible.

Atención: Los combustibles que contienen alcohol siempre incorporan una pequeña cantidad de agua en la mezcla. En caso de cambios de temperatura o aumentos del la cantidad de alcohol, el agua o una mezcla de agua y alcohol y agua pueden causar problemas.

2.2.- Los sistemas de inyección continua.

Los equipos de inyección continua (*Ilustr. 2.2*), también denominados equipos de inyección "K", inyectan (1) en el colector de admisión un caudal continuo de combustible, dependiente de las condiciones de funcionamiento del motor. El principal condicionante del caudal de combustible es el flujo másico de aire. Un medidor denominado "*plato sonda*" (2) provoca el desplazamiento de una palanca según una ley previamente definida. El desplazamiento de dicha palanca actúa sobre un sistema hidráulico regulador de la mezcla (3) que controla de forma precisa el caudal de combustible introducido al motor. Existen algunos dispositivos auxiliares que permiten al sistema adaptarse al proceso de arranque y funcionamiento en frío del motor (4, 5, 6, 7).

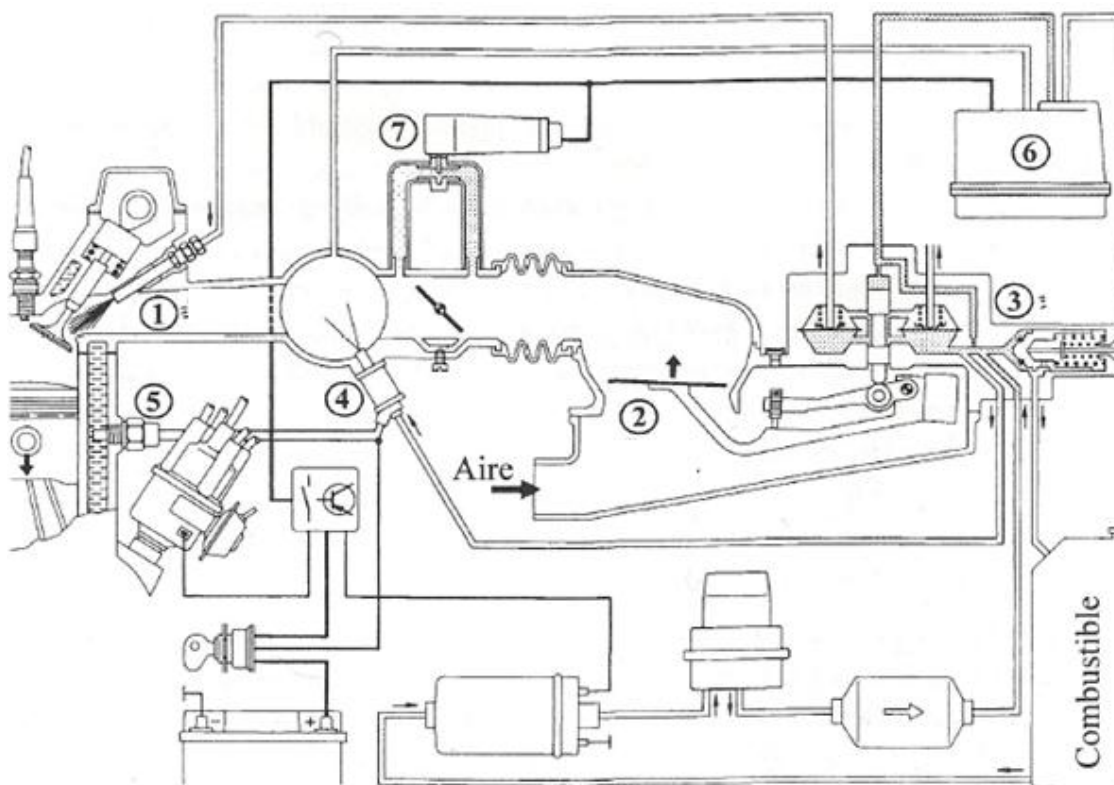


Ilustración 2.2.- Esquema de un equipo de inyección continua (K-Jetronic).

Este sistema de inyección de combustible es esencialmente mecánico, a pesar de que pueda llevar asistencia electrónica (*equipos de inyección "KE"*). Es por ello que también es conocido como sistema de "*inyección mecánica*". Su versatilidad y robustez inferior a los sistemas modernos de inyección discontinua y su elevado coste han provocado su paulatina desaparición.

2.2.1.- Sistemas de Inyección

En los sistemas de inyección, el combustible se inyecta directamente en los cilindros (inyección directa) o en una posición cercana a la válvula de entrada (inyección indirecta).

El sistema de inyección proporciona de forma continua la mezcla de aire y combustible al cilindro correspondiente.

Las ventajas del sistema de inyección son:

- Reducción de la evaporación del combustible, por lo que se reducen las posibilidades de formación de hielo.
- Respuesta más rápida de la palanca de gases
- Control de la mezcla más preciso.
- Mejor arranque en frío.
- Mayor fiabilidad de funcionamiento. (el combustible no lleva ni cuba ni flotador)

Los inconvenientes son:

- Peor arranque con el motor en caliente.
- Posibilidad de formación de bolsas de vapor en tierra con temperaturas elevadas. Efecto de la altitud en los motores de la aviación ligera, (importante)
La proporción aire / combustible, corresponde a la relación estequiométrica, es decir, a la relación en la que se quemaría toda la mezcla de aire y combustible.

Esta relación es de 15 unidades de aire por 1 de combustible.

Relación Estequiométrica: 15 aire / 1 gasolina

Este cálculo corresponde a unas condiciones de temperatura y humedad estándares, con una densidad de aire de 1.2 Kg/m³

Se puede decir que:

- Por debajo del valor ideal de la proporción, la mezcla será rica.
- Por encima del valor ideal de la proporción. la mezcla será pobre.

A mayor altura

- Disminuye la presión del aire.
- Disminuye la densidad del aire.
- Disminuye la temperatura.

La Densidad del aire es función de la presión y de la temperatura.

- En ascensos: La mezcla se empobrece. (por encima de 4500 pies, empobrecer)
- En descensos: La mezcla se enriquece. (por debajo de 4500 pies, mezcla rica)

QNH:

Se puede aplicar esta fórmula para calar bien el altímetro en Pulgadas:

1016 Milibares = 30.00 Pulgadas (" Hg)

1018 Milibares

$$2 \text{ Milibares} \times 3 = 6 + 30.00 = 30.06 \text{ Pulgadas}$$

2.3.- Los sistemas de inyección discontinua.

Los equipos de inyección discontinua son los que finalmente han conseguido llegar hasta nuestros días. Su gestión es electrónica y, con ellos, el combustible se inyecta de forma intermitente a lo largo del ciclo.

La cantidad de combustible inyectada se controla por una electroválvula que permanece abierto durante un tiempo dado. La duración del periodo de apertura de la electroválvula lo determina una unidad electrónica de control a partir de multitud de datos, indicativos del estado del motor y de unas condiciones de funcionamiento. Entre estos datos, el gasto másico de aire y la velocidad de giro de motor son los principales.

- Los sistemas de inyección, en general, y los de inyección discontinua, en particular, presentan, frente a los carburadores, una serie de ventajas:
- Mejor distribución del combustible por inyectarse independientemente para cada cilindro (*sólo para los sistemas multipunto*).
- Control del dosado más preciso.
- Mejores prestaciones (*rendimiento, potencia y emisiones*) como consecuencia de un mejor rendimiento volumétrico, una menor dispersión del dosado entre los cilindros y la posibilidad de utilizar una relación de compresión mayor.
- Menor necesidad de reajustes y calibración por tratarse de elementos menos sometidos al desgaste.
- La mayor presión de la línea de combustible, reduce de forma drástica los problemas que origina la evaporación del combustible (*percolación o vapor lock*) cuando se trabaja a temperaturas elevadas y/o con baja presión ambiente.

El elevado grado de sofisticación de estos sistemas ha conducido a que la gestión de todos los dispositivos relacionados directamente con el motor (inyección de combustible, encendido eléctrico, sistema de recirculación de gases de escape, etc) se integren dentro de la misma unidad electrónica de control. Una gestión integral permite un control más optimizado del motor.

3. Los sistemas de inyección discontinua.

Al igual que el resto de los sistemas de alimentación de combustible, los equipos de inyección discontinua deben satisfacer los requerimientos de mezcla del motor, esto es, suministrar en cada condición de funcionamiento el dosado que se haya definido como globalmente óptimo. Para ello se requiere:

- Controlar la carga del motor por medio de la válvula de mariposa.
- Dosificar la mezcla de acuerdo con las necesidades del motor. Ello implica medir el gasto másico de aire y dosificar de forma precisa el combustible.

Históricamente, la dificultad que suponía aportar el combustible a alta presión en la cámara de combustión condujo a su introducción a baja presión en el colector de admisión. El rango de caudales que un inyector debe manejar es considerablemente

amplio. Dicho rango puede conseguirse variando la presión de alimentación y manteniendo constante el área de paso, o a la inversa. Cualquiera de estos dos procedimientos supone una gran dificultad tecnológica cuando la inyección se hace de forma continua. Sin embargo, el problema se simplifica si se hace de forma discontinua, es decir, si la válvula o inyector permanece abierto durante un determinado periodo del ciclo. El único requisito especial que requiere este sistema es una precisa conmutación eléctrica del inyector. Como tendrá ocasión de comprobarse posteriormente, el control eléctrico del inyector permitirá una gestión modular más versátil del sistema completo.

Inicialmente se desarrolla esta filosofía con un control electrónico analógico. El nacimiento de la microelectrónica digital estableció las bases del estado del arte actual de la inyección de gasolina, fundada en su capacidad de procesar señales eléctricas con rapidez, precisión y fiabilidad. Las ventajas que esto conlleva han provocado el declive de los demás sistemas de alimentación de combustible:

- Su capacidad de cálculo en tiempos reducidos y la obtención de información de las condiciones instantáneas de funcionamiento del motor por medio de señales eléctricas, permite optimizar el dosado en todo su campo de actuación.
- Esta tecnología capacita al sistema para trabajar con catalizadores de tres vías (NO_x , CO y HC), que requieren un dosado muy próximo al estequiométrico. Para ello, se utiliza un sistema de control en bucle cerrado realimentado con la señal proporcionada por una sonda denominada "*sonda lambda*".
- La estructura modular permite operar en transitorios sin añadir dispositivos adicionales.
- La capacidad de memoria y la gestión de señales eléctricas le permiten pilotar otros sistemas del motor y, de esta forma, el sistema deriva hacia una filosofía de control integral del motor.

Los equipos más extendidos en la actualidad son los de "*inyección indirecta*", denominados así por aportar la gasolina en los conductos de admisión, fuera de la cámara de combustión. No obstante, todo apunta a que en los próximos años irán cediendo terreno rápidamente en favor de los de "*inyección directa*" que introducen el combustible en el interior de la cámara de combustión. Los motores de inyección directa pueden trabajar con dosados muy inferiores al estequiométrico. Ello les confiere ventajas importantes desde el punto de vista del consumo específico, aunque si se quiere aprovechar esta ventaja sin penalizar las emisiones contaminantes, no se pueden utilizar catalizadores convencionales de tres vías y debe recurrirse a sistemas de tratamiento de gases de escape especiales.

3.1.- Clasificación atendiendo al modo de calcular la masa de aire admitido.

Sin lugar a dudas, el dato más importante para la adecuada dosificación del combustible es la masa de aire admitido por el motor. Conocida ésta, se podrá calcular el tiempo de apertura de los inyectores de combustible para conseguir un dosado apropiado a las condiciones operativas del motor. Condiciones operativas que serán conocidas gracias a determinados sensores que, de forma permanente, transmiten información a la unidad electrónica de control sobre las condiciones ambientales y sobre las condiciones de funcionamiento del motor.

La importancia del dato "masa de aire admitido" hace que los sistemas de inyección de combustible puedan clasificarse atendiendo al procedimiento utilizado para realizar su medida:

Sistemas de inyección tipo Velocidad de giro - Gasto másico de aire: Es la forma más directa de medir la masa de aire admitida y es utilizado por la mayoría de motores modernos. La unidad electrónica de control determina la masa de aire admitida a partir de la señal de la velocidad de giro y del gasto másico de aire:

Sistemas de inyección tipo Velocidad de giro - Caudal de aire corregido: La unidad electrónica de control determina la masa de aire admitida a partir de la señal de la velocidad de giro y del caudal de aire corregido por la temperatura ambiente. El caudal de aire corregido por la temperatura ambiente permitirá determinar de forma aproximada el gasto másico de aire:

$$m_a = \frac{\dot{m}_a}{\frac{n}{2}}$$

Una versión más moderna de este sistema incluye un sensor de presión absoluta que permite corregir, además de por la temperatura, por la presión del aire aspirado. Este sistema, con ambas correcciones, permite determinar, sin necesidad de aproximaciones, el gasto másico de aire. Por ello, se podría decir que pertenece al primer grupo si bien mide de forma indirecta el gasto másico de aire:

$$\left. \begin{aligned} \dot{m}_a &= \dot{V}_a \frac{p_o}{R T_o} \approx \dot{V}_a \frac{Cte}{T_o} \\ m_a &= \frac{\dot{m}_a}{\frac{n}{2}} \end{aligned} \right\} \Rightarrow \dot{m}_a \approx \dot{V}_a \frac{Cte}{T_o} \frac{2}{n}$$

Sistemas de inyección tipo Velocidad de giro - Densidad de aire en el colector: En este caso la determinación de la masa de aire admitida al motor se realiza a partir de la velocidad de giro y de la densidad del aire admitido al motor, aguas abajo de la mariposa. La densidad se obtiene a partir de dos sensores: uno de presión absoluta y otro de temperatura, ambos situados en el colector de admisión. Para conocer el gasto másico de aire una vez conocida la densidad y el régimen de giro es preciso disponer del rendimiento volumétrico referido al punto donde se toma la presión y la temperatura. Este parámetro deberá estar introducido en alguno de los mapas de información de la unidad electrónica de control.

$$m_a = \eta_v(n) V_T \frac{p_i}{R \times T_i}$$

Sistemas de inyección tipo Velocidad de giro - Grado de admisión: La configuración y funcionamiento de este sistema es muy parecida a la anterior pero, en lugar del sensor de presión absoluta en el colector de admisión, dispone de un

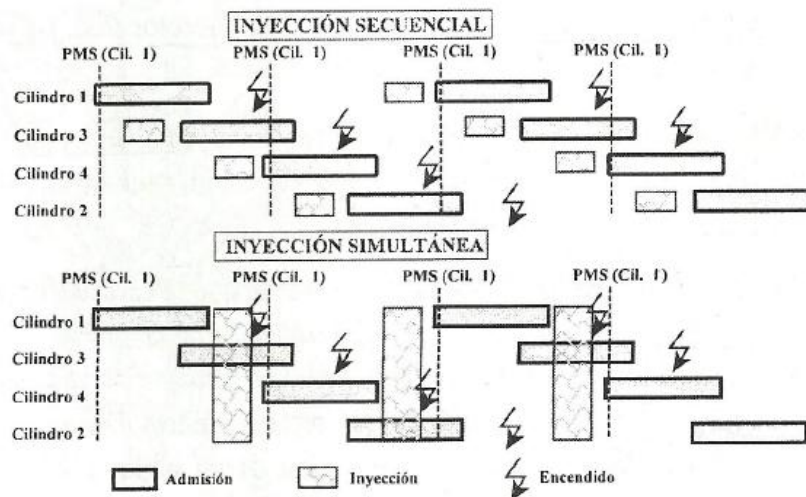
potenciómetro que indica el grado de apertura de la mariposa. Aunque de forma menos precisa, puede calcularse el gasto másico de aire a partir de las señales: velocidad de giro y grado de admisión corregido por temperatura del aire aspirado. Este sistema de inyección es una solución de bajo coste para motores que necesariamente deben funcionar con catalizador de tres vías. El dosado a carga parcial con este sistema de inyección es siempre el estequiométrico y utiliza como información básica la señal de la sonda lambda. En resumen, sólo a plena carga o cuando la sonda lambda no se encuentre operativa se utilizarán la señal velocidad de giro y la señal grado de admisión para el cálculo del tiempo de inyección. En dicha situación, la unidad electrónica de control debe disponer de un mapa que permita estimar el caudal de aire admitido a partir de dichas variables. El caudal de aire admitido será corregido por la temperatura ambiente para obtener el gasto másico de aire y la masa de aire admitida.

$$\eta_v = f(\alpha, n) \Rightarrow m_a = \eta_v(\alpha, n) \times V_D \times \frac{P_i}{RT_i} \approx \eta_v(\alpha, n) \times V_D \times \frac{Cte}{T_i}$$

De los cuatro sistemas mencionados, los dos primeros son, sin lugar a dudas, los que mayor grado de aceptación e implantación ha tenido. No obstante, los motores modernos emplean de forma casi exclusiva el primero de ellos por ser el que utiliza la forma más directa y, por lo tanto, más precisa de medir el gasto másico de aire.

3.2.- Clasificación atendiendo a la secuencia de inyección.

Como ya se ha comentado anteriormente, los equipos de inyección discontinua inyectan el combustible de forma intermitente a lo largo de un ciclo de inyección. Dependiendo del momento del ciclo en el que se produzca la inyección de combustible, los sistemas se pueden clasificar en:



Ilustr. 3.1.- Clasificación de los sistemas según su secuencia de inyección.

Sistemas de inyección secuencial: En este sistema, cada inyector del motor está controlado de forma independiente del resto. El momento preciso en el que se produce la inyección del combustible, en relación al proceso de admisión, influye en las prestaciones y en las emisiones del motor. Por ello, no conviene que el aporte de

combustible se produzca mientras la correspondiente válvula de admisión se encuentre cerrada o, en el peor de los casos, al inicio de su apertura. La posibilidad de optimizar el punto J de inyección de forma independiente para cada cilindro que tienen los sistemas de inyección secuencial les dota de ciertas ventajas. No obstante, desde el punto de vista económico, supone un encarecimiento y es importante de la unidad electrónica de control por cuanto que se multiplica el número de etapas de salida.

Sistemas de inyección simultánea: Para reducir el coste y la complejidad electrónica del sistema, se operan frecuentemente grupos de inyectores simultáneamente. Como caso particular se encuentra aquél en el que todos los inyectores actúan simultáneamente. Este caso es el más extendido y requiere, para conseguir una uniformidad adecuada en la mezcla, que el combustible se inyecte dos veces por ciclo de forma que cada inyección contribuya en un 50% a la cantidad total requerida por cilindro y ciclo.

3.3.- Clasificación atendiendo al número de cilindros alimentados por cada inyector.

Al final de la década de los ochenta las emisiones contaminantes de los vehículos automóviles y, por ello, de sus motores de gasolina tuvieron que ajustarse rápidamente a una normativa mucho más estricta que la vigente hasta entonces. La adaptación de los motores correspondientes a vehículos pequeños y medios, en los que el coste económico es un factor decisivo de competitividad, se abordó con el empleo de tratamiento de los gases de escape y con el empleo de diferentes sistemas de alimentación de combustible:

Carburador con asistencia electrónica: Es la solución más económica pero también la que dispone de menos margen de maniobra en cuanto a emisiones contaminantes.

Equipos de inyección discontinua de bajo coste: Solución es algo más cara pero que dispone de mayor margen de maniobra.

Equipos de inyección de altas prestaciones: Solución adoptada para aquellos modelos de gama algo superior en los que el coste del equipo de inyección tiene menos repercusión sobre el coste total.

Uno de los factores que afecta de forma más importante al coste de adaptación de un vehículo es precisamente el número de cilindros alimentados por cada inyector. Así, atendiendo a este aspecto los sistemas de inyección discontinua pueden clasificarse en:

Sistemas de inyección multipunto: Sistemas que disponen de un inyector para cada cilindro del motor. Dicho inyector se encuentra situado en el colector de admisión, aguas abajo de la mariposa, y dirige su flujo hacia la válvula de admisión correspondiente.

Sistemas de inyección monopunto: Sistema de inyección que se caracteriza por alimentar con un solo inyector a un grupo de cilindros. El aporte de combustible, al igual que en los carburadores, se efectúa aguas arriba de la mariposa. La inyección es secuencial en la mayor parte de sus condiciones operativas para mejorar el reparto de combustible entre los diferentes cilindros. Desde el punto de vista económico, esta solución permite reducir el coste de adaptación de un motor alimentado por carburador por diferentes motivos:

- No es necesario modificar el sistema de colectores. El inyector se coloca en la posición donde se ubicaba el carburador y, por ello, el hueco dejado por el segundo se ocupa por el primero sin apenas modificaciones periféricas.
- El sistema en sí mismo es más económico que el sistema de inyección multipunto pues el control se realiza sobre un sólo inyector y porque, además, tanto la parte electrónica como los sistemas de medida suelen estar simplificados al máximo.
- Si bien, desde el punto de vista económico, este último sistema resulta más interesante, adolece de ciertos inconveniente frente al sistema de inyección multipunto:
- Rendimiento volumétrico más reducido por precisar de calentamiento en el colector de admisión.
- Mayor dispersión del dosado entre los diferentes cilindros por estar delegada la responsabilidad del reparto de combustible, en parte, en el colector de admisión.
- Mayor tiempo de respuesta del motor por la mayor separación entre el cilindro y el punto de aporte de combustible.
- Menor precisión en la dosificación de combustible en transitorios: arranque, funcionamiento en frío, aceleración y deceleración

4.- Componentes de los sistemas de inyección discontinua.

Los equipos de inyección discontinua dispondrán de una serie de subsistemas claramente diferenciados. Dichos subsistemas estarán gestionados de una forma global para conseguir una optimización del funcionamiento del motor:

- ***El circuito de admisión de aire:*** Tiene por finalidad introducir al motor el aire preciso, en condiciones adecuadas para una buena combustión.
- ***El circuito de alimentación de combustible:*** Por un lado, se encarga de introducir la cantidad necesaria de combustible y, por otro, de favorecer su interacción con el aire para conseguir *mu* mezcla homogénea.
- ***Los sensores:*** Recogen información indicativa de las condiciones ambientales y operativas del moto
- ***La unidad electrónica de control:*** Se trata de un módulo electrónico digital que tiene programad: en su interior la dosificación y propiedades óptimas de la mezcla para cada situación < funcionamiento.

NOTA: En lo sucesivo, números encerrados entre paréntesis y con un asterisco como superíndice harán referencia a la ubicación del elemento en cuestión en la ilustración

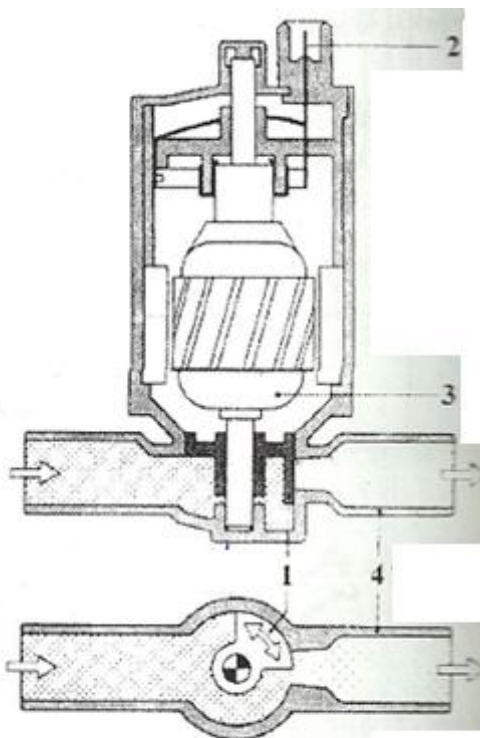
4.1.- Componentes del circuito de admisión de aire.

El circuito de admisión de aire tiene por objeto introducir a la cámara de combustión del motor 1 cantidad de aire necesaria en unas condiciones apropiadas para el nivel de potencia solicitado. Los componentes más importantes son:

El filtro de aire (I*): Se encarga de eliminar las partículas que pueda contener en suspensión el aire admitido y que podrían erosionar el interior del motor. Está elaborado por una superficie porosa habitualmente de un tejido o papel especial, que

retiene en sus poros las partículas arrastradas por el aire. Debe tener una capacidad de retención elevada sin producir pérdidas de carga importantes.

Cajetín de mariposas (2): Se denomina así al componente que contiene la válvula encargada de graduar el gasto másico de mezcla que entra al motor y, por consiguiente, su potencia efectiva. Dispone de un by-pass que permite graduar el paso del aire cuando el motor se encuentra a ralentí, esto es, con la válvula mariposa completamente cerrada-La cantidad de aire que circula por el by-pass está controlada por cierto dispositivo que tiene en consideración el estado del motor. Actualmente, el dispositivo más común es el que se denomina *actuador rotativo de ralentí*.



Ilustr. 4.2.- Actuador Rotativo de Ralentí

Actuador rotativo de ralentí (3*): Montado en paralelo con el cajetín de mariposas persigue mantener constante la velocidad de giro del motor a ralentí, a pesar de las variaciones de carga que éste pueda sufrir como consecuencia de la variación de consumo de los sistemas auxiliares del vehículo en el que va montado (climatización, alternador, dirección asistida, etc). Se trata de una válvula rotativa (1), comandada (2) desde la unidad electrónica de control (27*) por medio de un inducido (3). Cuando la válvula mariposa se encuentra cerrada, permite modificar la cantidad de aire que pasa al motor, a través de un conducto (4) que puentea la mariposa (Ilustr. 4.2). De este modo, se modifica la potencia del motor y, en consecuencia, su velocidad de giro. La velocidad de giro está preestablecida en la unidad electrónica de control y vendrá condicionada, fundamentalmente, por la temperatura del motor. Temperaturas bajas implican mayor viscosidad del lubricante, mayores pérdidas por fricción y, en consecuencia, mayor potencia de pérdidas mecánicas. Como la potencia proporcionada por el motor aumenta con la velocidad de giro, cuando disminuye la temperatura del motor será preciso aumentar la velocidad de giro para vencer la mayor potencia de

pérdidas mecánicas. Una mayor velocidad de giro en frío contribuye, también, a una mayor estabilidad de giro al ralentí.

Conductos y válvulas de admisión (4*): La finalidad de los conductos por donde se dirige el aire o la mezcla hacia el motor es provocar la turbulencia adecuada, tanto a nivel macroscópico como microscópico. Se persigue con ello una homogeneización y distribución de la mezcla de aire y combustible en la cámara de combustión adecuada a las condiciones de funcionamiento del motor. En los motores de inyección directa tendrán una importancia vital.

En el circuito de admisión irán incorporados una serie de sensores que permitirán determinar, entre otros parámetros, la masa de aire admitido por el motor, las condiciones ambientales o el nivel de potencia solicitado al motor.

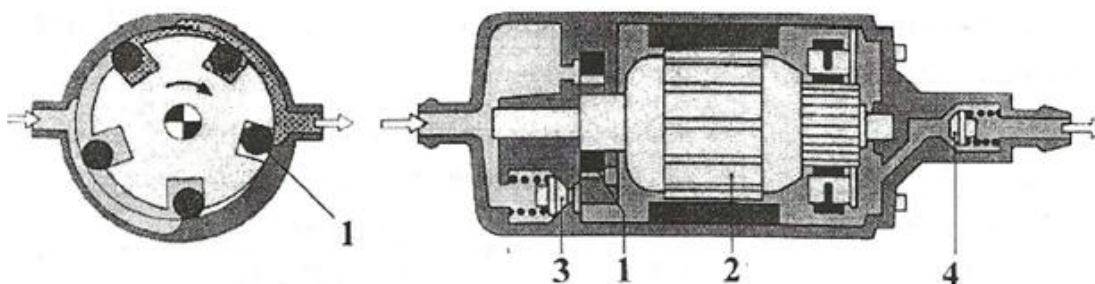
4.2.- Componentes del circuito de alimentación de combustible.

El circuito de alimentación de combustible debe aportar, al aire admitido, la cantidad precisa de combustible convenientemente pulverizado para que la mezcla se produzca de forma óptima. El tipo de inyección de un motor, directa o indirecta, marca diferencias importantes sobre algunos de los componentes del circuito de alimentación de combustible. Este circuito es el elemento diferencial más importante entre los diferentes sistemas de inyección de MEP (motores de gas, de inyección directa, de inyección indirecta, etc) o, incluso, de los MEC.

A continuación se indican, de forma detallada, los elementos más habituales en un motor de inyección indirecta:

Depósito de combustible (5*): Depósito que sirve de almacén del combustible. El circuito de alimentación lo toma de él y le devuelve la parte no utilizada.

Bomba de combustible (6*): Es el elemento encargado succionar el combustible del depósito y enviarlo a una presión más elevada al resto de los componentes del circuito. Esta bomba (*Ilustr. 4.3*) es de accionamiento eléctrico y los impulsores suelen ser de rodillos (1). Para garantizar un correcto funcionamiento en cualquier condición de carga, impulsa, con la presión necesaria, un caudal superior al que el motor puede consumir en condiciones de plena potencia.



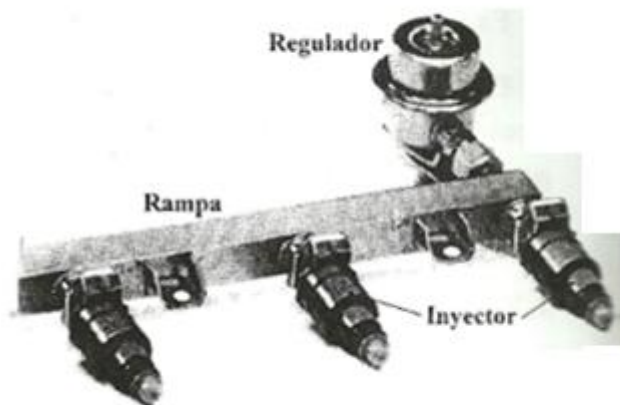
Ilustr. 4.3.- Bomba eléctrica de combustible con impulsor de rodillos.

El combustible baña el motor eléctrico (2) para refrigerarlo y lubricarlo. No hay problemas de explosión por no haber aire en su interior. Al tratarse de bombas volumétricas deben disponer de una válvula de seguridad (3) que retorna el combustible al depósito en caso de sobrepresión. También dispone de una válvula antirretorno (4) que evita el reflujos de combustible hacía el depósito cuando se desactiva el motor.

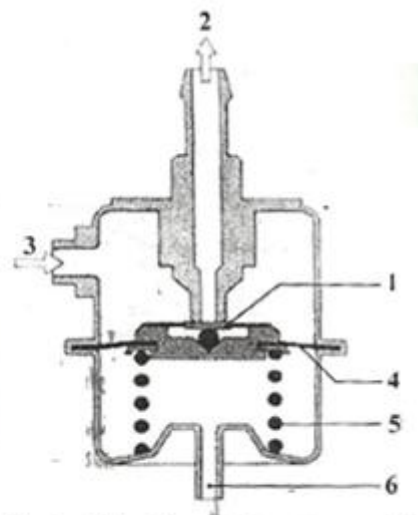
Con el fin de disminuir la emisión acústica, de mejorar la refrigeración del motor eléctrico y de evitar la vaporización del combustible en la aspiración se pueden montar sumergidas y/o combinada con bombas de cebado.

Filtro de combustible (7*): Es el elemento ubicado a continuación de la bomba de combustible. Tiene por finalidad retener las impurezas del combustible que pueden dañar a otros componentes del sistema, principalmente a los inyectores. Consta de un elemento de papel con un tamaño medio de poro de unos $10\ \mu\text{m}$ seguido de un tamiz metálico que retiene partículas de papel que pueda desprenderse.

Rampa de distribución (8'): Se trata de un conducto, habitualmente de sección cuadrada, que actúa como depósito acumulador y combustible. De él cuelgan y se alimentan directamente los inyectores (*Ilustr. 4.4*). Su volumen es muy grande comparado con el inyectado en cada ciclo de trabajo. Esto último resulta conveniente para reducir los pulsos de presión que la salida de combustible por los diferentes inyectores pueda provocar en el circuito de combustible. De este modo, se mantiene prácticamente constante la presión a la entrada de todos los inyectores.



Ilustr. 4.4.- Rampa, regulador e inyectores.



Ilustr. 4.5.- Regulador de presión

Regulador depresión (9*): Permite mantener constante la diferencia de presiones entre la rampa de distribución y el colector de admisión (*Ilustrs. 4.4y 4.5*) y, en definitiva, el salto de presiones en el inyector. De este modo, el tiempo de inyección y el volumen *inyectado en cada ciclo* serán magnitudes proporcionales.

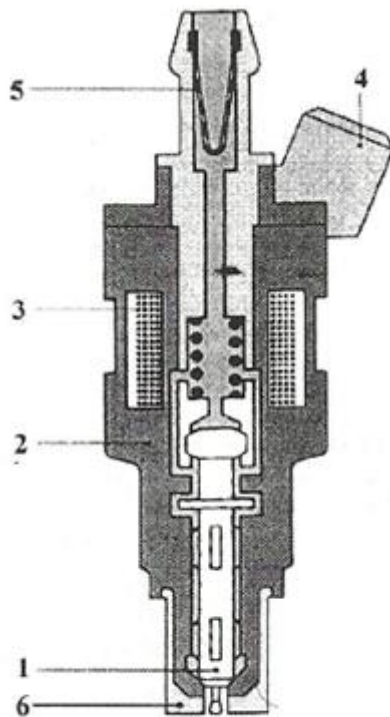
Consta de una válvula limitadora de presión (1) que retorna al depósito (2) una cantidad variable de combustible de la rampa de distribución (3) en función de la posición de una membrana elástica (4) modificando, así, la presión en la rampa. La posición de dicha membrana elástica viene definida por las acciones que soporta por sus dos caras. Por una actúa la presión de la rampa de distribución y por otra un muelle calibrado (5) y la presión del colector de admisión aguas abajo de la mariposa, conducida a la membrana a través de un tubo (6).

Se mantiene, de esta forma, un salto de presión constante en el inyector que permite controlar el caudal inyectado a partir del tiempo de apertura del inyector. Esta

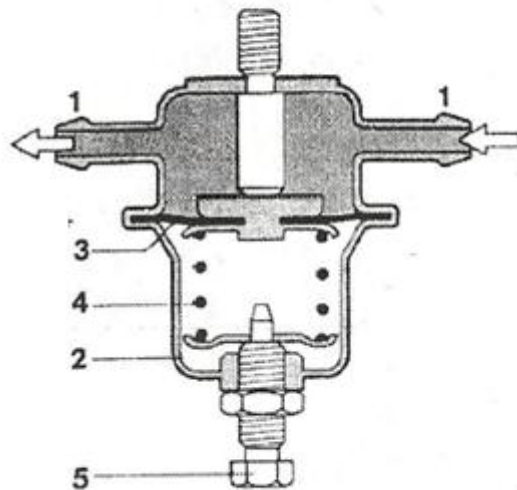
diferencia de presiones va a depender de la precarga del resorte y tiene valores en torno a 250 ó 300 kPa.

Inyectores o válvulas de inyección (10*): Son los elementos que, finalmente, introducen pulverizado el combustible al conducto de admisión, delante de las válvulas de admisión del motor. Son válvulas electromagnéticas cuya apertura y cierre vienen gobernados por la central electrónica de control.

El inyector consta de dos partes bien diferenciadas: una pieza metálica central (1), denominada aguja, y una pieza exterior, denominada cuerpo (2), que sirve de apoyo y guía para la aguja y que aloja, entre otros elementos, un inducido magnético (3). Cuando el inducido magnético se excita, atrae a la aguja y venciendo la acción opuesta de un resorte. La aguja se separa de su asiento (-0.1 mm) y el combustible fluye a través del hueco formado. La geometría de la punta de la aguja contribuye a formar un spray cónico. Cuando la excitación (4) del inducido cesa, el muelle aplica la aguja contra su asiento y el flujo se interrumpe. A la entrada del inyector se dispone un tamiz metálico (5) que atrapa grandes partículas que hayan podido llegar hasta allí. Para reducir el excesivo calentamiento de la zona de salida del inyector se colocan unas piezas aislantes (6) que los separan del colector y, para evitar entradas de aire al colector de admisión, se coloca una junta tórica entre ambos.



Ilustr. 4.6.- Inyector.



Ilustr. 4.7.- Amortiguador de pulsaciones.

Amortiguador de pulsaciones (11*): Las variaciones instantáneas de caudal producidas por la bomba, al ser volumétrica, y las rápidas aperturas y cierres de los inyectores y del regulador de presión provocan una serie de pulsos de presión que viajan por el circuito de carburante. Estos pulsos de presión producen ruido y vibraciones que se transmiten al entorno. La finalidad del amortiguador de pulsaciones es reducir la amplitud de estas ondas que viajan por el circuito y, en consecuencia, reducir el nivel de ruidos y vibraciones.

Se trata de un pequeño depósito (2) dividido en dos cavidades separadas por una membrana elástica (3). Una de las cavidades está conectada al encuito de combustible (1) y la otra dispone de un resorte (4) de precarga variable (5) que actúa sobre la membrana. La llegada de un pulso de presión positiva o negativa por la línea de combustible provoca el desplazamiento de la membrana, forzada por el muelle, compensando la onda de presión.

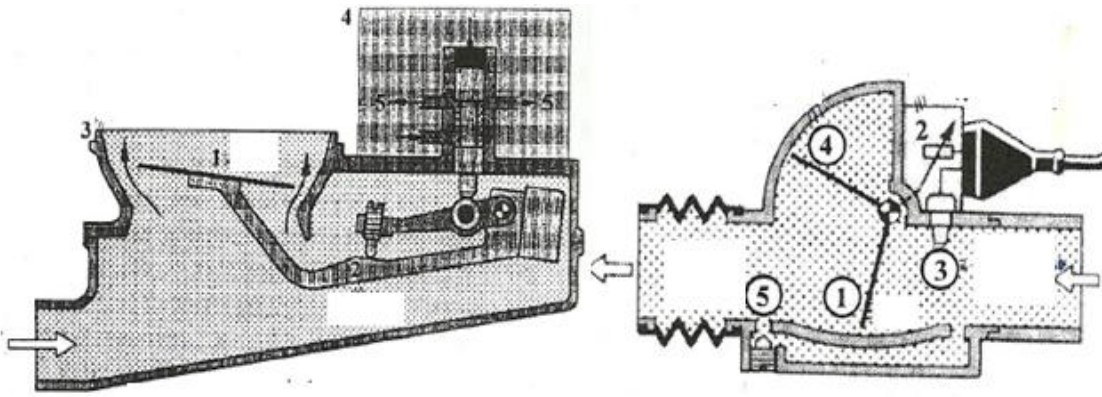
El *circuito de aire de un motor de inyección directa* difiere única y exclusivamente en la geometría de los colectores de admisión y en que, por supuesto, el aporte de combustible no se efectúa en el colector de admisión, sino, en la propia cámara de combustión.

Por otro lado, el *circuito de combustible de un motor de inyección directa* dispone básicamente de los mismos dispositivos mencionados anteriormente, aunque, existen diferencias sustanciales en el regulador de presión y en la geometría de los inyectores. Además, la elevada presión de trabajo necesaria en estos motores requiere una bomba adicional, de accionamiento mecánico, que permite elevar la *presión del combustible por encima de 5 MPa*.

4.3.- Captadores, sensores y medidores.

Los sistemas de alimentación de aire y combustible están controlados por una central electrónica que ajusta la proporción de la mezcla a su valor óptimo. Este valor óptimo varía según las diferentes condiciones de funcionamiento del motor. Así, para poder establecerlo se precisan conocer con precisión determinados parámetros. Los componentes encargados de comunicar dichos parámetros y, en definitiva las condiciones de funcionamiento del motor a la centralita electrónica son los captadores, sensores o medidores. A continuación se comentan aquellos que se utilizan con mayor frecuencia:

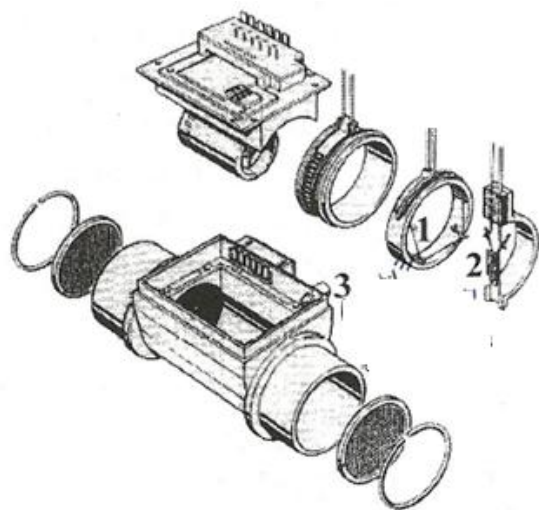
Medidor del caudal de aire admitido (Tipo plato sonda): Este tipo de medidor (*Ilustr. 4.8*) es característico de los equipos de inyección continua. Por ello, no se tratará en detalle. Básicamente consiste en una superficie plana, denominada plato (1), unida a un brazo (2) y colocada en el interior de un cono de conicidad variable (3). La elevación del plato dependerá del caudal de aire que circule y de la geometría interior del cono. El brazo sigue esta elevación actuando convenientemente sobre la válvula (4) que, ayudada por otros dispositivos, controla el paso de combustible a los inyectores (5).



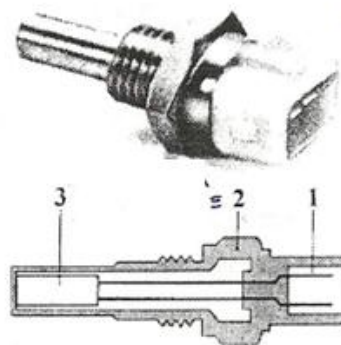
Ilustr. 4.8.- Medidor de caudal tipo plato sonda. Ilustr. 4.9.- Medidor de caudal tipo aleta sonda.

Medidor del caudal de aire admitido (Tipo aleta sonda) (12*): Este tipo de medidor ha sido muy utilizado durante muchos años por los sistemas de inyección discontinua (*Ilustr. 4.9*). Hoy en día ha sido desplazado por los medidores másicos. Se trata de una aleta (1) o compuerta en forma de "L" que gira sobre su vértice, en la que la acción dinámica de la corriente de admisión provoca su giro, venciendo la acción de un resorte antagonista. Dicha aleta va unida solidariamente a un brazo que desliza sobre una resistencia eléctrica (2). La tensión existente entre el _brazo deslizante y el extremo negativo de la resistencia será proporcional al giro de la aleta y, en consecuencia, al caudal de aire admitido. Como la medida que interesa no es el caudal sino el gasto másico, la tensión eléctrica se corrige con una **sonda de temperatura del aire** (3) que es simplemente una resistencia variable con la temperatura. Cabe mencionar que la presión ambiente afecta al gasto másico, pero no a la tensión de salida. El lado de la "L" sobre la que no actúa directamente la corriente de admisión se mueve, muy ajustada a las paredes, en el interior de una cámara cerrada (4). La finalidad de esta parte de la aleta es amortiguar el movimiento del conjunto en los transitorios y evitar que el medidor se vea afectado por las ondas de presión que viajan por el colector de admisión. Las primeras versiones de este tipo de medidor permitían el paso de un pequeño flujo en paralelo con la aleta sonda a través de un conducto de by-pass (5). La sección de paso de este conducto se graduaba con un tomillo y, al no afectar este flujo a la medida, permitía modificar el dosado de funcionamiento a ralentí. Una mezcla más rica a ralentí permite un giro del motor más uniforme y unas aceleraciones más progresivas. Las versiones más modernas realizan este ajuste directamente sobre la señal eléctrica de salida, utilizando para ello una resistencia variable (13*).

Medidor del gasto másico de aire admitido (Tipo hilo caliente o cable térmico): Este tipo de medidor (*Ilustr. 4.10*) es el más utilizado hoy en día en todo tipo de motores, incluidos los diesel. Su ventaja frente a los anteriores es que, en lugar del caudal, mide directamente el gasto másico de aire, dato realmente necesario para determinar la cantidad de combustible a inyectar. El principio de funcionamiento de este medidor se enuncia a continuación.



Ilustr. 4.10.- Masímetro de hilo caliente.



Ilustr. 4.11.- Sonda de temperatura del agua.

El flujo de aire pasa alrededor de un hilo de platino muy fino (1) colocado transversalmente a la corriente de aire y mantenido eléctricamente a una temperatura 120°C superior a la del flujo. La temperatura del flujo se conoce por medio de la *sonda de temperatura del aire* (2) montada en el propio cuerpo del medidor. Debido a la diferencia de temperatura antes mencionada, la corriente de aire admitido enfría **el hilo** de platino. La resistencia eléctrica del cable es un parámetro que varía con su temperatura por lo que la central electrónica detecta instantáneamente la variación de temperatura y corrige la corriente eléctrica que por él circula, para mantener constante su temperatura. Así, dicha corriente eléctrica será proporcional al gasto másico de aire admitido. En algunas paradas del motor se eleva 1S temperatura del cable a 1000 °C durante un segundo, eliminado por pirólisis la suciedad que podría falsear la medida. Al igual que las últimas versiones de caudalímetros tipo aleta sonda, disponen de un potenciómetro⁽¹⁾ (3) que modifica la señal eléctrica de salida para variar la riqueza de la mezcla a ralentí.

Existen otros medidores similares a éste que utilizan, en lugar de un hilo metálico, una pequeña superficie metálica.

⁽¹⁾Nota : Un potenciómetro es una resistencia eléctrica que dispone de un contacto central deslizante. La tensión eléctrica existente entre el contacto central y uno de los extremos de la resistencia es función directa de la distancia que los separa.

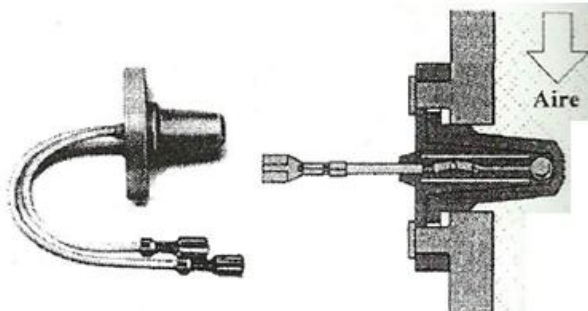
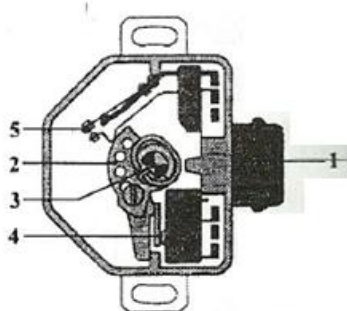
Sonda de temperatura del agua (14*): Este componente (Ilustr. 4.11) mide la temperatura del refrigerante del motor y la transforma en una señal eléctrica, que envía (1) a la unidad de control. Colocado en una carcasa metálica (2), se trata de un semiconductor (3) que varía su resistencia eléctrica cuando aumenta su temperatura. Comúnmente, se denomina *resistencia NTC*, siglas que proceden del inglés "Negative Temperature Coefficient". Esta sonda resulta vital para corregir la dosificación de la mezcla durante la fase de calentamiento.

Cajetín de contactos de la mariposa (15): Este dispositivo (Ilustr. 4.12) informa (1) a la unidad electrónica del funcionamiento del motor a *ralentí* y a *plena carga*. Mediante una leva (2), el giro del eje de la mariposa (3) abre o cierra unos micro-interruptores, cuando la posición angular del eje corresponde al funcionamiento del

motor a *ralentí* (4) o a *plena carga* (5). Este dato es importante. Así, cuando la mariposa del motor se encuentra cerrada, funcionamiento a ralentí, pueden activarse las siguientes funciones especiales:

- Utilización del motor como freno (*corte de inyección en retención*).
- Adaptación del dosado y del avance de encendido para conseguir un funcionamiento más estable y una aceleración más uniforme.
- Funcionamiento de actuador rotativo de ralentí.

Por otro lado, cuando el interruptor indica funcionamiento a plena carga, se ajusta el dosado de funcionamiento con el fin de conseguir una mayor potencia.



Ilustr. 4.12.- Contactos de la mariposa **Ilustr. 4.13.- Sonda de temperatura de aire.**

Potenciómetro de la mariposa: En ciertas ocasiones no sólo interesa saber si el motor se encuentra a ralentí o a plena carga sino también la posición exacta de la mariposa. En dichos casos se precisa colocar un potenciómetro en el eje de la mariposa. Este potenciómetro dará como tensión de salida una tensión proporcional al ángulo girado por la mariposa y a la tensión de alimentación que, en principio, es constante y conocida. Este componente es imprescindible para aquellos sistemas de inyección que calculan la masa de aire a partir de la posición de la mariposa y la velocidad de giro. En todo caso, este sensor permite conocer las variaciones repentinas de carga del motor y así poder actuar en consecuencia, enriqueciendo o empobreciendo la mezcla. Cuando un motor no dispone de este sensor, las variaciones de carga se deducen a partir de la variación en el tiempo de la señal proporcionada por el medidor del gasto de aire.

Sonda de temperatura del aire de admisión (16*): Esta y sonda (Ilustr. 4.13) va incluida en el sistema de medición de aire cuando se utilizan algunos de los medidores vistos anteriormente. Cuando se utiliza un sistema de medida del gasto de aire del tipo velocidad de giro - grado de admisión o velocidad de giro -densidad de admisión, la medida de la temperatura de aire requiere de un captador específico. Su principio de funcionamiento es idéntico al de la sonda de temperatura de agua.

Sonda depresión del aire de admisión: Esta sonda se utiliza en los sistemas de medida del gasto de aire del tipo velocidad de giro - densidad de admisión. La información enviada por esta sonda a la central electrónica permite, junto con la de la temperatura del aire, establecer la densidad del aire aspirado. Su funcionamiento se basa en la deformación de una membrana cerámica sometida, por un lado, a la presión del aire de admisión y, por otro, al vacío. Esta membrana lleva adherida una banda. extensiométrica de modo que la deformación producida como consecuencia de la presión será proporcional a la variación de la resistencia eléctrica de la banda. De este

modo, la señal eléctrica de salida de la sonda será proporcional a la presión que actúa sobre la membrana.

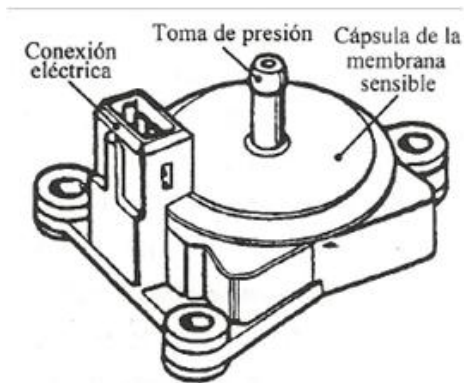
Sonda de presión del aire ambiente: Esta sonda (*Ilustr. 4.14*) funciona de forma idéntica a la anterior solo que, en este caso, mide la presión ambiente en lugar de la presión de admisión. Esta señal resulta de utilidad en aquellos sistemas que utilizan medidores volumétricos de aire. En dicho caso, para conocer el gasto másico de aire es preciso corregir la señal de salida con la presión y la temperatura ambiente. Todos los medidores usuales corrigen según la temperatura, sin embargo, sólo los que montan una sonda de presión ambiente pueden corregirla en función de este parámetro.

Captador de velocidad de giro y/o de la posición angular del cigüeñal (17*): Para un adecuado control y ajuste de la dosificación del combustible, se precisa conocer, además del gasto másico de aire, la velocidad de giro del motor.

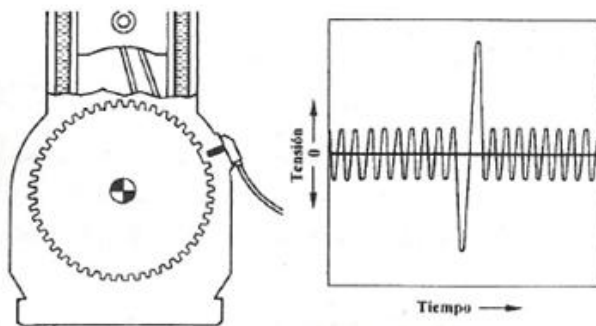
$$m_a = \frac{\dot{m}_a}{\frac{n}{2}}$$

Los requerimientos de la mezcla dependen directamente de la velocidad de giro. Además, situaciones como la regulación electrónica de ralentí, el corte de inyección en retención o la limitación de la velocidad máxima de giro también requieren de su conocimiento preciso. Por otro lado, en los sistemas de inyección secuencial o en los de gestión simultánea del encendido se necesita la posición angular del cigüeñal y la fase del ciclo. Esta medición se suele realizar en el dentado del volante de inercia, en el eje de levas o en el del distribuidor. Para ello pueden usarse captadores de diferentes tipos: inductivos o magnéticos, de efecto Hall, ópticos, etc. También puede utilizarse la frecuencia del salto de la chispa en un cilindro.

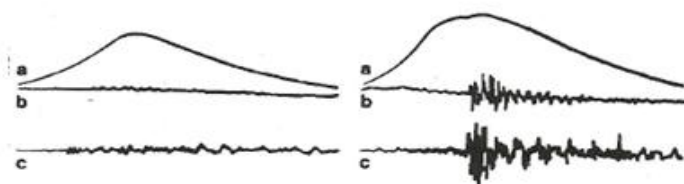
Los captadores inductivos (*Ilustr. 4.15 y 4.16*) son los más habituales y los más económicos. Constan de un circuito magnético y de un arrollamiento de hilo de cobre (5) en el que se induce una corriente eléctrica cuando se modifica el flujo magnético producido por un imán (1), como consecuencia de la variación de la reluctancia del circuito magnético (1-263-4-1). Dicha variación se consigue modificando el entrehierro del circuito magnético, esto es, aproximando o alejando una pieza metálica (263) al captador. Así, cada vez que un diente metálico pasa por las proximidades del captador se genera un pulso eléctrico. Si este diente se encuentra en una parte rotativa del motor, podrá determinarse su velocidad de giro midiendo la frecuencia de los pulsos generados. Colocando los dientes de forma estratégica podrán conocerse la velocidad de giro y la posición del cigüeñal.



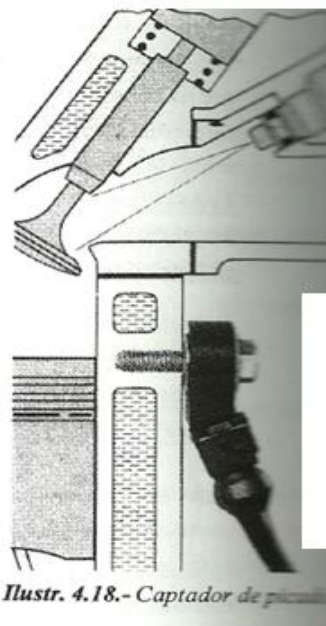
Ilustr. 4.14.- Sonda de presión.



Ilustr. 4.15.- Señal generada por un captador inductivo.



Ilustr. 4.17.- Señal proporcionada por el captador de picado (b).



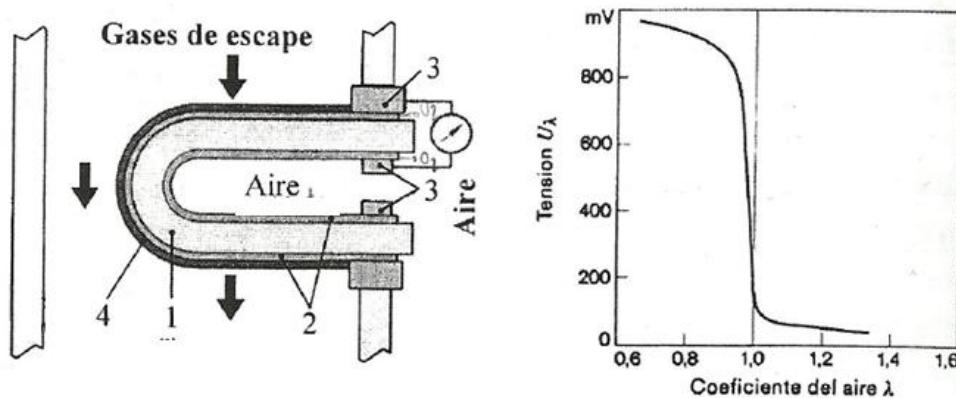
Ilustr. 4.18.- Captador de picado.

Para determinar la fase del ciclo, la medida debe efectuarse sobre alguno de los ejes con velocidad de giro mitad de la del motor, como pueda ser el árbol de levas.

Captador de picado o sensor de detonaciones (18*): Tal y como se ha visto en capítulos anteriores, la combustión detonante en un motor provoca una serie de problemas importantes. Las vibraciones producidas por la presión de combustión (a) son detectadas por este captador. Se trata de un simple acelerómetro piezoeléctrico que, colocado en la parte alta de la pared del bloque, genera una señal eléctrica proporcional a la vibración (b). La central electrónica procesa esta señal (c) y determina la existencia, o no, de combustión detonante.. En caso de ser preciso, actúa convenientemente sobre el avance del encendido, que es la forma más efectiva y rápida de eliminar el picado.

Sonda lambda (19'): La sonda lambda (*Ilustr. 4.19*) es un captador que, colocado en contacto con los gases de escape y con el aire ambiente, genera una tensión eléctrica que es función de la riqueza de la mezcla. Mediante una regulación en lazo cerrado, esta señal eléctrica permitirá conseguir una dosificación muy precisa de combustible. Como se verá más adelante, para tratar eficazmente los gases de escape, el sistema de tratamiento requiere un control del dosado en un margen muy estrecho. La sonda lambda consta de dos electrodos de platino (2) permeables a los gases separados

por un cuerpo cerámico (1). Uno de los electrodos se halla en contacto con los gases de escape, protegido por una cerámica permeable (4), y el otro con el aire ambiente. Cuando la temperatura de la onda es suficientemente alta ($>350^{\circ}\text{C}$) la cerámica (1) se vuelve conductora y la diferencia de concentración de oxígeno en ambos electrodos genera una tensión eléctrica (3) indicativa riqueza de la mezcla (gráfico de la derecha).



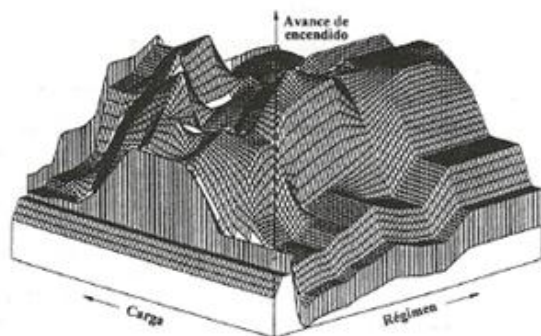
Ilustr. 4.19.- Esquema operativo y señal de salida de una sonda lambda (λ).

5.- Sistemas complementarios al de inyección.

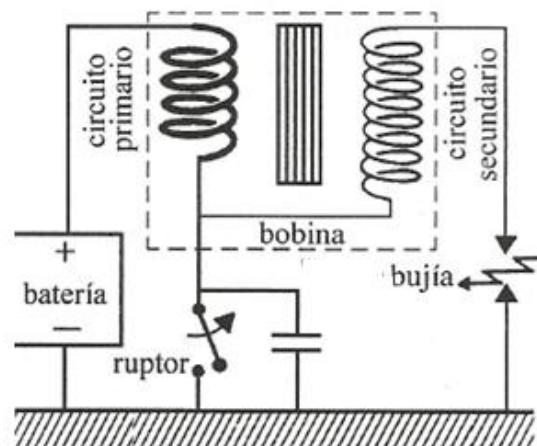
Cada vez con mayor frecuencia, la gestión de los motores se lleva a cabo de una forma más integrada y, así, los diferentes sistemas del motor interactúan entre sí. Resulta habitual la disposición de una red de sensores que recogen información, sobre el estado y condiciones operativas del motor, que será utilizada por los diferentes sistemas de gestión del motor. Este es el caso del sistema de inyección, del sistema de encendido, del de tratamiento de los gases de escape, del de recirculación de los gases de escape e, incluso, del de purga de vapores del depósito de combustible. La gestión integral del motor se puede realizar desde una central electrónica que considera todos estos sistemas como subsistemas de uno global.

5.1.- El sistema de encendido.

El sistema de encendido es el que se encarga de iniciar la combustión de los MEP. Si bien existen otros procedimientos, el más habitual es mediante el establecimiento de un arco eléctrico (chispa) en la cámara de combustión. El parámetro que debe controlarse para un óptimo funcionamiento del motor es el ángulo de avance del encendido. Dependiendo de que este ángulo sea mayor o menor, el comportamiento y prestaciones del motor cambian sustancialmente. Por ello, se puede decir que la finalidad del sistema de encendido será "iniciar la combustión de la mezcla en el momento adecuado".



Ilustr. 5.1.- Mapa típico de avance de encendido.



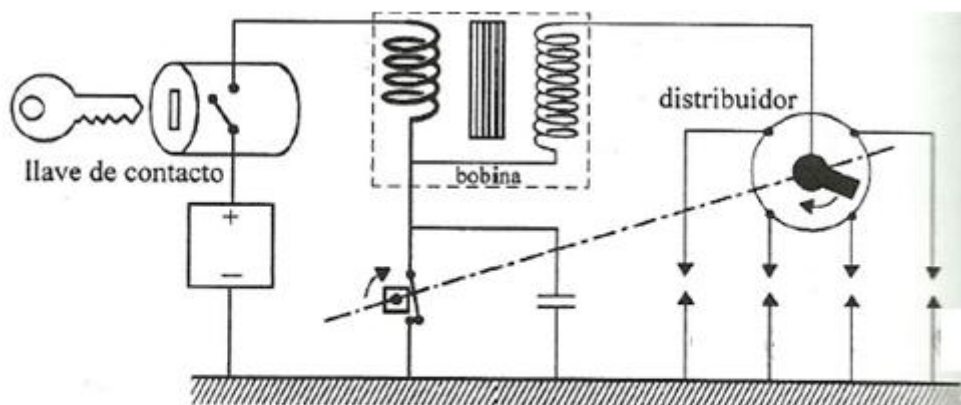
Ilustr. 5.2.- Encendido inductivo por batería.

Hasta la década de los ochenta, la mayoría de los sistemas de encendido modificaban el avance de encendido en función de la velocidad de giro del motor y, en ocasiones, en función de la depresión en el colector de admisión, señal indicativa del grado de carga. Lo hacían con procedimientos mecánicos bastante imprecisos y sujetos a problemas de desgaste. Al igual que los sistemas de preparación de la mezcla, los sistemas de encendido han evolucionado mucho desde entonces. El desarrollo de la electrónica ha permitido considerar multitud de parámetros en el cálculo del ángulo de avance. Para ello se utilizan mapas de información (*Ilustr. 5.1*). La red de sensores, necesarios para el sistema de formación de la mezcla, permite integrar el centro de gestión de ambos sistemas en lo que comúnmente se ha venido en llamar sistemas "Motronic".

Para generar la tensión necesaria que provoca el salto de la chispa en la cámara de combustión entre los electrodos de la bujía (20*) el "encendido inductivo **por batería**" (*Ilustr. 5.2*) utiliza un transformador de alta tensión, también llamado "**bobina**" (21*). Por el *circuito primario* de la bobina circula una intensidad eléctrica débil: que sus extremos se encuentran sometidos a la tensión eléctrica de la *batería*. Cuando repentinamente el *raptor* abre el circuito formado por el *primario de la bobina* y la *batería*, aparece un transitorio que transformado en la *bobina*, provoca en el *secundario* de la bobina un pico de tensión de varios miles miles de voltios. Este pico de tensión provoca el salto de la chispa en la *bujía* y el consiguiente encendido de la mezcla. Posteriormente, el raptor cierra de nuevo el circuito primario y el ciclo se repite. El interruptor que abre y cierra el circuito primario, habitualmente denominado "*raptor o conmutador*" (22*), puede ser externo a la unidad electrónica de control y comandado por ésta última, mediante una pequeña corriente eléctrica, o puede ser interno e ir incorporado en la circuitería electrónica de la propia central.

En los motores de varios cilindros (*Ilustr. 5.3*) se debe enviar la chispa al cilindro que corresponda en cada momento. El componente que se encarga de esta misión es el *distribuidor* (23*). Mediante un "dedo rotativo, va comunicando el *secundario* de la *bobina* con la *bujía* correspondiente. Este sistema de distribución mecánica va cediendo terreno rápidamente en favor de otros sistemas de distribución estáticos o electrónicos. Estos últimos disponen de una "*bobina de una chispa*" por cada cilindro de forma que la central electrónica controla la apertura y cierre del primario y, en

consecuencia. el salto de la chispa en el cilindro en cuestión. Existe también la posibilidad de montar una "*bobina á dos chispas* " por cada pareja de cilindros. En este caso el secundario de la *bobina* va conectado a una *bujía* por cada lado y en ambas salta la chispa simultáneamente, en un cilindro durante la fase de compresión y en el otro durante la de escape. Esta última chispa será inútil y es por ello que a ese sistema se le suele denominar "*de chispa perdida*". Existen también bobinas especiales "*de cuatro chispas*" que, utilizando dos primarios, un secundario y una pareja de diodos en cada salida se comportan como dos "*bobinas de dos chispas* " y pueden ser utilizadas para cada cuatro cilindros.



Ilustr. 5.3.- Distribución de encendido en un motor de cuatro cilindros

Existe otro procedimiento para generar la chispa: "*el encendido por descarga de condensador*". En este sistema, la corriente que circula por el circuito primario no procede directamente de la batería sino de la descarga de un condensador de media tensión (400 V) previamente cargado. Sus principales características son: brevedad de la chispa, alta velocidad de respuesta, mayor potencia de chispa, que permite mayor longitud de chispa. La primera supone un inconveniente para los motores cuando giran a una velocidad pequeña y, aunque parcialmente se puede compensar con una mayor longitud de la chispa, puede suponer fallos en el encendido. La segunda supone una ventaja muy importante cuando se trata de motores que giran a una velocidad muy alta, en cuyo caso, el sistema convencional tiene serias limitaciones.

Los sensores utilizados por el sistema de formación de la mezcla se utilizan conjuntamente para poder actuar adecuadamente sobre el avance de encendido ante situaciones como las siguientes:

- *Arranque del motor:* se ajusta en avance a un valor óptimo desde el punto de vista del par motor per: sin que produzca inversiones del giro.
- *Funcionamiento a ralentí:* Para conseguir la velocidad nominal establecida se aumenta el ángulo de avance para aumentar e par motor o viceversa.
- *Carga parcial:* En función de la carga y la velocidad, se ajusta el avance para conseguir unas prestaciones óptimas del motor, especialmente en lo que a consumos se refiere.
- *Plena carga:* Se optimiza el avance con el fin de incrementar el par motor previniendo, en todo momento, la combustión detonante.

- *Función anti-tirones:* En funcionamiento a cargas y velocidades reducidas es posible evitar las variaciones bruscas de la velocidad de giro actuando sobre el avance de encendido, que modifica el par motor.
- *Control de la detonación:* Atrasando el encendido se consigue eliminar la combustión detonante por lo que se puede optimizar el diagrama de encendido sin correr el riesgo de producir daños al motor al aparecer la detonación. También es posible detectar de forma automática el índice de octano del motor y, así, ajustar el mapa de funcionamiento al tipo de combustible utilizado.

5.1.2.- El magneto



El encendido por magneto suele ser utilizado en motores aeronáuticos mientras que el encendido por batería y bobina es clásico en motores de automóvil, aunque en estos últimos está siendo desplazado por el encendido electrónico. Aunque el funcionamiento de ambos sistemas es similar en sus principios básicos, la magneto es autosuficiente y requiere solo de las bujías y los cables conductores mientras que el sistema de batería y bobina requiere además otros componentes.

En la mayoría de los motores de los aviones se utiliza el sistema de encendido por magnetos, debido a que:

- Este sistema es autónomo, es decir no depende de ninguna fuente externa de energía, tal como el sistema eléctrico (batería, generador...). Esta autonomía posibilita que aunque el sistema eléctrico del avión sufra alguna avería en vuelo, el motor funcione con normalidad pues las magnetos continúan proveyendo la energía necesaria para la ignición.
- Las magnetos generan una chispa más caliente a mayores velocidades del motor que la generada por el sistema de batería y bobina de los automóviles.

El sistema de encendido de los motores aeronáuticos se compone de magnetos, bujías, y los cables de conexión entre estos elementos. De forma simplificada el funcionamiento del sistema es como sigue: las magnetos generan una corriente eléctrica, la cual es encaminada a las bujías adecuadas a través de los cables de conexión. Como es comprensible, el conjunto funciona de forma sincronizada con los movimientos del cigüeñal para hacer saltar la chispa en el cilindro correspondiente (el que está en la fase de combustión) y en el momento adecuado.

Una *magneto* es un generador de corriente diseñado para generar un voltaje suficiente para hacer saltar una chispa en las bujías, y así provocar la ignición de los

gases comprimidos en un motor de combustión interna. Una magneto está compuesta de un rotor imantado, una armadura con un arrollamiento primario compuesto de unas pocas vueltas de hilo de cobre grueso y un arrollamiento secundario con un amplio número de vueltas de hilo fino, un ruptor de circuito y un capacitor.

Cuando el rotor magnético, accionado por el movimiento del motor, gira, induce en el primario una corriente que carga el capacitor; el ruptor interrumpe el circuito del primario cuando la corriente inducida alcanza su máximo valor, y el campo magnético alrededor del primario colapsa. El capacitor descarga la corriente almacenada en el primario induciendo un campo magnético inverso. Este colapso y la reversión del campo magnético produce una corriente de alto voltaje en el secundario que es distribuido a las bujías para la ignición de la mezcla.

5.1.3 Doble encendido.

Prácticamente todos los motores aeronáuticos están equipados con un sistema doble de encendido, compuesto por dos magnetos independientes que suministran corriente eléctrica a dos bujías en cada cilindro (una magneto suministra corriente a un juego de bujías y la otra alimenta al otro juego), por seguridad y eficacia:

- Si falla un sistema de magnetos, el motor puede funcionar con el otro hasta que pueda realizarse un aterrizaje seguro.
- Dos bujías en cada cilindro no solo dan mayor seguridad sino que además mejoran la combustión de la mezcla y permiten un mayor rendimiento.

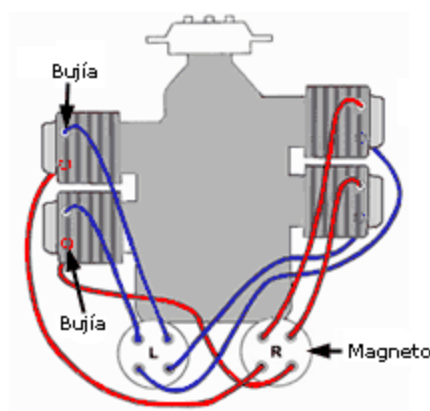


Fig.3.5.1 - Sistema de encendido doble.

5.1.4 Operación del encendido.

En el panel de instrumentos, hay un interruptor de encendido/starter accionado por llave, el cual tiene cinco posiciones:

- OFF Apagado.
- R Right = Derecha, en la cual solo una magneto suministra corriente a su juego de bujías.
- L Left = Izquierda, lo mismo con la otra magneto y su juego de bujías.
- BOTH Ambos, ambas magnetos suministran corriente, cada una a su juego de bujías.
- START Arranque, que acciona el starter que arranca el motor.

Para generar electricidad las magnetos deben girar, así que para poner en marcha el motor el piloto acciona el arranque (llave en START), alimentado por la batería, con lo cual se hace girar al cigüeñal y este a su vez las magnetos. Una vez comienzan a girar, las magnetos producen corriente y hacen saltar en las bujías la chispa que inflama la mezcla de aire y combustible en los cilindros. En el momento en que el motor comienza a girar por su propios medios (explosiones en los cilindros), el piloto suelta la llave, la cual vuelve automáticamente a su posición de BOTH quedando desactivado el sistema de arranque. El motor sigue su ciclo de trabajo, con el sistema de encendido alimentado por la corriente generada por las magnetos gracias al giro del motor, así que la batería ya no juega ningún papel en el funcionamiento del motor. Esta autonomía de las magnetos posibilita que en vuelo el motor siga funcionando aún con el sistema eléctrico averiado o desconectado por avería.



- Llave de encendido.

Para asegurar que el sistema dual de encendido funciona correctamente, se debe comprobar este en la prueba de motores previa al despegue. El procedimiento consiste en: ajustar la potencia al régimen indicado por el fabricante (entre 1700 y 2000 r.p.m. dependiendo del avión); entonces se mueve la llave de encendido desde la posición BOTH hasta la posición L (Left) chequeando en el tacómetro que la caída de r.p.m. no excede de las indicadas por el fabricante (normalmente entre 75 y 100 r.p.m.); seguidamente se vuelve a la posición BOTH y se repite el mismo procedimiento llevando la llave esta vez a la posición R (Right) y comprobando en el tacómetro la caída de r.p.m. La diferencia en la caída de r.p.m. con la llave en L y con la llave en R tampoco debe superar las indicadas por el fabricante (unas 50 r.p.m.). Antes de realizar este procedimiento conviene asegurarse de que la temperatura y la presión del aceite tengan valores normales (indicadores en verde).

Para apagar el motor de un automóvil, basta con girar la llave de encendido y extraerla, pero el peculiar sistema de encendido del motor de un avión hace esto algo diferente. En primer lugar, se mueve la palanca de la mezcla de combustible a la posición de mínima para interrumpir la alimentación al motor; una vez que el motor se para, es cuando se lleva la llave de encendido a la posición OFF. De esta manera se garantiza que no queda combustible en los cilindros, lo cual podría hacer que el motor se pusiera en marcha si alguien mueve accidentalmente la hélice con la llave de encendido puesta, aún cuando el interruptor eléctrico principal (master) esté apagado.

5.1.5 Chequeo de magnetos del avión.

Todos los aviones ligeros equipan un sistema doble de encendido, dos magnetos independientes y dos juegos de bujías por cilindro; cada magneto suministra energía a un juego de bujías. Además de proporcionar seguridad, este sistema mejora la combustión y por ello el rendimiento del motor. Pues bien, la prueba de magnetos tiene como objetivo comprobar que el menor rendimiento del motor, cuando es servido por

cada uno de los sistemas de encendido de forma independiente, está dentro de los límites previstos.

El chequeo a realizar consiste en comprobar que con solo una magneto activa, el motor no baja de r.p.m. más de lo especificado en la lista de chequeo, y que la diferencia entre una y otra magneto no es superior a una dada. En el caso de la lista ejemplo de la fig.4.9.1 se especifica que el motor no debe bajar más de 175 r.p.m. funcionando con solo una magneto activa y que la diferencia entre magnetos no debe superar 50 r.p.m.



Para realizar esta prueba, se gira la llave de magnetos un punto a la izquierda, desde la posición BOTH a la posición L (Left), comprobando que la caída de r.p.m. no excede las especificadas, tras lo cual se vuelve a poner la llave en BOTH dejando que el motor se recupere a las r.p.m. iniciales (no tardará más de un segundo o dos).

La otra magneto. Se gira de nuevo la llave, pero ahora dos puntos, desde BOTH hasta la posición R (Right) chequeando de nuevo que la bajada de r.p.m. no supera las indicadas y además que la diferencia entre esta caída de r.p.m. y la anterior no es mayor a las dadas en la lista. Volver a poner la llave en BOTH.

Dos o tres segundos son usualmente suficientes para chequear cada magneto. Mantener el motor con una sola magneto mucho más allá de este tiempo, pues engrasar el juego de bujías servido por la magneto inactiva. Hecha la prueba de magnetos, continuamos con la lista.

5.1.6. Otros elementos.

Además de las magnetos, el sistema de encendido consta de las bujías y los cables que llevan la corriente desde las magnetos hasta la bujías. Las bujías de los motores de avión no son diferentes de la empleadas en los automóviles, y sus cuidados los mismos: mantenerlas limpias de carbonilla y desengrasadas, calibrar la separación entre sus electrodos, etc...

En cuando a los cables, vigilar que no estén cortados o pelados, que están bien conectados, etc...

Resumiendo:

- La función del sistema de encendido consiste en generar la energía que hace saltar la chispa en las bujías.
- Los sistemas de encendido se clasifican en sistemas de magneto y sistemas de batería y bobina. El encendido por magneto es el más utilizado en motores aeronáuticos.
- El funcionamiento de ambos sistemas es similar en sus principios básicos, pero la magneto es autosuficiente y requiere solo de las bujías y los cables conductores mientras que el sistema de batería y bobina requiere además otros componentes.
- El sistema de encendido por magnetos es profusamente empleado en aviación por su autonomía respecto a fuentes de energía externa.
- Una magneto es un generador de corriente que genera un voltaje suficiente para hacer saltar una chispa en las bujías.
- Prácticamente todos los motores aeronáuticos están equipados con un sistema doble de encendido, por cuestiones de seguridad y eficacia.
- Si falla un sistema de magnetos, el motor puede funcionar con el otro hasta que pueda realizarse un aterrizaje seguro.
- Dos bujías en cada cilindro no solo aportan mayor seguridad sino que además mejoran la combustión de la mezcla y permiten un mayor rendimiento.
- El sistema de encendido debe chequearse durante la prueba de motores, antes del despegue.
- Antes de apagar el motor llevando la llave de encendido a OFF, hay que cortar la mezcla de combustible y dejar que el motor se pare.

5.2.- Sistemas de reducción de emisiones contaminantes.

Los principales focos contaminantes de un MEP proceden, por un lado, de los gases de escape y, por otro, de las pérdidas del depósito de combustible, en forma de vapores. Para reducir al máximo dichas emisiones se utilizarán diversos procedimientos. La catálisis de los gases de escape y la retroalimentación de los gases de escape, sirven para atajar el primer foco, y la purga de vapores del depósito de combustible, para el segundo.

5.2.1.- Catálisis de los gases de escape.

La combustión de la mezcla en un MEP se efectúa siempre de forma más o menos imperfecta e incompleta, aún en el caso de trabajar con mezclas pobres. Para reducir los efectos contaminantes de estos motores sobre el medio ambiente y para ajustarse a los límites legalmente establecidos se puede actuar generando menos emisiones contaminantes y/o eliminando, después, los contaminantes producidos. Si bien las dos acciones son necesarias, en este apartado se estudia sólo como reducir las emisiones contaminantes mediante el tratamiento posterior de los gases de escape. Los compuestos químicos que se consideran las emisiones contaminantes principales en un MEP son:

El monóxido de carbono (CO): Producido fundamentalmente en la combustión de mezclas ricas. Su peligrosidad reside en que se trata de un producto incoloro inodoro y letal, incluso con concentraciones relativamente pequeñas.

Los óxidos de nitrógeno (N_{ox}): Su generación aumenta con la temperatura de combustión y con la velocidad de enfriamiento de los gases. Este contaminante (NO y NO_2) provoca lluvia ácida, smog fotoquímico, efecto invernadero y reducción de la capa de ozono. Además, produce irritación y disminución de defensas en el sistema respiratorio.

Los hidrocarburos sin quemar (HC): Proceden del apagado de la llama, del cortocircuito admisión-escape, del paso de aceite a la cámara de combustión o, simplemente, son el resultado de una combustión incompleta ($\approx 2/3$ del total). Algunas fracciones de estos hidrocarburos contribuyen al efecto invernadero, otras al smog fotoquímico y, otras, resultan irritantes, malolientes y/o cancerígenas.

Aparte de estos contaminantes, las emisiones de *óxidos de azufre (SO_x)* y de *partículas* son importantes en los MCIA aunque su importancia relativa en los MEP actuales es menor.

La emisión de elementos contaminantes en los MEP puede reducirse significativamente mediante tratamiento catalítico posterior. Se trata de finalizar la reacción de oxidación que en la cámara de combustión no ha sido completa, mediante la ayuda de un catalizador. Las reacciones más importantes que se potencian son las que aparecen en la parte derecha. Las primeras, de oxidación del monóxido de carbono y los hidrocarburos y, las últimas, de reducción del óxido de nitrógeno. Este tratamiento catalítico posterior permite transformar más del 90% de los elementos contaminantes es otros elementos inofensivos. Los catalizadores (24*) que potencian estas reacciones se denominan: comúnmente "*de tres vías*" (*Ilustr. 5.4*) por eliminar simultáneamente los *tres contaminantes* antes mencionados (CO , N_{ox} y HC).

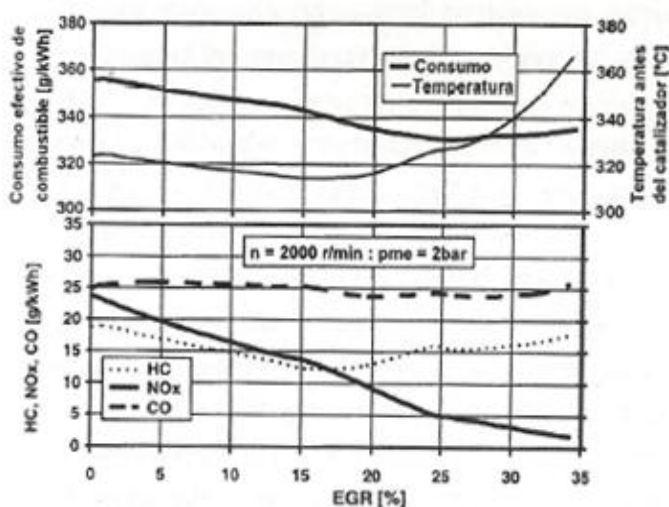
El plomo actúa de veneno en estos catalizadores, por ello, no podrán utilizarse con combustibles aditivados con plomo. La eficacia de estos sistemas de tratamiento de los gases de escape se ve condicionada fuertemente por la riqueza de la mezcla (*Ilustr. 5.4*). Así, las reacciones de oxidación requieren mezclas pobres mientras que las reacciones de reducción requieren mezclas ricas. Es por ello, que para conseguir una eficacia óptima de oxidación y reducción se requiere trabajar con dosados estequiométricos. Una desviación de tan sólo un 1% provoca deficiencias importantes en la conversión. Sin la ayuda de un sistema de regulación lambda funcionando en bucle cerrado, ningún sistema de inyección ni, por supuesto, de carburación es capaz de conseguir la composición de la mezcla con unas tolerancias tan estrechas. Con este sistema de regulación, se mide permanentemente la composición de los gases de escape y se actúa en consecuencia y de forma casi inmediata sobre el caudal inyectado.

Los catalizadores están situados en las proximidades de la salida del motor ya que su efectividad requiere de una temperatura mínima de funcionamiento. La constitución de un catalizador típico de tres vías consiste en un conducto metálico (*Ilustr. 5.4*) en cuyo interior se aumenta el área de contacto entre los gases de escape y los materiales activos. Para ello se recurre a una estructura microtubular, a modo de nido de abeja, con celdas cuadradas sobre cuya superficie se encuentran depositados en

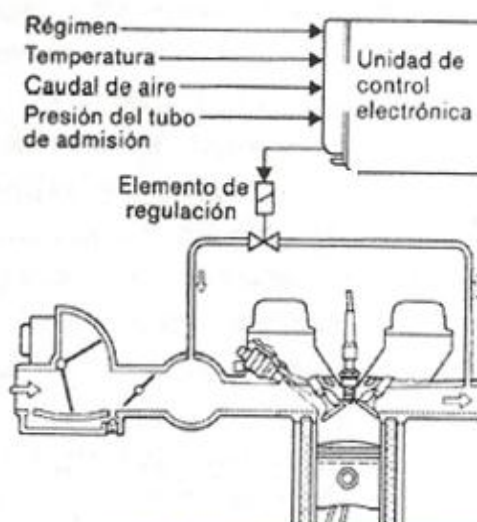
forma de gránulos, metales nobles (platino y rodio) que catalizan las reacciones antes descritas.

5.2.2.- Retroalimentación de los gases de escape (EGR).

Otra forma de reducir algunas emisiones contaminantes es mediante la recirculación de los gases de escape (*Ilustr. 5.5*). Al volver a introducir de nuevo a la cámara de combustión parte de los gases quemados se consigue reducir la temperatura de combustión y, en consecuencia, la emisión de óxidos de nitrógeno. No obstante, la retroalimentación de los gases de escape puede afectar negativamente al comportamiento de marcha, especialmente en cargas bajas, en ralentí o con el motor frío. Esta técnica requiere de un control preciso para mejorar el resto de las emisiones contaminantes o, en el peor de los casos, para no empeorarlas demasiado. El *gráfico 5.1* muestra la influencia de la proporción de gases retroalimentados sobre las emisiones contaminantes y el consumo de combustible de un motor en condiciones de rendimiento máximo. Se observa una gran influencia sobre las emisiones de NO_x . Por todo lo anterior, la retroalimentación de los gases de escape debe ser controlada por la unidad electrónica de control en función de las condiciones operativas del motor. La unidad de control gobierna una válvula neumática que, según convenga, permite un mayor o menor paso de gases retroalimentados.



Gráf.- 5.1.- Influencia de la proporción de gases recirculados sobre el comportamiento de un motor.



Ilustr. 5.5.- Recirculación de gases de escape

5.2.3.- Purga de vapores del depósito de combustible.

Cuando los depósitos de combustible se encuentran abiertos a la atmósfera, permiten la salida de hidrocarburos volátiles que resultan contaminantes. Esto se debe a que, a temperatura ambiente, los componentes más volátiles de la gasolina tienen tendencia a evaporarse. Este efecto se ve acrecentado en climas cálidos o cuando la radiación solar actúa directamente sobre el depósito.

Para resolver este problema se utiliza el sistema de purga de vapores del depósito de combustible. Un acumulador (25*), relleno de carbón activo, absorbe los vapores de gasolina generados en el depósito cuando el motor está parado y los libera hacia el sistema de admisión a través de una electroválvula (26*), tan pronto como el motor se pone en funcionamiento.

La influencia de este aporte adicional de combustible sobre las emisiones de escape puede evitarse permitiendo dicha purga sólo en determinadas condiciones de funcionamiento. Así pues, la purga del depósito de combustible y la del acumulador de carbón activo estarán reguladas en todo momento por la unidad electrónica de control a través de una válvula electromagnética.

5.2.4.- Otros sistemas de indicación del motor

1.- Instrumentos del motor- nociones básicas

Los **instrumentos del motor** permiten la operación adecuada del mismo.

Las mediciones que realicen son las siguientes:

- Medición y control de la temperatura.
- Medición y control de la presión.
- Medición y control del flujo de combustible.
- Control y medida de la velocidad del motor (RPM).



2. – Indicador de Presión de Aceite.

Este indicador presenta sobre una escala graduada en libras por pulgada (psi) la presión de aceite en el motor. Esta indicación se realiza desde un sensor situado a la salida de la bomba de aceite.

Si la presión de aceite comienza a bajar, sin razón aparente, de forma apreciable y continuada, la temperatura de aceite comienza a subir y a la temperatura de culata le sucede lo mismo, es probable que se trate de un comienzo de avería en el motor.

3.- Indicador de temperatura de aceite.

Los indicadores de temperatura de aceite utilizados en los motores alternativos de cuatro tiempos, suelen ser eléctricos del tipo resistencia variable. Reciben el nombre de "Termopares".

El sensor de medición de la temperatura se encuentre situado a la entrada de aceite al motor, procedente del radiador, al motor.

Normalmente, después de la puesta en marcha del motor, es necesario un tiempo de calentamiento hasta que el aceite coja una temperatura adecuada para su correcto funcionamiento. (5 min. 30 psi.).

4.- Indicador de sobrecalentamiento del cilindro.

El indicador de temperatura de culata de cilindro permite el piloto mantener el motor dentro de los márgenes adecuados de funcionamiento.

Se debería tener cuidado con las temperaturas altas de la culata, ya que podrían ser la causa de que se produzcan las detonaciones, al igual que las temperaturas muy bajas que pueden ser causantes de una parada de motor.

5.- Medidor de temperatura de escape de gases. EGT.

El sensor mide la temperatura de los gases de salida o lo que es lo mismo, la temperatura de los gases procedentes de la combustión.

Las temperaturas de EGT altas suelen coincidir con ajustes de mezcla pobre, mientras que las temperaturas de EGT bajas suelen coincidir con ajustes de mezcla rica.

Este indicador nos sirve para comprobar el estado de la mezcla del motor y poder realizar ajustes de la misma.

6.- Indicador de presión del colector.

Los indicadores de presión del colector, utilizan para su funcionamiento el principio del "tubo Bourdon".

El dispositivo de medición suele estar instalado a la entrada del colector de admisión y consiste en un elemento elástico parecido a las cámaras aneroides de otros instrumentos, aunque no tiene que ser exactamente como tales.

La presión que se produce en el colector actúa deformando la cámara. El indicador de presión del colector, señala en pulgadas de mercurio el valor de la presión absoluta (diferencia entre la presión que ejerce el aire y el cero absoluto de la presión).

Cuando el motor se encuentra parado, el mando de gases no introduce presiones diferenciales, por lo que el indicador actuaría en este momento como un barómetro normal, e indicaría la presión barométrica en ese momento.

NOTA: Este indicador suelen llevarlo los aviones equipados con hélices de paso variable.

7.- Indicador de presión de combustible.

Los indicadores de presión de combustible utilizan para su funcionamiento un detector de presión que se encuentra situado a la salida de la bomba de combustible, el cual transmite de forma eléctrica la información de variaciones de presión al indicador.

8.- Indicador de flujo de combustible.

El indicador de flujo de combustible (fuel flow) indica, en función del tiempo, la cantidad de combustible que está recibiendo y consumiendo el motor. Indicado en Galones por Hora (GAL/HR).

El sistema consta de un transmisor electromecánico que utiliza un dispositivo mecánico para, en función del flujo recibido, producir una señal eléctrica proporcional al flujo que se señala en el indicador.

1 Galón = 3.8 Litros

Indicador de cantidad de combustible. (Aforadores).

El conocimiento de la cantidad de combustible remanente en los depósitos de combustible es una información vital para la seguridad del vuelo.

Este sistema utiliza una boya o flotador de material ligero o corcho impermeable que flota en la superficie del líquido, el cual con la timonería adecuada hace variar un potenciómetro que, por medio de la corriente eléctrica transmite esta información al indicador.

9.- Tacómetro. (RPM)

Este instrumento se utiliza para medir la velocidad de giro del cigüeñal del motor.

Existen dos tipos de tacómetros: Mecánicos y eléctricos.

En los aviones con hélice paso fijo, el control de la potencia se realiza con el tacómetro.

(C-172: En rodaje, se suele seleccionar entre 1000 y 1200 RPM.)

10.- Sistema de Vacío.

El sistema de vacío emplea el flujo de aire como medio para establecer la succión necesaria para los instrumentos giroscópicos.

En caso de mal funcionamiento de este sistema en tierra habría que avisar a mantenimiento, pero si la avería es en vuelo, habría que prescindir de los instrumentos

que usan este sistema para su funcionamiento. Horizonte artificial, Coordinador de virajes. Bastón y bola y direccional.

10.- Voltímetro y amperímetro.

Los voltímetros y amperímetros pertenecen a los instrumentos medidores.

- El Voltímetro mide la tensión de la batería en cada momento.
- El Amperímetro mide la intensidad de la corriente en todo el sistema eléctrico.

11.- Indicadores de peligro. Bocinas de aviso.

a) Bocina de aviso de pérdida

Este aviso suena antes de que la pérdida se produzca. de esa manera es posible evitarla.

Suele sonar un 7% antes de que ocurra la misma. (a 51 Kt suena, pero a 47 kt es la pérdida.)

b) Bocina de aviso de tren arriba.

Esta bocina equipa a aquellos aviones que tienen tren retráctil. y avisa de la posición del tren a la hora de la toma.

Otros instrumentos.

- Temperatura de aire al carburador.
- Temperatura de aire exterior.
- Indicador de la presión del sistema neumático antihielo ("botas").
- Medidor de tiempo. Reloj. En UTC. (=ZULU)

Indicador de altitud de cabina y presión diferencial. Presurización

6.- Gestión de la información. La unidad electrónica de control (2T).

La unidad electrónica de control (27*) es el cerebro de gestión de los diversos sistemas que actúan sobre el motor. Evalúa los datos suministrados por los sensores, indicativos de las condiciones operativas del motor y, a partir de ellos, y con la ayuda de mapas tridimensionales previamente almacenados, genera impulsos de mando para los inyectores, para la bobina de encendido, para la válvula de recirculación de gases de escape, para la válvula de retroalimentación de gases de escape. para la bomba de combustible, etc.

La elevada capacidad de gestión que hoy ofrecen los equipos electrónicos permite integrar, en esta unidad electrónica de control, más y más sistemas. Antiguamente, se ocupaban únicamente del sistema de inyección, posteriormente se implementó el sistema de encendido, más tarde sistemas de control de emisiones contaminantes y, poco a poco, van incluyéndose más sistemas auxiliares.

Por otra parte, la elevada capacidad de almacenamiento de datos de los sistemas digitales permite tomar en consideración multitud factores para conseguir un funcionamiento más efectivo del motor. Las condiciones operativas que influyen de forma más importante en el comportamiento del sistema se describen a continuación:

- **Arranque en frío:** Dependiendo de la temperatura ambiente, se enriquece la mezcla para compensar el aumento de la condensación en las paredes del motor y para compensar la mayor dificultad de vaporización del combustible. El nivel de enriquecimiento va disminuyendo progresivamente conforme aumenta la velocidad de giro del motor o, bien, tras un determinado número de vueltas desde el inicio del arranque. Simultáneamente, el avance de encendido se adapta convenientemente: avances prácticamente nulos con velocidad de giro baja, para evitar la inversión del motor, y mayores avances a velocidades superiores para mejorar la subida de régimen del motor.

Una vez el motor arrancado, se precisa de una mezcla rica que se va empobreciendo linealmente de forma más o menos rápida según sea la temperatura ambiente. Algo similar ocurre con el avance de encendido, que se adelanta en un principio y poco a poco se va normalizando.

Fase de calentamiento: Durante esta fase, la riqueza de la mezcla será dependiente de la carga y la velocidad del motor y será tanto mayor cuanto menor sea la temperatura del motor. Por otro lado, el avance de encendido se adapta convenientemente a la temperatura, carga y velocidad. Además, para vencer las mayores pérdidas mecánicas que en el motor tienen lugar por la mayor viscosidad del lubricante, es necesario aumentar el par motor. Para ello, se incrementa la velocidad de ralentí mediante el control preciso del actuador rotativo de ralentí, lo que permite una mayor regularidad de giro. La velocidad de giro de ralentí y, en consecuencia, el caudal permitido por el actuador rotativo variará dependiendo de la temperatura del motor.

- **Funcionamiento a ralentí:** En determinadas aplicaciones, el funcionamiento del motor a ralentí penaliza en exceso el consumo de un motor. Una forma de disminuir dicho consumo es manteniendo la velocidad de ralentí lo más baja posible. Con este fin se controla en todo momento el gasto másico de aire, el dosado y el avance de encendido. El actuador rotativo de ralentí adecúa el gasto másico de aire a la velocidad de giro establecida. Valor que viene fijado por la unidad de control en función de la temperatura del refrigerante y de la potencia consumida por otros sistemas auxiliares (climatización, etc.). El dosado y el avance de encendido se adaptan para conseguir un funcionamiento más estable y una aceleración más uniforme.

- **Funcionamiento a plena carga:** En estas condiciones se precisa del motor la máxima potencia y, por ello, se ajustarán la riqueza de la mezcla y el avance de encendido bajo este criterio. La mezcla se enriquece dependiendo del régimen de giro a valores en torno $F_R = 1.05 + 1.11$. Por otro lado, el avance de encendido aumenta buscando las mejores prestaciones. No obstante, al ser una zona donde el riesgo de detonación es mayor, si no se dispone de un sistema de control de la combustión detonante debe tenerse en cuenta la temperatura ambiente y el tipo de combustible: Toda esta información debe estar contenida en la unidad electrónica de control.

- ***Aceleración brusca (Aumento de carga y velocidad de giro):*** Si la mariposa se abre de forma rápida, la mezcla en la cámara de combustión se empobrece de forma espontánea debido a que la mayor presión del colector favorece la condensación del combustible, y debido a que la inercia del spray de combustible hace que éste se acelere de forma más lenta que el aire. Para compensar este empobrecimiento espontáneo, se enriquece la mezcla durante un breve periodo de tiempo en función de la temperatura del motor y de la rapidez con que realice el proceso de aceleración. Para determinar esta rapidez, se puede utilizar la señal proporcionada por el medidor de gasto másico de aire o por el potenciómetro de la mariposa, si existe. Por otro lado, el ángulo de avance de encendido se corrige temporalmente para evitar tirones y combustión detonante.
- ***Deceleración brusca (utilización del motor como freno):*** En deceleración brusca, cuando un motor tiene la mariposa en posición de ralentí y la velocidad de giro supera un determinado valor, programado en la unidad de control ($\approx 1300 \text{ r/min}$), se interrumpe el suministro de combustible (*corte de inyección en retención*). Esta situación se mantiene hasta que el motor cae por debajo de otro valor de velocidad de giro inferior al anterior ($\approx 1100 \text{ r/min}$) y que también está memorizado en la unidad de control. En un vehículo, esta situación es habitual cuando pretende reducir de forma importante la velocidad de avance o cuando pretende utilizar el motor para retener el vehículo.
- ***Velocidad de giro excesiva:*** Cuando el motor supera el régimen máximo admisible, programado en la unidad de control, se interrumpe el flujo de combustible hasta que el motor cae por debajo de otra velocidad de giro, también programada en la unidad de control.
- ***Parada accidental del motor:*** Para evitar una pérdida de combustible y el consiguiente peligro de incendio cuando un vehículo sufre un accidente de tráfico, la bomba de combustible se desactiva. Por ello, la unidad de control desconecta la bomba de forma automática si detecta que el motor no está funcionando o en fase de arranque.

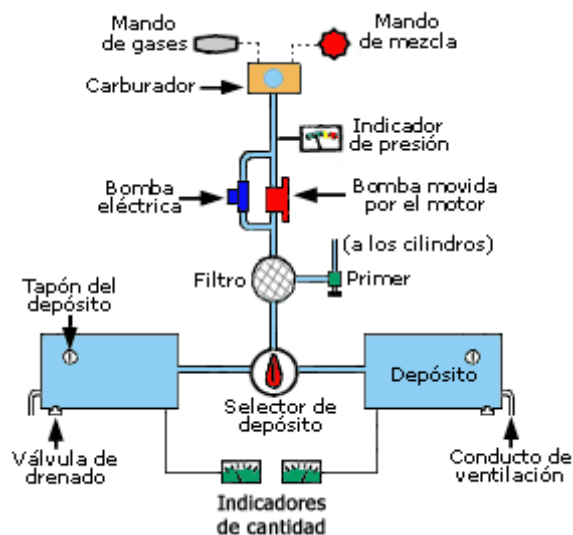
5.3.- Sistema de combustible en el avión



La energía que propulsa a un avión, independientemente del tipo de motor utilizado, se obtiene a partir de la conversión de la energía química contenida en el combustible a energía mecánica, es decir quemando combustible. Por tanto, todo avión propulsado por un motor requiere un sistema capaz de almacenar el combustible y

transferirlo hasta los dispositivos que lo mezclan con el aire, o lo inyectan en los cilindros o en los quemadores.

El **sistema de combustible del avión** esta compuesto por depósitos, conductos, carburador o sistema de inyección, instrumentos de medida, y otros dispositivos tales como cebador (primer), mando de mezcla, bomba de combustible, etc...



Combustible del avión.

Los aviones equipados con motores de pistón utilizan gasolina de aviación, producto líquido, incoloro, volátil e inflamable, compuesto por una mezcla de hidrocarburos, obtenida entre otros productos en el proceso de refinado del petróleo, y que arde en combinación con el oxígeno liberando una gran cantidad de energía. Entre todas las especificaciones del combustible, tales como densidad, poder calorífico, punto de congelación, etc.. la que más interesa al piloto es el octanaje. El octanaje define el poder antidetonante de un carburante en relación a una mezcla de hidrocarburos tomada como unidad base, y se expresa con un número denominado número de octano.

La gasolina de aviación se clasifica (lo mismo que la de automóvil) por número de octano o grados, y cada fabricante especifica el grado de combustible a utilizar para ese motor, siendo el más común el denominado **100LL** (de color azul). En caso de no poder repostar el combustible recomendado, ocasionalmente se puede utilizar combustible de superior octanaje pero en ningún caso de octanaje inferior. Para facilitar su identificación, los carburantes están teñidos de colores, correspondiendo el rojo al 80/87 octano, azul al 100/130 y púrpura al 115/145. Una característica que aporta

seguridad es que si se mezcla combustible de distintos octanajes los colores se anulan entre sí, es decir el combustible se vuelve transparente.

Los aviones propulsados por turbina (turborreactor, turbopropulsor o turbohélice) utilizan queroseno, de propiedades similares a la gasolina, obtenido también en el proceso de refinado del petróleo. Con independencia de su graduación, es incoloro o amarillo pálido. Este combustible, específico para motores de turbina, no puede emplearse de ninguna manera en motores de pistón.

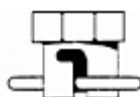
Para aumentar el poder antidetonante del combustible, se le solía añadir tetraetilo de plomo, pero esta práctica se abandonó en la década de los 80 debido a la toxicidad que producía en los residuos de la combustión. Otros aditivos incluyen a veces detergentes, productos antihielo, y antioxidantes.

Depósitos del avión.

La mayoría de los aviones están diseñados para utilizar el espacio interior de las alas como depósitos. Aunque algunos usan cámaras de goma, lo habitual es utilizar lo que se llaman "alas húmedas", en que la propia estructura del ala hace de depósito, utilizándose selladores especiales para impedir el escape del combustible.

Los depósitos tienen una abertura para llenado, con su tapa de cierre, unas válvulas para proceder a su drenado, y unas tomas de aire ambiente. El objetivo de estas tomas es permitir que el aire sustituya al combustible gastado, manteniendo así una presión ambiente en la parte vacía del depósito. Si el depósito fuera totalmente hermético, al ir gastando combustible se generaría una depresión en la parte vacía, depresión que impediría el flujo hacia el motor.

Es posible que por condensación se formen gotas de agua en los depósitos, las cuales se depositan en la parte mas baja debido a su mayor peso. Lo mismo sucede con las impurezas. Pues bien, las válvulas de drenado, situadas en esta parte más baja, sirven para drenar el agua y las impurezas. En algunos aviones, también hay una válvula de drenado en la parte del motor.



Válvula de drenado.

La cantidad de combustible contenida en cada depósito se muestra al piloto mediante los correspondientes indicadores en el cuadro de mandos, la mayoría de las

veces en galones USA pues la mayor parte de los aviones son de construcción estadounidense (1 galón USA equivale aproximadamente a 3,8 litros).



Alimentación de combustible.

A veces, los sistemas de combustible se clasifican según la forma de acarrearlo desde los depósitos hasta el motor. Bajo esta perspectiva, se clasifican en sistemas de alimentación por gravedad y sistemas de alimentación por bomba de combustible. El sistema por gravedad se suele emplear en aviones de plano alto, fluyendo el combustible desde las alas hasta un conducto único hacia el motor por su propio peso. Obviamente, este sistema no puede ser utilizado en aviones de plano bajo, por lo que estos utilizan unas bombas mecánicas y/o eléctricas que bombean el combustible a presión, desde los depósitos al motor.

En este último caso, la mayoría de los aeroplanos disponen de dos sistemas a este efecto: un sistema principal cuya bomba es movida mecánicamente por el giro del motor, y un sistema auxiliar que cuenta con una bomba activada eléctricamente, la cual se utiliza para proveer presión adicional al sistema, especialmente en el arranque del motor, en despegue y aterrizaje, en el cambio de depósito mediante el selector, o en cualquier emergencia o anomalía en el sistema de combustible. Algunos aviones de plano alto también cuentan con este sistema auxiliar.



- Interruptor de la bomba auxiliar de combustible e indicador de presión.

En el cuadro de mandos de la cabina, se encuentra el interruptor que acciona esta bomba auxiliar, así como un indicador que muestra al piloto la presión en el sistema de combustible.



- Selectores de depósito.

Con independencia de la forma de alimentación, los conductos de combustible pasan a través de un selector, localizado en la cabina, el cual provee al piloto de la posibilidad de abrir o cerrar el paso de combustible, y además en algunos casos seleccionar el depósito del cual se alimenta el sistema.

Este mando selector puede ser de dos posiciones (On=Abierto y Off=Cerrado), o de tres posiciones (R=Depósito izquierdo, L=Depósito derecho y Off=Cerrado). La posición Off solo debe usarse para cortar el paso del combustible en un aterrizaje de emergencia y evitar de esa manera un posible incendio.

Para facilitar el arranque del motor, especialmente en tiempo frío, los aviones disponen de un dispositivo cebador, denominado primer, consistente en una varilla aunque los hay eléctricos, que al tirar de ella toma combustible y al empujarla inyecta el combustible aspirado directamente en el colector de admisión o en los cilindros. La varilla tiene un pequeño pitón que sirve para mantenerla bloqueada, de forma que para extraer o empujar la varilla este pitón debe hacerse coincidir con la ranura del conjunto en que se aloja.



- Primer.

5.4.- Control de la mezcla.

La mezcla de aire y combustible que entra en los cilindros debe estar dentro de unas proporciones adecuadas, pues tanto una mezcla con mucho aire y poco combustible como con mucho combustible y poco aire, no es eficiente ni produce el rendimiento adecuado del motor.

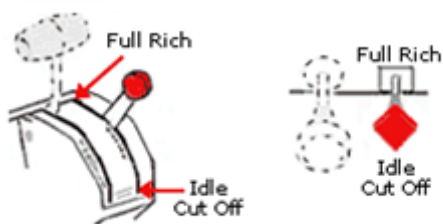


Las relaciones de mezcla entre 7:1 y 22:1 representan el rango dentro del cual es posible la combustión, estando los valores normales entre 12:1 y 15:1. Por lo general, en los motores de pistón, la mejor eficiencia de operación se obtiene con una relación de 15:1 (15 partes de aire por 1 de combustible), pero los fabricantes diseñan el sistema para que, con el mando de mezcla en "rica", esta sea algo mas enriquecida (típicamente 12:1) que la ideal, con el objeto de reducir la posibilidad de detonación y ayudar a que no se eleve la temperatura del motor.

Los carburadores de los motores de aviación se ajustan normalmente para obtener la máxima potencia en el despegue. Por esta razón, se suelen calibrar midiendo la cantidad de combustible entregada con el control de la mezcla en posición de mezcla rica, con la presión a nivel del mar. Como la densidad del aire disminuye con la altura, esto supone que a medida que el avión asciende, aunque el volumen de aire que entra en los cilindros se mantenga constante su peso irá decreciendo. Si la cantidad de combustible (peso) dada por el carburador sigue siendo la misma, la mezcla tenderá a enriquecerse. Para compensar esta diferencia el piloto dispone de un mando de control de la mezcla.

Este mando, de palanca o de varilla, situado generalmente al lado de la palanca de gases, tiene un recorrido con dos posiciones extremas: "Full Rich " o "Rich" a secas, e "Idle Cut Off", pudiendo posicionarse el mando en los puntos máximos o en cualquier otro punto intermedio del recorrido. En la posición "Full Rich" se obtiene el máximo de mezcla mientras que "Idle Cut Off" solo debe emplearse para cortar el flujo de combustible y parar el motor.

El ajuste de la mezcla mediante este mando debe hacerse conforme a lo dictado por el constructor en el Manual de Operación del avión.



- Mando de control de la mezcla.

Como regla general, el mando de mezcla debe estar siempre en la posición "Rich" durante el despegue, ascenso, aterrizaje, y durante el circuito de tráfico. Algunos fabricantes simplifican esta cuestión abogando por mantener el mando en "Rich" por debajo de una cierta altitud (entre 3000 y 5000 pies) y solo empobrecer la mezcla por encima de la misma, aunque no se recomienda empobrecer la mezcla con el motor por encima del 75% de su potencia. En algunas ocasiones y según el aeroplano, se empobrece momentáneamente la mezcla para por ejemplo: evitar que se engrasen las bujías si se está mucho tiempo esperando permiso de la torre para el despegue (hay que ponerlo de nuevo en "Rich" para el despegue), calentar con más rapidez el motor antes de la prueba de motores si la temperatura es muy baja, o para arrancar con mas facilidad un motor que se sospecha "ahogado".

El manual del avión debe especificar el procedimiento para empobrecer la mezcla; no obstante sirva como norma general el siguiente: (1) poner el motor a unas r.p.m. constantes; (2) a continuación mover el mando de mezcla suavemente, empobreciéndola, hasta notar que las r.p.m. se incrementan ligeramente; en este punto se tiene el pico máximo de potencia según mezcla y si se siguiera empobreciendo la mezcla las r.p.m. caerían hasta llegar a parar el motor; (3) desde la posición de pico máximo, retornar un poco la palanca enriqueciendo la mezcla, hasta que sea perceptible un decrecimiento de las r.p.m. (entre 25 y 50 menos que las dadas en el pico máximo).

5.4.1.- Efectos de mezcla inadecuada.

Una mezcla de aire y combustible demasiado rica (demasiado combustible para el peso de aire) puede provocar:

- Un consumo excesivo, lo cual significa un menor tiempo de vuelo y un menor radio de operación.
- Funcionamiento irregular del motor, lo cual puede llevar a que no desarrolle toda su potencia.
- Temperatura de operación del motor mas baja de lo deseable.
- Una mayor posibilidad de "engrasar" las bujías.

Por otra parte, una mezcla demasiado pobre (combustible escaso para el peso del aire) puede producir:

- Pérdida de potencia.
- El motor gira abruptamente y está sujeto a excesivas vibraciones.
- La temperatura del motor puede alcanzar niveles indeseables.
- La posibilidad de detonación se incrementa.

5.4.2.- Cuidar el combustible.

Una de las principales causas de los accidentes de aviación, sobre todo en aviones ligeros, se debe a problemas con el combustible (agotamiento, mal filtrado, agua o impurezas en el mismo, etc.). Sin embargo es relativamente sencillo evitar estos problemas siguiendo una sencilla rutina en la inspección prevuelo y vigilando el consumo durante el propio vuelo.

Aunque en el capítulo relativo a la inspección de vuelo se detallan los procedimientos a seguir, veamos algunos referentes al combustible:

- Asegurar que la cantidad cargada es suficiente. El consumo puede ser mayor al esperado; cabe la posibilidad de tener que aterrizar en un aeródromo distinto del previsto; un exceso de tráfico puede incrementar nuestro tiempo de vuelo; etc.. La norma exige que lleguemos a nuestro destino con combustible a bordo suficiente para al menos 30 minutos más de vuelo (VFR y vuelo diurno).
- Drenar los depósitos para comprobar que no queda agua o impurezas en el mismo y que efectivamente lo que hay allí dentro es combustible.
- Cerrar bien tapones y drenadores.
- Los indicadores de cantidad pueden estar estropeados o sufrir errores. Comprobar la cantidad contenida en los depósitos visualmente.
- Chequear el funcionamiento de la bomba auxiliar, si el avión dispone de este dispositivo.
- Calcular el consumo. La mayoría de las tablas de rendimiento de un avión proporcionan el consumo en galones a distintos regímenes de funcionamiento del motor.

Durante el vuelo, además de chequear los medidores de combustible, teniendo en cuenta el tiempo volado, hay dos cuestiones básicas a tener en cuenta:

- Si el avión dispone de selector de depósito, se debe ir alternando la alimentación de uno a otro cada cierto tiempo (p.ejemplo cambio cada 1/2 hora). Esperar a que se agote el combustible de un depósito para pasar al otro puede provocar fallos de motor.
- Al cambiar de altitud puede ser conveniente ajustar la mezcla para asegurarse que la proporcionada al motor es la adecuada.

TEMA VIII

LA COMBUSTIÓN EN LOS MOTORES DE ENCENDIDO POR COMPRESIÓN.

Los motores diesel ocupan un puesto importante dentro de los alternativos.

¿UN MOTOR DIESEL EN TU FUTURO?

Este año, como en anteriores, se presentaron en Oshkosh varios motores diesel de aviación. La diferencia importante estribó en que no eran motorcitos desarrollados en pequeños talleres para aviones experimentales, si no motores respaldados por marcas de mucho prestigio como Continental y Renault, que serán certificados.

Es conocido que el diesel es un combustible de mayor contenido energético que la gasolina, que produce menores residuos tóxicos en su combustión (el humo negro que vemos en algunos escapes es desagradable pero poco tóxico).

Si su uso no se ha popularizado en automóviles es por la relativa dificultad para arrancar los motores, de modo que es preferible usarlo en vehículos que no estén parando y arrancando frecuentemente, como los camiones de transporte... y los aviones. Sin embargo, en los aviones había otro problema: el peso del motor; dado que la mezcla para que explote por sí misma debe ser comprimida al doble que en los motores de gasolina, se requiere utilizar cilindros muy reforzados.

Las mayoría de las motocicletas y lanchas no usan motores diesel, pero sí motores de dos tiempos, en cuyos cilindros se produce una explosión en cada revolución del cigueñal en vez de cada dos, como sucede en los motores de cuatro tiempos. En un motor de cuatro cilindros y dos tiempos, en todo momento hay un cilindro produciendo empuje (en los de cuatro tiempos, el cigueñal sigue girando por inercia entre explosión y explosión). La consecuencia es que en los motores de dos tiempos hay menor vibración, menor desgaste de partes y mayor potencia por volumen de desplazamiento a menor velocidad de giro.

Teledyne Continental, bajo patrocinio de la NASA, ha desarrollado un motor de aviación que combina las ventajas del combustible diesel y el ciclo de dos tiempos, al cual denominó TCM-CSD-283. Este motor produce 200 HP a 2200 RPM con sólo 286 pulgadas cúbicas de desplazamiento, y pesa lo mismo que un motor de gasolina de la misma potencia.

El motor es turbocargado y tiene dos válvulas de escape convencionales por cilindro, pero dado que debido a la más eficiente combustión, la temperatura de los gases de escape resulta 500 grados menor que en un motor de gasolina, el desgaste que sufren estas partes es también menor. Continental estima que el TBO estará al menos en 3000 horas.

El motor llegó a Oshkosh instalado con una hélice Hartzell en la nariz de un Cessna 337 Skymaster. Dos ventajas del adicionales del diesel son que a 2000 o 2200 revoluciones la eficiencia aerodinámica de la hélice es mucho mayor que a 2700 (por esta razón las

hélices acopladas a turbinas giran a esa velocidad) y que al ser la combustión más eficiente, el consumo por hora es menor y los tanques de combustible del avión podrán ser menores conservando la misma autonomía de vuelo.

Morane Renault, por su parte, llevó el MR-200 (que presentó por primera vez en Oshkosh en 1998), un motor diesel de cuatro tiempos, 305 pulgadas cúbicas y 200 HP a 2000 RPM, con válvulas de escape convencionales y turbocargado, que lleva dos años volando en la nariz de un avión Socata Trinidad y será certificado este año, seguido poco después de versiones de 250 HP y 300 HP.

La diferencia principal entre los motores Continental y Renault, es que estos son de cuatro tiempos y enfriados por aire y aquellos de dos tiempos y enfriados por líquido. Aunque el refrigerante líquido pesa, Continental lo prefirió porque el enfriamiento es más uniforme, el cowling puede ser más aerodinámico y se minimiza el riesgo de daños por enfriamiento brusco en descensos sin potencia. El peso de ambos motores es similar y ambos utilizan monoblocks, eliminando los cilindros desmontables individualmente.

Otro motor diesel presentado en Oshkosh fue el EagleHawk, fabricado por la compañía DeltaHawk, que eligió una configuración de cilindros en V, en vez de opuestos, como lo hicieron Continental y Renault.

Este motor tiene sólo 202 pulgadas cúbicas y produce 200 HP a 2700 RPM; es turbo y supercargado con intercambiador de calor y válvulas de ventana en la pared de los cilindros, con lo que se elimina toda la complejidad del tren válvulas (árbol de levas, balancines, válvulas, resortes, asientos, etc.) a costa de sacrificar algo la eficiencia. El peso es 30 kilos menor que el de los motores Continental y Renault.

Zoche Aero-Diesels, fabricante alemán, ha presentado en Oshkosh un motor diesel durante los últimos quince años, cada vez más refinado, pero nunca ha llegado a certificarlo. Este año presentó el modelo ZO-O1A, de 162 pulgadas cúbicas y 150 HP, el cual es turbo y supercargado, de cuatro cilindros radiales con válvulas de ventana y enfriado por aire, como todos los motores radiales. Para arrancar utiliza aire comprimido, eliminando totalmente todo sistema eléctrico.

El peso es de sólo 74 kilogramos.

Textron Lycoming, se ha retrasado y sólo presentó el proyecto que está desarrollando, basado en un motor diesel concebido por la compañía Detroit Diesel. El motor será turbocargado, de cuatro tiempos, producirá 205 HP, será enfriado por aire y tendrá cilindros desmontables como los motores de aviación convencionales.

Es indudable que el desarrollo de estos motores se ha dado por la necesidad de eliminar el plomo de los combustibles para reducir la contaminación ambiental. Por la misma razón recientemente en Estados Unidos se aprobaron las especificaciones del nuevo gasavión 82UL, que no contiene plomo, pero la ventaja del diesel es que ya lo hay en todos los aeropuertos y es más barato: se llama turbosina. (jlp).

En este capítulo se estudia dicho proceso de combustión, comparándolo en algunos aspectos con el de los motores de encendido provocado, para poner de manifiesto sus diferencias. Se analizan las fases según las que se desarrolla la combustión de cualquier motor diesel así como la influencia de diferentes parámetros operativos y de diseño del motor sobre ellas. Por último, se comentan los diferentes tipos de cámaras de combustión con los que cuentan este tipo de motores y se establecen las ventajas e inconvenientes de cada una de ellas.

1.-INTRODUCCIÓN.

2.- GENERALIDADES DE LA COMBUSTIÓN EN LOS MEC.

3.- FASES DE LA COMBUSTIÓN EN LOS MEC.

3.1.- La fase de retraso o tiempo de retraso.

3.2.- La fase de combustión premezclada o combustión rápida.

3.3.- La fase de combustión por difusión o combustión controlada por mezcla.

4.- ASPECTOS QUE AFECTAN A LA COMBUSTIÓN.

4.1.- Influencia de la tipología del combustible.

4.2.- Influencia de las condiciones termodinámicas en la admisión.

4.3.- Influencia de la turbulencia.

4.4.- Influencia de las características del chorro inyectado.

4.5.- Influencia de la presencia de inertes en la cámara de combustión.

4.6.- Influencia del punto de inyección.

4.7.- Influencia de la cantidad de combustible inyectado, grado de carga del motor.

4.8.- Influencia de velocidad de giro del motor.

5.- CÁMARAS DE COMBUSTIÓN EN LOS MEC.

5.1.- Motores de cámara abierta; Inyección directa.

5-2.- Motores de cámara dividida: Inyección indirecta.

1.- Introducción.

El conocimiento de los principios básicos de la combustión en los motores diesel resulta fundamental para poder entender la estructura de los motores y equipos de inyección modernos. Si bien, la combustión en los motores diesel ha cambiado de forma importante en las últimas décadas, los principios básicos sobre los que se apoya siguen siendo los mismos.

La problemática asociada a la combustión de estos motores (ruido, humo, partículas, óxidos de nitrógeno, etc.) se va resolviendo conforme la tecnología de los motores, sistemas de inyección y tratamiento de gases de escape lo permite. Para poder conocer como poder actuar sobre el diseño de todos estos sistemas, resulta vital un conocimiento profundo de los procesos de combustión. Todo lo anterior viene ligado necesariamente y de forma inseparable con los requerimientos solicitados a los motores actuales desde el punto de vista de las prestaciones y emisiones contaminantes y acústicas.

2.- Generalidades de la combustión en los MEC.

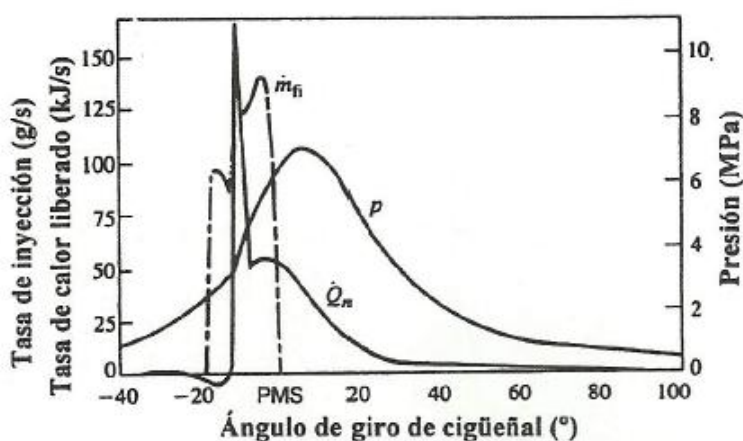
La combustión que tiene lugar en los motores de encendido por compresión difieren de forma importante de la de los motores de encendido provocado. Las discrepancias más notables radican en las distintas ***propiedades físicas y químicas de los combustibles utilizados***: mientras *los combustibles de los MEP son muy resistentes a los procesos de autoinflamación, los de los MEC son fácilmente autoinflamables*. Esta circunstancia, añadida al hecho de que los MEC cuentan con unas presiones y temperaturas superiores en la cámara de combustión, consecuencia de su mayor *relación de compresión*, hace que no se precise de *ningún agente exterior* para provocar la combustión de la mezcla.

Otro hecho diferencial importante es que, al no haber ***ningún agente exterior que provoque el encendido de la carga***, el único modo disponible para controlar el inicio de la combustión es mediante la introducción del combustible en la cámara de combustión. Así, el combustible no podrá entrar a la cámara de combustión de forma conjunta con el aire sino que deberá introducirse a elevada presión en las proximidades del punto muerto superior de compresión. El adelanto o retraso de su introducción provocará el mismo efecto sobre el inicio de la combustión.

Como consecuencia de lo anterior, surge otra diferencia con los MEP y es que, por introducirse en las proximidades del PMS, el combustible no va a disponer de tiempo material para poder formar una mezcla homogénea con el aire, si bien, tampoco es necesario. No obstante, el equipo de inyección conjuntamente con el sistema de admisión deben pretender a escala macroscópica una ***distribución homogénea del combustible por toda la cámara de combustión***, evitando zonas de concentración de combustible y zonas de mayor pobreza. Esto último ocasionaría el incremento de las emisiones contaminantes por la falta de oxígeno de algunas zonas (hidrocarburos, humos, etc.) y por su exceso en otras (óxidos de nitrógeno).

Para introducir el combustible al interior de la cámara de combustión y lograr su distribución homogénea por toda ella, se requiere una ***elevada presión de inyección*** y lo una ***elevada turbulencia de la carga fresca*** (pipas de admisión helicoidales, cámara labrada en pistón o culata, etc.). La elevación de la turbulencia conlleva el aumento de las pérdidas de calor y por fricción, así, la tendencia actual está dirigida hacia la elevación de la presión de inyección utilizando inyectores de varios orificios.

En lo que se refiere al proceso de combustión, desde que se inyecta el combustible hasta que tiene lugar la combustión transcurre un periodo de tiempo durante el cual se desarrolla el calentamiento y la evaporación del spray de combustible y las reacciones químicas previas al proceso de combustión (*Gráf. 2.1*). Este periodo se denomina ***tiempo de retraso*** y tiene unas consecuencias notables sobre las características globales de la combustión.



Gráf.- 2.1.- Tasa de inyección, de combustión y presión en cámara.

La combustión, en consecuencia, no viene condicionada de forma exclusiva por la transmisión de calor de zonas adyacentes como ocurría en los MEP, sino que se debe, fundamentalmente, a las condiciones locales de cada molécula de combustible: presión, temperatura, interacción con las moléculas de oxígeno, etc. A este tipo de combustión se la denomina ***combustión por difusión*** y es, en todo caso, un procedimiento más lento que la ***combustión por frente de llama*** estudiada en los MEP. Esta mayor lentitud de la combustión es la que ocasiona que la velocidad máxima de giro de estos motores sea inferior a la de los MEP equivalentes.

3. Fases de la combustión en los MEC.

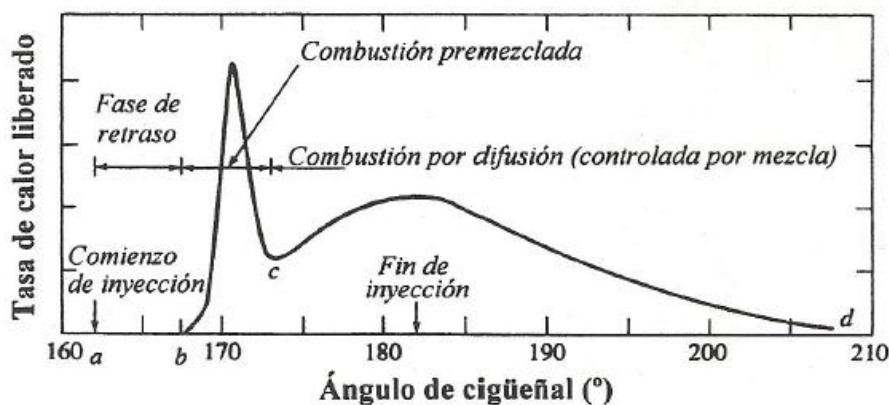
El proceso de combustión en los MEC puede subdividirse en **tres etapas** (*Gráf.3.1*):

- Una primera en la que a pesar de haber sido introducido el combustible al interior de la cámara de combustión todavía no ha comenzado la combustión,

por los motivos ya mencionados, y a la que se denomina *fase o tiempo de retraso*.

- Este periodo viene seguido otro denominado de "*combustión premezclada o rápida*" durante el cual, gran parte del combustible gasificado y mezclado con el aire, en la etapa anterior, se quema de forma extraordinariamente rápida.
- Finalmente, la tercera fase de la combustión tiene lugar desde que finaliza la segunda hasta el final.

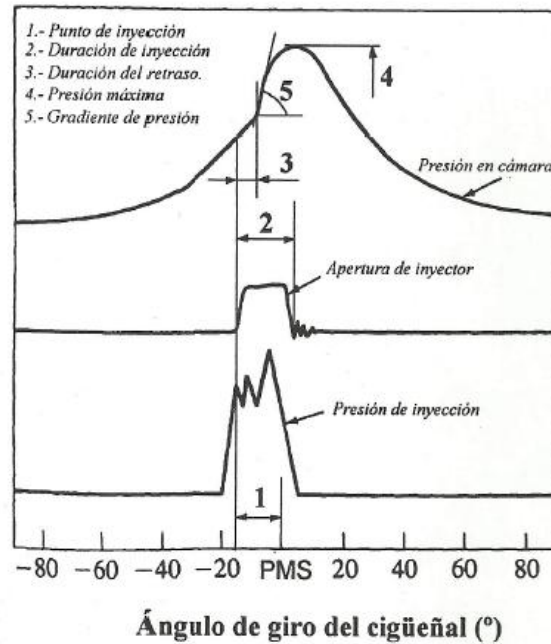
Esta última etapa viene caracterizada por una combustión lenta en la que el combustible se va quemando conforme va gasificándose y encontrando oxígeno libre en la cámara.



Gráf.- 3.1.- Etapas de la combustión en un MEC.

Antes de pasar a analizar más en detalle cada una de estas etapas, conviene definir una serie de parámetros que van a ser utilizados a lo largo del desarrollo:

— *Punto de inyección (α_{ai})*: Posición del cigüeñal con respecto al PMS en el instante en que se inicia el proceso de inyección. En los últimos años, este punto, habitualmente anterior al PMS, se ha ido aproximando al PMS e incluso en muchos motores modernos ha sido trasladado a la fase de expansión, a pesar de la pérdida de rendimiento que ello implica. Esto se debe a la mejora que este cambio provoca sobre las emisiones de óxidos de nitrógeno.



Gráf.- 3.2.- Algunos parámetros de la combustión.

- *Duración de la inyección (t_i ó α_i):* Tiempo transcurrido mientras el inyector permanece abierto a lo largo de un ciclo $-t_i-$ ó ángulo girado por el cigüeñal durante dicho periodo de tiempo $-\alpha_i-$. Denominando ω a la velocidad angular del cigüeñal, pueden relacionarse las duraciones angulares y temporales: $\alpha = \omega \cdot t$.

- *Tasa de inyección (\dot{m}_i):* Masa de combustible inyectada a la cámara de combustión por unidad de tiempo.

- *Duración del retraso (t_r ó α_r):* Tiempo transcurrido durante la fase de retraso $-t_r-$ ó ángulo girado por el cigüeñal durante dicho periodo de tiempo $-\alpha_r-$. En el diagrama $p-t$ ó $p-\alpha$ del motor, no se aprecia diferencia entre la línea de presión con combustión de la de sin combustión. Este periodo es notablemente superior al conocido con el mismo nombre en los MEP.

- *Duración de la combustión (t_c ó α_c):* Tiempo requerido por el proceso de combustión $-t_c-$ ó ángulo girado por el cigüeñal durante dicho periodo de tiempo $-\alpha_c-$. Ya se ha mencionado antes que este periodo es superior al de los MEP equivalentes.

- *Tasa de calor liberado durante la combustión (\dot{Q}_p ; \dot{Q}_d):* Cantidad de calor liberado en la combustión por unidad de tiempo, en cualquiera de sus fases (premezcla o difusión).

- *Gradiente depresión (dp/dt ó $dp/d\alpha$):* pendiente del diagrama $p-t$ ó $p-\alpha$ durante la segunda fase de la combustión. Este parámetro será responsable de aspectos relativos al ruido y a las emisiones contaminantes y toma valores superiores al de los MEP equivalentes.

- *Presión máxima de la combustión (p_{max}):* Máxima presión alcanzada en la cámara de combustión. Este parámetro también es superior al de los MEP equivalentes.

3.1.- La fase de retraso o tiempo de retraso.

El retraso del encendido se define como el tiempo transcurrido ó el ángulo girado por el eje de manivela desde el comienzo de la inyección hasta el comienzo de la combustión. El comienzo de la inyección se determina fácilmente sin más que observar la apertura del inyector. El inicio de la combustión, más difícil de localizar, se identificará con un cambio en la tendencia del diagrama p-t ó p-a del motor.

Durante esta fase se dan una serie de fenómenos físicos y químicos que conducen a lo que se ha venido en denominar **retraso físico** y **retraso químico**. Los fenómenos físicos guardan relación con la atomización del chorro de combustible, su posterior evaporación y el proceso final de mezcla con el aire y los gases de escape residuales. Por otro lado, los fenómenos químicos se refieren a las reacciones químicas previas a la de autoinflamación que tienen lugar entre los componentes de la mezcla formada. Los fenómenos químicos no comienzan hasta que previamente se han desarrollado los fenómenos físicos aunque, una vez evaporada la primera molécula de combustible, ambos fenómenos se desarrollarán de forma simultánea.

El **retraso físico** es de mucha menor transcendencia que el retraso químico pues las elevadas presiones de inyección con la que trabajan los motores modernos, el pequeño diámetro de los orificios de salida del combustible y la turbulencia y temperatura presentes en la cámara de combustión en el momento de la inyección, provocarán que la evaporación del combustible y posterior mezcla con el aire sean prácticamente instantáneas, al menos, al comienzo del proceso cuando la disponibilidad de aire es completa. Como puede presuponerse, los aspectos que influirán de forma más importante en el tiempo de retraso físico son:

- **Las características del chorro de combustible:** Vendrán determinadas por la presión de inyección y la geometría de la tobera. Presiones elevadas y orificios de pequeño diámetro conducirán a un spray más fino y reducirán este tiempo de retraso.

- **Las propiedades físicas del combustible:** La viscosidad y la tensión superficial del combustible son dos parámetros que afectan a la formación del spray, mientras que la volatilidad afecta a su posterior evaporación.

- **Las condiciones del aire en el cilindro:** La presión, la temperatura y la turbulencia afectan de forma importante tanto a la formación del spray como a su posterior evaporación.

El **retraso químico** es de mucha mayor transcendencia que el físico. Como durante el mismo tienen lugar ciertas reacciones químicas, su mayor o menor duración dependerá de la velocidad de dichas reacciones. Así, todo aquello que aumente dicha velocidad permitirá reducir el tiempo de retraso químico. Los aspectos más importantes de los que depende son:

- **La tipología del combustible:** La *composición química* del combustible afecta a las reacciones químicas que transcurren durante el tiempo de retraso y, por lo tanto, afectan a su duración.

- **Las condiciones termodinámicas del aire en el cilindro:** Es de sobra conocido que la *presión* y_ especialmente la *temperatura* afectan de forma directa sobre la velocidad de cualquier reacción química. Esto se debe a que una mayor presión aumenta la interacción entre las moléculas y una mayor temperatura aumenta su energía cinética, ambos factores favorecedores de la reactividad química. Sobre la presión se ha comprobado que a los niveles de presión que trabajan los motores, este parámetro pasa a un segundo plano.

3.2.- La fase de combustión premezclada o combustión rápida.

La segunda fase de la combustión en los motores diesel se encuentra fuertemente relacionada con el tiempo de retraso y es responsable de ciertos aspectos característicos de estos motores. Se trata de la combustión extraordinariamente rápida del combustible que, durante el tiempo de retraso, se ha mezclado y homogeneizado con el aire dentro de los límites de inflamabilidad. La combustión de las primeras moléculas de combustible se propaga rápidamente por toda la cámara de combustión quemando todo el combustible premezclado con el aire.

Esta rápida combustión provoca una *subida brusca de la presión* en la cámara y, además, al tener lugar en las proximidades del PMS, *una presión muy elevada*. El fuerte gradiente de presiones que trae lugar durante esta fase de la combustión va a ser el causante de que los motores diesel sean *más ruidosos que sus homólogos de gasolina*. Por otro lado, las elevadas presiones que deben soportarse en el interior del cilindro les obliga a ser *más robustos que los de gasolina equivalentes*. Estas altas presiones vienen acompañadas, como es lógico, de altas temperaturas lo que provoca que las emisiones contaminantes de *óxidos de nitrógeno (NO_x)* aumenten de forma importante, lo que supone otro inconveniente para este tipo de motores.

Como consecuencia de lo anterior, se adivina que esta fase de la combustión que por un lado caracteriza a los motores diesel es, por otro lado, nada deseable debido a sus **efectos negativos**. También queda patente que para reducir los efectos de esta fase se debe actuar sobre el periodo de retraso. Todo aquello que consiga *reducir la cantidad de combustible premezclado durante la primera fase* de la combustión, conseguirá reducir el gradiente de presión y la presión máxima de la segunda fase. Para ello, se puede actuar bien sobre la *duración*, bien sobre la cantidad de *combustible inyectado*, o bien sobre el *proceso de mezcla* con el aire durante el **periodo de retraso**:

- **La duración** de la fase anterior dependía, fundamentalmente, de aspectos tales como la estructura molecular del combustible y de las condiciones termodinámicas dentro del cilindro en el momento de la inyección.

- *La cantidad de combustible inyectado* durante dicha fase depende del equipo de inyección.

- *El proceso de mezcla y homogeneización* depende del proceso de inyección (presión de inyección, diámetro de los orificios de salida del combustible), de la cámara de combustión (turbulencia generada por su geometría, distribución del combustible en la cámara) y, en menor grado, de las condiciones termodinámicas reinantes dentro del cilindro.

3.3.- La fase de combustión por difusión ó combustión controlada por mezcla.

Una vez que toda todo el combustible premezclado durante la primera y segunda fase de la combustión se ha quemado, el proceso de combustión prosigue de forma diferente y más lenta. La elevada presión y temperatura reinantes en la cámara de combustión durante el inicio de esta fase hace que la velocidad de combustión venga condicionada por el proceso de mezcla y homogeneización del spray de combustible con el aire.

El combustible puede que continúe entrando en la cámara durante esta tercera fase o puede que no. Dependiendo del caso, la tasa de liberación de calor y la de inyección estarán relacionadas, o no.

Durante esta fase, resulta vital la turbulencia dentro de la cámara pues contribuye de forma importante al reparto del combustible por todavía cámara de combustión y a su evaporación. La dificultad existente durante la fase final de la combustión de que el combustible gasificado encuentre oxígeno dentro de la cámara, provoca que la combustión se ralentice de forma importante y que se prolongue considerablemente durante la carrera de expansión.

Esta dificultad de encontrar oxígeno ocasiona que algunas gotitas de combustible puedan llegar a deshidrogenarse antes de ser quemadas, causando la emisión de partículas de hollín que, dependiendo de su tamaño y cantidad, provocarán emisiones de humo negro por el escape. Este aspecto diferencia de nuevo a los motores diesel frente a los de encendido provocado de mezcla homogénea. Si el tamaño de las partículas fuese muy pequeño ($< 10^{-8}$ m) "micropartículas", quizás no sean visibles en forma de humo pero sus efectos para la salud son, acaso, peores. También puede darse el caso de que la combustión tenga lugar pero de forma incompleta. Esto provocaría la emisión de hidrocarburos por el escape, muchos de los cuales podrían salir absorbidos en las partículas carbonosas antes mencionadas aumentando, así, su peligrosidad para la salud.

4.- Aspectos que afectan a la combustión.

Ya se ha visto a grandes rasgos cuales son los aspectos que afectan de forma más directa a las diferentes fases de la combustión de los motores diesel. En este apartado se analizarán de forma más pormenorizada aspectos concretos relacionados con el

combustible, con las condiciones operativas y con las condiciones de funcionamiento del motor.

4.1.- Influencia de la tipología del combustible.

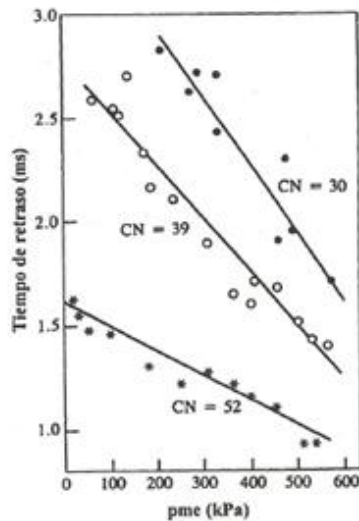
Ya se ha estudiado como la estructura molecular del combustible afecta de forma importante al tiempo de retraso del motor. En el capítulo de combustibles se definió el "**número de cetano**" parámetro que caracteriza al combustible en función del tiempo de retraso, así, valores elevados de este parámetro corresponden a combustibles con menor tiempo de retraso y viceversa. Cuando no se dispone de este parámetro, también se puede utilizar, para derivados del petróleo, un estimador del anterior, más económico de obtener, denominado **Índice de cetano**: $IC=f(t_{so}, \rho)$.

La elevación del número de cetano hace disminuir el tiempo de retraso y, en consecuencia, la intensidad de la combustión premezclada. De este modo, la combustión es más suave y silenciosa reduciéndose la emisión de óxidos de nitrógeno.

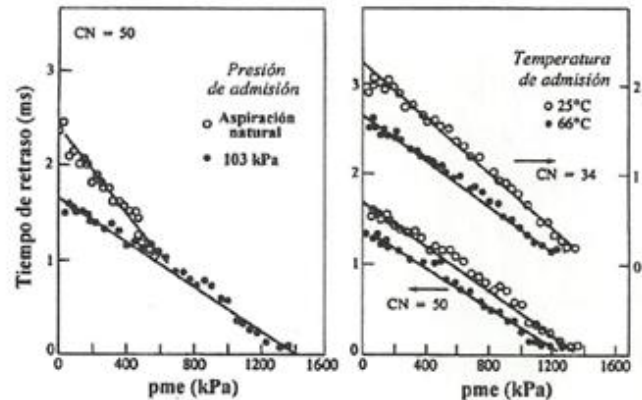
Las propiedades físicas del combustible han demostrado no tener influencia apreciable sobre el tiempo de retraso y, por lo tanto, tampoco sobre la fase de combustión premezclada. Sin embargo, parece lógico pensar que la volatilidad, la viscosidad y la tensión superficial tendrán cierta importancia sobre la fase de combustión controlada por mezcla: una mayor volatilidad, una menor tensión superficial y una menor viscosidad-contribuirán a una fase de combustión por difusión más rápida.

4.2.- Influencia de las condiciones termodinámicas en la admisión.

Un incremento en la presión y la temperatura de admisión provocan el consiguiente incremento en la presión y temperatura en el momento de la inyección de combustible. Conocido el proceso de combustión, se deduce de forma directa que estos incrementos reducen el tiempo de retraso (*Gráf. 4.2*) y, por lo tanto, suavizan la combustión premezclada (*Graf. 4.3*). Por otro lado, no afecta de forma significativa a la combustión por difusión. También se comprueba que la influencia de la temperatura es importante para cualquier condición de carga del motor, mientras que la presión no tiene influencia a cargas elevadas.



Gráf.- 4.1.- Influencia del n° de cetano en el tiempo de retaso.



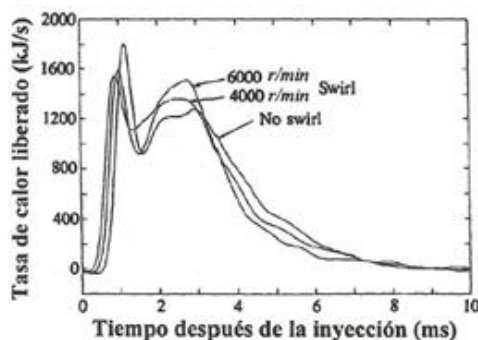
Gráf.- 4.2.- Influencia de la presión y temperatura de admisión y del n° de cetano sobre el tiempo de retaso.

4.3.- Influencia de la turbulencia.

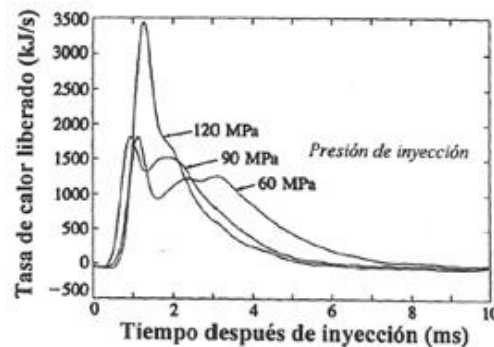
Un aumento de la turbulencia conseguido mediante una geometría adecuada de la cámara de combustión o mediante la utilización de pipas de admisión helicoidales, provoca una evaporación del combustible más rápida. Ello no afectará al tiempo de retraso de forma importante, a pesar de que la mayor turbulencia aumenta la transmisión de calor a las paredes y, por lo tanto, el mayor enfriamiento de la carga. Aunque el tiempo de retraso no varíe de forma significativa, la cantidad de combustible premezclado durante dicho periodo aumenta, por lo que la combustión premezclada será más violenta. Por otro lado, una mayor turbulencia conseguirá una combustión por difusión más rápida al serlo la velocidad de mezcla del aire con el combustible.

4.4.- Influencia de las características del chorro inyectado.

Aspectos como la velocidad de salida del combustible, el tamaño medio de las gotas del spray o la tasa de inyección, que vienen impuestos por la presión de inyección, por el diámetro de los orificios y por otros parámetros geométricos de la tobera, pueden afectar a la combustión del motor. Tal y como ocurría con la turbulencia, a pesar de que ninguno de ellos afecta de forma importante al tiempo de retraso, mayores velocidades de las gotas, sprays más finos y/o tasas de inyección mayores incrementan la cantidad de combustible premezclado durante dicho periodo y provocan una combustión premezclada más violenta. Del mismo modo, se acelera la formación de la mezcla durante la fase de combustión por difusión aumentando la velocidad de combustión en esta fase y reduciéndose su duración.



Gráf.- 4.4.- Influencia de la turbulencia sobre la combustión.



Gráf.- 4.5.- Influencia de la presión de inyección sobre la combustión.

4.5.- Influencia de la presencia de inertes en la cámara de combustión.

Se ha comprobado experimentalmente que la presencia de sustancias inertes como puedan ser el vapor de agua o los gases de escape residuales o retroalimentados hacen aumentar el tiempo de retaso por afectar directamente a las reacciones químicas que se dan durante dicha fase. Por lo tanto, la utilización de sistemas de retroalimentación de gases de escape aumentará la intensidad de la combustión premezclada. La influencia sobre la combustión por difusión será despreciable.

4.6.- Influencia del punto de inyección

La inyección del combustible, unos pocos grados antes del PMS (10° a 15°) conlleva tiempos de retraso mínimos. Puntos de inyección anteriores o posteriores hacen que la temperatura media durante el tiempo de retraso sea más pequeña y, por lo tanto, su duración aumente.

La influencia de este parámetro sobre la fase de combustión premezclada es evidente ya que al aumentar el tiempo de retraso aumenta la intensidad de dicha combustión. Sin embargo, la combustión por difusión no se ve afectada de forma apreciable al no influir este parámetro sobre el proceso de mezcla.

Avances de inyección demasiado elevados provocan que el aumento de presión ocasionado por el movimiento del pistón se solape con el ocasionado por la combustión, que además será más violenta. Esto provoca una elevación importante de las emisiones de ruido y de NO_x , así como de los esfuerzos soportados por el motor consecuencia de las mayores presiones y temperaturas internas.

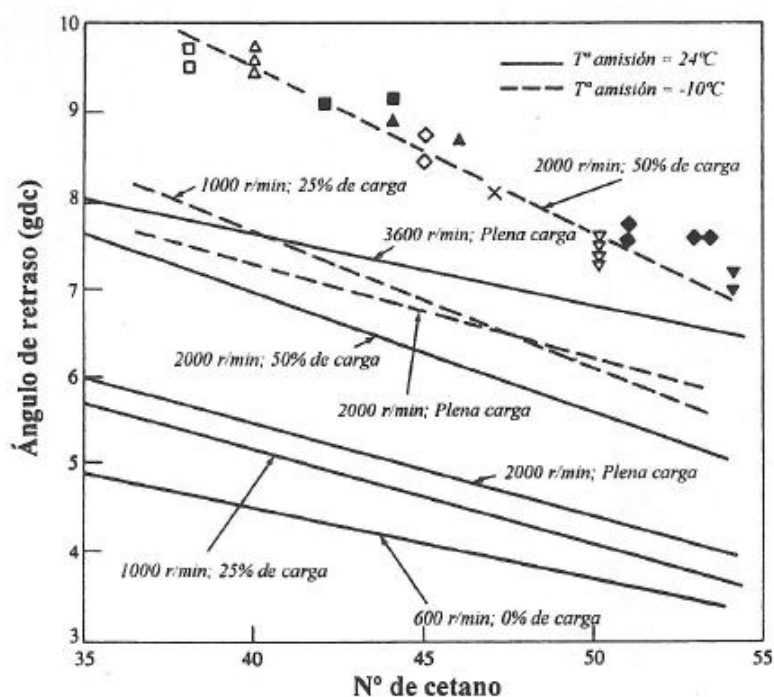
La dureza de la normativa de emisiones contaminantes hace que, en muchos casos, el punto de inyección se posponga a unos grados después del PMS para que las presiones y temperaturas pico se reduzcan considerablemente. Se actúa sobre otros parámetros para evitar un tiempo de retraso excesivo.

4.7.- Influencia de la cantidad de combustible inyectado, grado de carga del motor.

Al aumentar la cantidad de combustible inyectado, la temperatura de las paredes de la cámara y de los gases residuales del ciclo anterior aumenta. Este aumento de temperatura hace disminuir el tiempo de retraso por lo que la combustión se suaviza (*Graf 4.2*). Debido a ello, puede darse la circunstancia de que las presiones máximas y los gradientes de presión con cargas elevadas sean del mismo orden que con cargas reducidas. En lo que respecta a la combustión por difusión, este parámetro apenas afecta.

4.8.- Influencia de la velocidad de giro del motor.

El incremento de la velocidad del motor afecta a las condiciones termodinámicas presentes en el punto de inyección:



Gráf.- 4.7.- Influencia de varios parámetros sobre el tiempo de retraso.

- Una mayor temperatura, por la menor pérdida de calor durante la compresión y el aumento de la temperatura de las paredes.
- Una mayor presión, por la reducción de las fugas.
- Una mayor turbulencia, por la mayor velocidad del aire.

Los dos primeros efectos, especialmente el primero, reducen el tiempo de retraso y contribuyen a una combustión premezclada más suave. El último hace aumentar la velocidad de mezcla del aire con el combustible si bien, en conjunto afectan más los dos primeros y la combustión premezclada se suaviza (*Graf. 4.4*). Por otro lado, la mayor velocidad de mezcla acelera la combustión durante la fase de difusión, reduciendo

considerablemente la duración temporal de la combustión, aunque la duración angular pueda mantenerse o aumentar, según las características del motor.

5.- Cámaras de combustión en los MEC

La geometría de la cámara de combustión afecta de forma directa al desarrollo de la combustión de **los** motores diesel. El diseño acertado de dichas cámaras influirá positivamente en la evolución de la presión interna, en las pérdidas de calor y por fricción y en la formación de emisiones contaminantes. Todos estos son aspectos que influyen de forma decisiva en el desarrollo de cualquier motor.

Las cámaras de combustión de los motores diesel se podrán agrupar en dos familias que se estudiarán a continuación: Las **cámaras abiertas**, que se identifican con los motores de **inyección directa (DI)** y las **cámaras divididas** que lo hacen con los de **inyección indirecta (IDI)**.

5.1.- Motores de cámara abierta: Inyección directa.

Se dice que una cámara de combustión es abierta cuando *no existe ningún estrechamiento* que permita diferenciar zonas en ella. Como consecuencia de la ausencia de estrechamientos, se puede considerar sin problemas que **la presión interiores uniformes**, lo largo de toda su extensión. El hecho de que el combustible se introduzca directamente en su interior hace que los motores que la utilizan se denominen "**de inyección directa**".

A lo largo del capítulo se ha estudiado que la formación de la mezcla en los motores diesel está encomendada al sistema de inyección y a la turbulencia interna. En los motores de cámara abierta, el principal responsable es el **equipo de inyección** si bien, conforme el tamaño del motor va siendo más pequeño, se hace necesario recurrir a la ayuda de la turbulencia para conseguir que la velocidad de la combustión aumente y se adecúe a la mayor velocidad de giro de éstos y, como consecuencia, al menor tiempo disponible para la combustión.

Se utilizan **equipos de inyección** y **trabajan a presiones muy elevadas (60 a 200 MPa)** y **toberas de varios orificios** que contribuyen a distribuir el combustible por toda la cámara de combustión. Conforme las presiones de inyección van aumentando, el diámetro de los orificios ($0.2 + 0.1 \text{ mm}$) va reduciéndose, consiguiendo una mejor atomización del combustible.

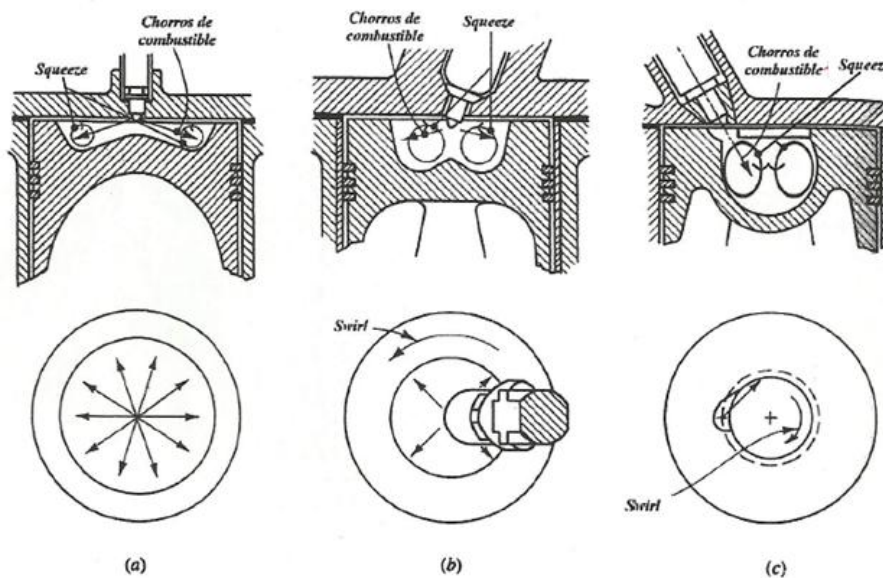
La **turbulencia** necesaria en **motores medianos o pequeños** se consigue mediante dos efectos: el *swirl* y el *squeeze*. El "**swirl**" o "**torbellino**" se obtiene mediante **pipas de admisión helicoidales** que obligan al aire a entrar a la cámara con una componente rotacional. Además, en estos motores, el **pistón posee una cavidad labrada en su cabeza** de modo que conforme el pistón se va aproximando al PMS, el aire es forzado a entrar en ella, provocando dos efectos importantes (*Ilustr. 5.1b-c*):

- La velocidad de giro del flujo ocasionada por las pipas, aumenta por el principio de conservación del momento cinético, al ser el diámetro de la cámara labrada mucho menor que el del pistón.

- Aparece una nueva componente rotacional, efecto "*squeeze*" o "*pellizco*" que provoca un movimiento hacia la parte central de la cámara.

La conjunción de dichas componentes rotacionales acelera, de forma importante, la preparación de la mezcla de aire y combustible.

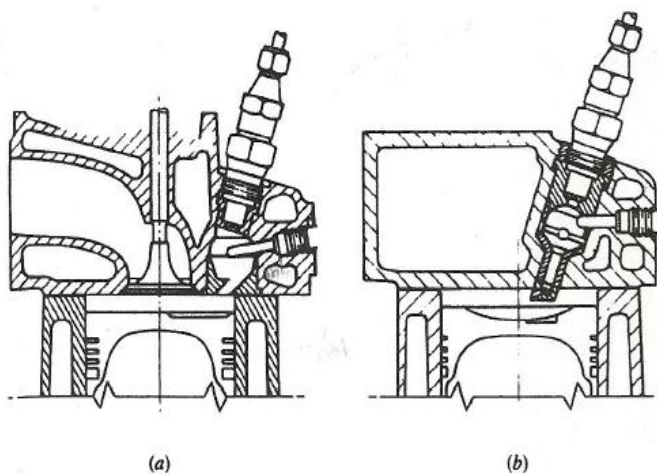
Este tipo de cámaras ha sido utilizado de forma más habitual en los motores de tamaño grande y mediano. No obstante, en las últimas décadas están desplazando casi por completo también en los motores pequeños, hasta hacerlas desaparecer, a las cámaras divididas cuyo rendimiento es inferior.



Ilustr. 5.1.- Tipos de cámara de combustión abierta: (a) Baja turbulencia. (b y c) Media y alta turbulencia.

5.2.- Motores de cámara dividida: Inyección indirecta.

Una cámara de combustión dividida es aquella que no encaja en la definición dada en el apartado anterior. Es decir, aquellas en las que **existe un estrechamiento** que permite diferenciar dos zonas dentro de la misma (*Ilustr. 5.2*): La **cámara principal** estará ubicada entre el pistón y la culata y la **cámara auxiliar** que se encuentra ubicada en el interior de la culata. La presencia del estrechamiento provoca una **diferencia de presiones entre ambas cámaras** y la elevada velocidad del flujo que lo atraviesa genera unas pérdidas de energía importantes, a causa de la fricción y la transferencia de calor. El combustible no se introduce en la cámara principal sino en la auxiliar, de ahí que los motores que utilizan estas cámaras se denominen "**de inyección indirecta**".



Ilustr. 5.2.- Tipos de cámara dividida: (a) de torbellino, (b) turbulenta.

En este tipo de cámaras, la responsabilidad de la formación de la mezcla recae de forma directa sobre la **turbulencia** interior, quedando el sistema de inyección relegado a un segundo plano. Durante el proceso de *compresión*, la elevada turbulencia que se genera en el interior de la cámara labrada en la culata, al entrar el aire procedente de la cámara principal a través del estrechamiento, permite una mezcla adecuada con el combustible introducido, a pesar de que las características del chorro sean groseras. El reducido tamaño de la precámara, aproximadamente la mitad del total, permite iniciar la combustión pero no finalizarla por no haber oxígeno suficiente. Así, durante la fase de *combustión-expansión*, la combustión iniciada eleva la presión interna de la precámara con lo que los gases presentes, con combustible parcialmente quemado, salen a través del estrechamiento a una velocidad muy elevada que garantiza la mezcla con el aire existente en la cámara principal, donde el combustible finalizará su proceso de combustión.

Los **equipos de inyección** utilizados trabajan con presiones reducidas (30 a 50 MPa) y toberas de un único orificio.

Este tipo de cámaras ha sido utilizado de forma habitual en los motores de pequeño tamaño, no obstante, el mejor rendimiento efectivo de los motores de cámara abierta y la mayor facilidad de controlar la combustión mediante el proceso de inyección, en lugar de mediante la turbulencia, está conduciendo a las primeras a su desaparición.

5.3.-Estudio comparativo y campos de aplicación de los distintos tipos de cámara de combustión.

Como consecuencia de las grandes diferencias entre los procesos de formación de la mezcla y combustión de los tipos de cámara de combustión estudiados, surgen una serie de ventajas e inconvenientes de cada una de ellas que serán las que condicionen sus campos de aplicación.

Ventajas de los motores de cámara abierta o de inyección directa (DI):

- **Culata más sencilla y económica** al no tener que alojar una cámara labrada sometida a condiciones térmicas muy duras y que, en motores sobrealimentados, podrían tener problemas de grietas.

- **Mayor facilidad de arranque** en épocas frías, por tratarse de un motor más adiabático.

- **Proceso de mezcla y combustión más fácilmente controlable** lo que admite mayor potencia de mejora en muchos aspectos. En los motores de inyección directa es posible actuar sobre el equipo de inyección y la turbulencia, ambos responsables del proceso de mezcla, en los de inyección indirecta resulta inviable actuar sobre la turbulencia, principal responsable del proceso de mezcla.

- **Menor consumo de combustible ($\approx 15\%$):** La menor turbulencia interna hace que las pérdidas por fricción y la transferencia de calor sean menores. La menor relación superficie/volumen hace que sean más adiabáticos.

Ventajas de los motores de cámara dividida o de inyección indirecta (IDI):

- **Presiones máximas y gradientes de presión más reducidos** que, los equivalentes de inyección directa ya que la elevada turbulencia con la que trabajan, hace que la combustión premezclada sea menos importante. Como consecuencia de lo anterior, son motores **menos ruidosos y menos solicitados mecánicamente** y admiten mejor combustibles de **menor n° de cetano**.

- **Menores emisiones contaminantes:** menos HC y CO, por la mejor mezcla aire-combustible y menos NO_x, por la menor combustión premezclada. No obstante, el potencial de mejora mediante sistemas de reducción de emisiones contaminantes (EGR o cat. de oxidación) o control del proceso de inyección - combustión es inferior.

- **Equipos de inyección más económicos** por trabajar con presiones menores.

- **Admiten dosados y velocidades de giro superiores** y, en definitiva, **mayor potencia específica** pues la mayor turbulencia acelera y mejora la combustión. No obstante, admiten menos sobrealimentación por los problemas térmicos en la culata.

Campos de aplicación:

- Los ***motores de gran tamaño***, habituales en aplicaciones navales, ferroviarias o de generación de energía eléctrica suelen utilizar motores 2T/4T de cámara abierta con baja turbulencia (sin pipas helicoidales y sin cámara labrada en la cabeza del pistón o, en caso contrario, poco profunda) y equipos de inyección de elevada presión.

- Los ***motores medianos***, utilizados en aplicaciones similares a las anteriores pero con una gama de potencias inferiores, en vehículos industriales y aplicaciones industriales, agrícolas, etc. suelen recurrir a motores 4T de cámara abierta con media turbulencia (pipas helicoidales y cámara labrada en la cabeza del pistón no demasiado profunda) y equipos de inyección de elevada presión.

- Los ***motores pequeños***, típicos en turismos y pequeños vehículos industriales acuden de forma casi exclusiva a motores 4T de cámara abierta con alta turbulencia (pipas helicoidales y cámara labrada en la cabeza del pistón profunda) y equipos de inyección de elevada presión. La utilización, habitual hasta no hace mucho tiempo, de los motores de cámara dividida está recorriendo un camino sin retorno hacia su desaparición como consecuencia, fundamentalmente, de su mayor consumo específico.