

RESUMEN / ABSTRACT

La combustión por compresión de una mezcla pobre homogénea, o premezclada, ha surgido en los últimos años como una alternativa para la reducción simultánea de las emisiones de óxidos de nitrógeno ( $NO_x$ ) y partículas ( $PM$ ) en los motores de combustión interna. Este novedoso proceso se puede considerar como un híbrido entre los motores de encendido provocado ( $MEP$ ) y los de encendido por compresión ( $MEC$ ), ya que usa una mezcla homogénea (o altamente premezclada) de aire-combustible como en los motores de encendido provocado, pero la mezcla se comprime hasta su auto-ignición, como en los motores de encendido por compresión. Aunque el nombre más usado para identificar este novedoso proceso de combustión ha sido el de  $HCCI$  (*Homogeneous Charge Compression Ignition*), en la literatura han aparecido una gran variedad de sistemas que aplican este concepto. En este trabajo se presenta una revisión de dichos sistemas.

Combustion by compression of a lean and homogeneous (or premixed) air-fuel mixture has recently emerged as an effective alternative to achieve simultaneous nitrogen oxides ( $NO_x$ ) and particulate matter ( $PM$ ) reduction in internal combustion engines. This novel process can be considered as a hybrid between the spark ignition ( $SI$ ) and the compression ignition ( $CI$ ) combustions. To obtain it is necessary to generate a homogeneous (or highly premixed) mixture of fuel and air (such as  $SI$  combustion), but this mixture is compressed up to its auto ignition limit (such as  $DI$  combustion). Even though this process has been identified as Homogeneous Charge Compression Ignition ( $HCCI$ ), a variety of systems that use this concept have recently appeared. This document presents a review of such systems.

Recibido: 27 de Septiembre de 2004

Aceptado: 9 de Noviembre de 2004

\* Departamento de Ingeniería Mecánica, Facultad de Ingeniería Mecánica, Eléctrica y Electrónica (FIMEE), Universidad de Guanajuato, Salamanca, Gto., México. Correo electrónico: riesco@salamanca.ugto.mx

\*\* División de Estudios de Posgrado, Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica, Universidad Autónoma de Nuevo León, Monterrey, N.L., México.

# Procesos Alternativos de Combustión en Motores de Combustión Interna.

Riesco-Ávila, J.M.\*, Gallegos-Muñoz, A.\*, Montefort-Sánchez, J.M.\* y Martínez-Martínez, S.\*\*

## INTRODUCCIÓN

No cabe duda que los motores de combustión interna alternativos ( $MCI$ ) han revolucionado completamente el transporte, la generación de potencia y tal vez han alterado la forma de operar de la sociedad de modo permanente. Hoy en día, el motor de combustión interna alternativo es una de las principales fuentes de potencia en nuestra sociedad y su uso abarca desde la propulsión marina y estaciones de generación de energía eléctrica con potencias cercanas a los 100 MW, hasta herramientas manuales con potencias del orden de los 100 W. Los primeros requieren el uso de grandes motores diesel de baja velocidad, con cilindros de hasta 1 000 mm de diámetro, mientras que los últimos normalmente involucran el uso de motores de gasolina de dos tiempos, con cilindros de alrededor de 20 mm de diámetro. Entre estos dos extremos se encuentran los motores de automoción para el transporte por carretera (automóviles, camiones, motocicletas), propulsión ferroviaria, propulsión aérea (sólo pequeños motores), maquinaria agrícola, maquinaria de obras públicas y pequeños motores industriales (accionamiento de bombas, compresores, etc.).

Desde su aparición hace ya más de 125 años, el motor de combustión interna alternativo ha tenido que superar una serie de problemas y nuevas exigencias, que con el paso del tiempo se le han ido presentando. Las dos condicionantes más importantes actualmente son, sin duda, la emisión de contaminantes y el consumo de combustible (Muñoz y Payri, 1989).

Si la combustión de los motores fuese completa y estequiométrica del aire con combustibles compuestos exclusivamente de carbono e hidrógeno ( $C_aH_b$ ), las emisiones resultantes serían únicamente: nitrógeno ( $N_2$ ), dióxido de carbono ( $CO_2$ ) y vapor de agua ( $H_2O$ ). Evidentemente, esto no es así, la combustión siempre es incompleta y, dependiendo del tipo y condiciones

**PALABRAS CLAVE:** Motores de combustión interna; Combustión homogénea; Emisiones.

**KEYWORDS:** Internal combustion engines; Homogeneous combustion; Emissions.

de funcionamiento de cada motor, en las emisiones arrojadas a la atmósfera a través del tubo de escape se puede localizar una cantidad de componentes nocivos próxima al 1 %.

Entre las emisiones contaminantes arrojadas por los *MCIA* destacan, por cantidad y toxicidad, el monóxido de carbono (*CO*) en los motores de encendido provocado (*MEP*) y las partículas sólidas en forma de cenizas y hollín en los motores de encendido por compresión (*MEC*), resultantes de mezclas excesivamente ricas. Otras emisiones contaminantes generadas en la combustión de los *MCIA* son: los óxidos de nitrógeno (*NOx*), resultantes de las altas temperaturas de la combustión y los hidrocarburos no quemados (*HC*), resultantes de combustión incompleta.

Aunque la emisión de  $CO_2$  es intrínseca al proceso de combustión y no está actualmente legislada como contaminante, también se considera como un compuesto agresivo para el medio ambiente, debido a su probada influencia sobre el fenómeno climático conocido como “efecto invernadero”.

Si bien la cantidad de emisiones nocivas arrojadas por un solo automóvil puede resultar insignificante, la concentración de los automóviles en las grandes urbes actuales implica un riesgo elevado de contaminación atmosférica para la humanidad y, a medio plazo, un deterioro irreversible del planeta. Esto ha llevado a desarrollar una legislación cada vez más rigurosa sobre las emisiones de los motores que ha obligado a los investigadores y técnicos a esforzarse en la concepción de motores más limpios y menos ruidosos.

Se debe destacar que en los últimos años los niveles de las principales emisiones contaminantes se han reducido considerablemente y la normativa para los próximos años prevé reducir estos niveles aún más. Por ejemplo, en la figura 1 se muestran los valores límites según distintas normativas (parte inferior), para las principales emisiones de los motores diesel usados para

vehículos de transporte pesado por carretera o transporte interurbano de pasajeros. Estos motores son conocidos en la literatura anglosajona como *Heavy Duty Diesel Engines (HDDE)*. En la parte inferior de la figura 1 se representan los valores específicos (flujo másico por unidad de potencia) de las emisiones de *NOx* y de partículas, mientras que en la parte superior de esta figura está representado el nivel del consumo específico de combustible (*Ge*) obtenido con la tecnología actual, en función de la emisión específica de *NOx*.

Sin un avance tecnológico importante, la drástica reducción requerida en las emisiones de *NOx* perjudicará el consumo del combustible e incrementará los costos del motor considerablemente. No obstante, se tienen que buscar estrategias de reducción que satisfagan tanto los requisitos legislativos como los del mercado, como se muestra en la parte superior de la figura 1 (Moser *et al.*, 2001).

Desafortunadamente, la reducción simultánea de las emisiones de *NOx* y *PM* es difícil debido a que la mayoría de las estrategias para reducir alguno, causa un incremento en el otro. Además, las estrategias para reducir emisiones, especialmente las enfocadas a *NOx*, a menudo causan un incremento en el consumo de combustible.

Las investigaciones tradicionales se enfocan en la reducción de uno de estos contaminantes, *NOx* o *PM*, mediante la gestión eficiente del aire de admisión y la optimización de los parámetros de inyección (Payri *et al.*, 2003; Benajes *et al.*, 2004a), mientras que el otro contaminante se reduce mediante un postratamiento de los gases de escape, como un catalizador para reducir *NOx* (Miller *et al.*, 2000), o una trampa de oxidación de partículas (Allansson *et al.*, 2000). En la figura 2 se muestran las posibles estrategias a seguir para la reducción en las emisiones de estos contaminantes, con el fin de satisfacer las normativas futuras. Estas estrategias son:

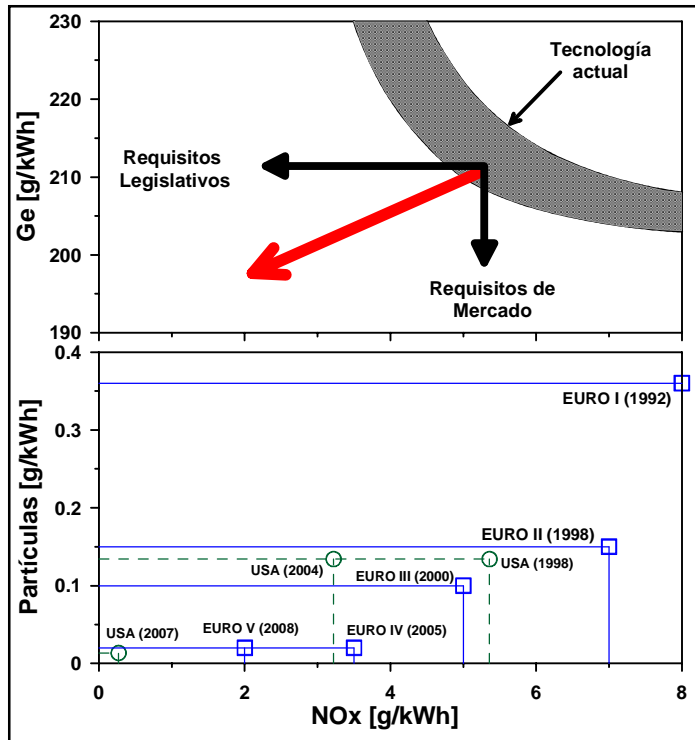


Figura 1. Evolución de las normativas anticontaminantes en Europa y Estados Unidos y requisitos de mercado (Moser *et al.*, 2001).

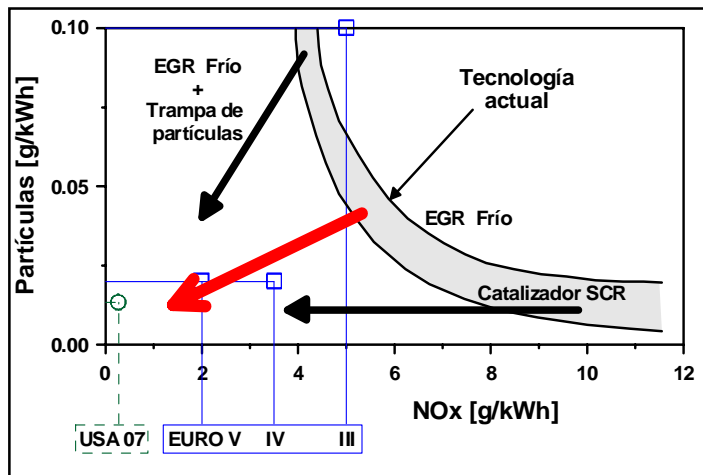


Figura 2. Estrategias de reducción de emisiones contaminantes en motores diesel (HDDE) (Moser *et al.*, 2001).

- Reducción de  $NO_x$  con recirculación de gases de escape (EGR) y reducción de partículas con una trampa de oxidación.
- Reducción de partículas optimizando el proceso de combustión y reducción de  $NO_x$  con postratamiento de los gases de escape (catalizador selectivo –SCR–).

Parece evidente que, pese a la introducción de nuevas tecnologías y los pre-  
visibles desarrollos futuros, no será posible cumplir los límites de contaminantes impuestos por las futuras normas actuando sobre el proceso de combustión y será imprescindible el pos-tratamiento de los gases de escape. Sin embargo, recientemente se está investigando un proceso alternativo, o complementario, de combustión para los *MCIA*, el cual es capaz de reducir simultáneamente la emisión de  $NO_x$  y *PM*, con eficiencias térmicas similares a las de los motores diesel convencionales.

Aunque el nombre más usado para identificar este novedoso proceso de combustión es *HCCI* (*Homogeneous Charge Compression Ignition*), en la literatura han aparecido una gran variedad de sistemas que aplican este concepto. A continuación se presenta una breve revisión de dichos sistemas.

## PROCESOS ALTERNATIVOS

La combustión por compresión de una mezcla pobre homogénea, o premezclada, ha surgido en los últimos años como una alternativa para la reducción simultánea de la emisión de óxidos de nitrógeno ( $NO_x$ ) y partículas (*PM*) en los motores de combustión interna.

Este novedoso proceso se puede considerar como un híbrido entre los motores de encendido provocado (*MEP*) y los de encendido por compresión (*MEC*), ya que usa una mezcla homogénea (o altamente premezclada) de aire-combustible como en los motores de encendido provocado, pero la mezcla se comprime hasta su auto-ignición, como en los motores de encendido por compresión. De esta forma, la combustión empieza casi simultáneamente en muchos puntos dentro de la cámara de combustión y tiene lugar sin propagación de un frente de llama en

ausencia de regiones con temperaturas locales altas, lo que reduce la formación de  $NO_x$ . Además, la ausencia de una fase de combustión por difusión y regiones de dosados ricos evita la formación de  $PM$ .

Con algunas variantes en los métodos, combustible, o tipo de motor utilizados, a lo largo de los años han aparecido diferentes nombres para sistemas de combustión con estas características; por ejemplo, *ATAC* (Onishi *et al.*, 1979), por “*Active-Thermo Atmosphere Combustion*”; *CIHC* (Najt y Foster, 1983), por “*Compression-Ignited Homogeneous Charge*”; *HCCI* (Thring, 1989), por “*Homogeneous Charge Compression Ignition*”; *PREDIC* (Takeda *et al.*, 1996), por “*PREmixed lean DIEsel Combustion*”; *AR* (Ishibashi y Asai, 1996), por “*Active Radical*”; *PCCI* (Aoyama *et al.*, 1996), por “*Premixed Charge Compression Ignition*”; *UNIBUS* (Yanagihara, 1996), por “*UNIform BUlky combustion System*”; *HiMICS* (Yokota *et al.*, 1997 y 1998), por “*Homogeneous charge intelligent Multiple Injection Combustion System*”; *HCDC* (Susuki *et al.*, 1997a y 1997b) por “*Homogeneous Charge Diesel Combustion*”; *MULDIC* (Hashizume *et al.*, 1998), por “*MULTiple stage DIEsel Combustion*”; *MK* (Kimura *et al.*, 1999), por “*Modulated Kinetics*”; *PCI* (Iwabuchi *et al.*, 1999), por “*Premixed Compression-Ignited combustion*”; o *CAI* (Lavy *et al.*, 2000), por “*Controlled Auto-Ignition*”. Sin embargo, estos términos son específicos para las características particulares del motor o sistema de inyección usado y generalmente no son apropiados para motores con características diferentes.

Groenendijk y Müller (2002), señalan que los nombres que resaltan las condiciones de homogeneidad y mezcla pobre de la combustión son los más adecuados para describir correctamente los rasgos del proceso. Consideran que nombres como el de *AR* o el de *MK* no son muy afortunados, ya que tanto en la combustión convencional como en la homogénea, el inicio de la combustión se debe a la activación de radicales y que es ciertamente necesaria una

“modulación” efectiva de la cinética química de la combustión.

El acrónimo más aceptado actualmente es el de *HCCI* (ignición por compresión de una carga homogénea); sin embargo, Zhao *et al.*, (2001) mencionan que éste no es adecuado para describir los mecanismos de combustión identificados por Onishi *et al.*, (1979) y Lavy *et al.*, (2000), en motores de dos y cuatro tiempos, respectivamente, donde las mezclas aire-combustible no eran homogéneas.

La combustión homogénea tampoco es el caso en sistemas como el *PREDIC* o el *MK*. Aunque en el primero se puede considerar que la mezcla es casi homogénea al inicio de la combustión, en el segundo definitivamente no lo es, ya que en este caso la mezcla se encuentra altamente premezclada, pero no es homogénea.

Zhao *et al.*, (2001) consideran que el término “*CAI*”, (auto-ignición controlada), describe más adecuadamente los rasgos genéricos de este nuevo proceso de combustión, debido en primer lugar a que éste es iniciado por auto-ignición de la carga (mezcla aire-combustible) y en segundo lugar a que necesita ser controlado con el fin de evitar una combustión detonante violenta (*knocking*). Además, consideran que el término *CAI* también es compatible con la clasificación convencional en la literatura anglosajona de los motores de combustión interna (*IC*) en motores de combustión encendidos por chispa (*SI*) y por compresión (*CI*). En este caso, los términos serían *MEP* (Motor de Encendido Provocado), *MEC* (Motor de Encendido por Compresión) y *MAEC* (Motor de Auto-Encendido Controlado).

Independientemente del nombre utilizado, este proceso alternativo ha sido probado con éxito (aunque limitado) en motores de dos y cuatro tiempos, así como con combustibles líquidos y gaseosos. A continuación se presenta una breve revisión de los diferentes sistemas encontrados en la literatura. La discusión se centra en los motores de cuatro tiempos.

### Clasificación de los procesos de combustión alternativos

Independientemente del motor, estrategia o tipo de combustible utilizado, una clasificación interesante de los procesos de combustión alternativos es mediante la forma en que el combustible se introduce a la cámara de combustión, como se muestra en la figura 3.

El método de inyección del combustible representa una distinción importante, ya que tiene un efecto considerable en las características del motor y limita los métodos de control del inicio de la combustión que se pueden emplear. Aunque existen diferentes sistemas y estrategias de inyección del combustible en los motores que utilizan este proceso de combustión, se puede distinguir entre tres grupos (figura 3): los que inyectan el combustible corriente arriba de las válvulas de admisión (inyección indirecta), conocidos en la literatura como *PFI*, por sus siglas en inglés, *Port Fuel Injection*; los que inyectan el combustible directamente en la cámara de combustión (inyección directa); y una tercera opción que combina las dos primeras, denominada aquí inyección mixta. Además, cuando la inyección se realiza directamente en la cámara de combustión, ésta puede hacerse adelantada durante la carrera de compresión; o retrasada, muy cerca del punto muerto superior (*PMS*) o durante la carrera de expansión. A continuación se describen las principales características de cada uno de ellos.

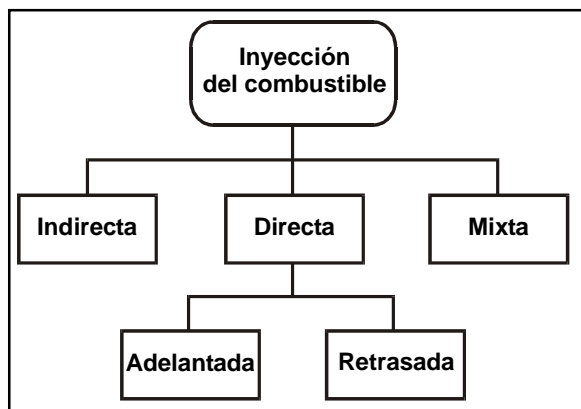


Figura 3. Métodos de inyección del combustible en los procesos de combustión alternativos.

### Inyección indirecta

La manera más simple de conseguir una mezcla homogénea es inyectando el combustible antes de la válvula de admisión e introduciendo la mezcla al cilindro durante la carrera de compresión. Para la inyección del combustible, generalmente se emplea un sistema de inyección de baja presión (electrónico o carburador), como los empleados comúnmente en los motores de gasolina. En esta categoría se encuentran los sistemas *CIHC*, *HCCI*, *PCCI* y *CAI*.

Los primeros en probar este sistema en un motor de cuatro tiempos fueron Najt y Foster (1983), quienes utilizaron una mezcla de iso-octano y n-heptano, en un motor monocilíndrico con relación de compresión variable. Posteriormente, Thring (1989) demostró que la combustión homogénea también se podía lograr utilizando gasóleo como combustible. Desde entonces, se han probado una gran variedad de combustibles y mezclas, con igual número de configuraciones de motor, aunque la inyección indirecta es más atractiva para combustibles gaseosos y altamente volátiles. El uso de combustibles pesados, como el gasóleo, provoca que éste se deposite en el colector de admisión, incrementando el consumo de combustible y puede producir desgastes en el motor debido a la degradación del aceite de lubricación. Para asegurar la vaporización del combustible en estos casos, se requiere el uso de una fuente de calor auxiliar en la admisión y/o *EGR* como fuente de calor suplementaria (Ryan y Callahan, 1996; Gray y Ryan, 1997). Por otro lado, Christensen *et al.*, (1999b) demostraron que se puede utilizar casi cualquier combustible líquido, si se utiliza un motor con relación de compresión variable.

Aunque es casi imposible alcanzar una “homogeneidad” completa, ya que siempre habrá heterogeneidad en la composición y la temperatura, para alcanzar un alto grado de mezcla (u homogeneidad) en el cilindro, la inyección del combustible en el colector de admisión se beneficia de la turbulencia generada cuando la mez-

cla se acelera al pasar por la válvula de admisión (Stanglmaier *et al.*, 2001).

Para obtener la auto-ignición, el combustible se mezcla con aire caliente en el colector de admisión y la temperatura de la mezcla aire-combustible se incrementa aún más durante la carrera de compresión. Con este sistema no hay un control directo sobre el tiempo de ignición; éste sólo puede controlarse indirectamente ajustando los parámetros de operación correctamente para que la ignición ocurra cerca del *PMS*. Entre los parámetros más importantes que afectan el inicio de la combustión se encuentran la relación de compresión, la temperatura y presión de admisión, el tipo de combustible utilizado, el dosado relativo y la tasa de *EGR*. Todos ellos han sido ampliamente estudiados y descritos en la literatura. Además de la falta de control en el inicio de la combustión, otro gran problema con estos sistemas es la alta tasa de combustión. Si la mezcla es muy rica, la tasa de combustión será muy rápida y generará problemas de detonación (*knock*). Por otro lado, con una mezcla muy pobre no habrá potencia suficiente para vencer las pérdidas por fricción o la combustión será incompleta (*misfire*).

Para limitar la tasa de combustión, se deben usar mezclas muy diluidas. Esta dilución se puede alcanzar mediante una alta relación aire/combustible (mezclas pobres) (Christensen *et al.*, 1997 y 1998a) y/o con grandes cantidades de *EGR* (Christensen *et al.*, 1998b). Una tercera alternativa es usar agua como diluyente (Christensen *et al.*, 1999a).

### Inyección directa

El segundo método de inyección utilizado en los procesos de combustión alternativos es mediante la inyección directa del combustible en la cámara de combustión. A su vez, este método se divide en dos estrategias: en la primera la inyección se realiza muy adelantada en la carrera de compresión, cuando la densidad del gas es baja; y en la segunda, la inyección se realiza cerca del *PMS* o durante la carrera de expan-

sión, con una densidad del gas alta. A continuación se describen ambas estrategias.

### Inyección directa adelantada

Otro de los métodos usados para obtener una mezcla homogénea de aire-combustible dentro del cilindro es mediante la inyección adelantada (muy avanzada con respecto al *PMS*), de una parte o todo el combustible directamente en la cámara de combustión. Dentro de estos sistemas se encuentran el *HiMICS*, *UNIBUS*, *PCI*, *PREDIC* y *MULDIC*.

La combustión homogénea con inyección directa adelantada se describe en la literatura únicamente con gasóleo como combustible. Debido a que la inyección se realiza en una carga de aire de baja densidad, el choque del combustible con la pared del cilindro es un problema grave. Algunos investigadores han realizado esfuerzos significativos para minimizar el choque de pared mediante el desarrollo de inyectores de respuesta rápida (Yanagihara, 1996 y 2001) de baja penetración (Iwabuchi *et al.*, 1999), o mediante el uso de inyectores laterales (Takeda y Niimura, 1995) y han obtenido mejoras significativas. No obstante, el choque de pared es un problema que probablemente permanezca en la inyección directa de gasóleo en ambientes de baja densidad. Es probable que en el futuro, cuando se desarrollen mejores técnicas de preparación de la mezcla, la inyección directa del combustible llegue a ser el método preferido en los motores con combustión homogénea.

En esta estrategia la inyección del combustible se realiza con uno o varios inyectores, como se describe a continuación.

### Inyección directa adelantada con un inyector

Los sistemas *HiMICS*, *UNIBUS* y *PCI* usan un solo inyector para la inyección del combustible.

El concepto *HiMICS* (*homogeneous charge intelligent multiple injection combustion system*) fue desarrollado por *Hino motors* en 1997. El

sistema de inyección utilizado es un *common rail* (con una presión de inyección de 90 MPa) y un inyector central con dos posibilidades; uno de 6 orificios con un diámetro de 0,23 mm y un ángulo entre chorros de 125°; o uno de 30 orificios de 0,1 mm de diámetro y tres ángulos entre chorros: 12x155°, 12x105°, 6x55°.

Este concepto se basa en la combustión por compresión de una mezcla pobre premezclada, combinada con inyecciones múltiples. Para formar la mezcla pobre homogénea, parte del combustible se inyecta en una etapa adelantada durante la carrera de compresión y el resto se inyecta alrededor del *PMS*, de la misma forma que en la inyección tradicional. En la figura 4 se muestran los patrones de inyección utilizados. En esta figura, M representa la inyección principal, P, E y A representan una inyección piloto, una adelantada y una posterior a la inyección principal, respectivamente.

Los resultados experimentales muestran que tanto el *trade-off* entre la emisión de *NOx* y el consumo de combustible, como el de las emisiones de *NOx* y humos, se pueden mejorar con la combustión *HiMICS*, casos (c) y (d), con

respecto a los casos (a) y (b), cuando la inyección principal se retrasa considerablemente y la emisión de *NOx* es extremadamente baja. La inyección retrasada, 30° *DPMS*, mostró ser efectiva en la reducción de humos. El problema de este tipo de combustión es los altos niveles de emisión de *HC* y *CO*. Sin embargo, con el uso de *EGR* la emisión de *HC* se redujo hasta en un tercio.

Por otro lado, los conceptos *UNIBUS* (*uniform bulky combustion system*) de *Toyota* y *PCI* (*premixed compressed ignited combustion*) de *Mitsubishi*, son muy parecidos entre sí. En ambos casos se utiliza un sistema de inyección *common rail*. El primero utiliza un inyector de alta respuesta (piezo-inyector) y el segundo uno de baja penetración, evitando así que el combustible llegue a las paredes de la cámara de combustión. La inyección se realiza muy adelantada en la carrera de admisión, hasta 120° antes del *PMS*. Con este tipo de inyección, la emisión de *NOx* es extremadamente baja y prácticamente no hay emisión de humos, aunque el consumo de combustible es ligeramente mayor que con la combustión diesel convencional.

#### Inyección directa adelantada con dos o más inyectores

La inyección directa adelantada usando varios inyectores, *PREDIC* y *MULDIC*, fue desarrollada por el *New Ace Institute* en 1996. En el primer caso, *PREDIC* (*premixed lean diesel combustion*), la inyección se realiza mediante dos inyectores laterales, o con un inyector central, como se muestra en la figura 5.

Cuando la inyección se realiza con los dos inyectores laterales, figura 5a, ambos inyectan la misma cantidad de combustible, a la misma presión y en el mismo punto de inyección. De esta manera, los chorros chocan en la región central del cilindro mejorando el proceso de mezcla con el aire y reduciendo la penetración, lo que evita el choque del combustible con las paredes de la cámara de combustión. Ambas toberas de inyección son de dos orificios de 0,17 mm de diámetro y 30° entre chorros.

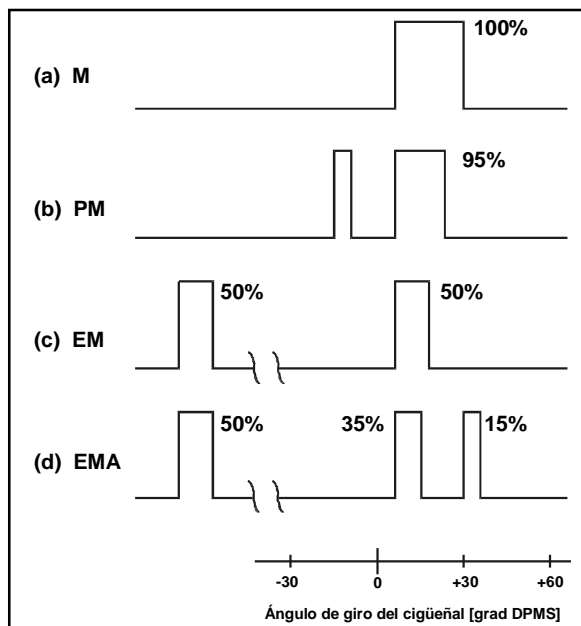


Figura 4. Patrones de inyección utilizados en la combustión *HiMICS* (Yokota *et al.*, 1997).

Como se muestra en la figura 5a, estos chorros inyectan el combustible con un ángulo de  $30^\circ$  con respecto a la horizontal.

Con esta estrategia de inyección se obtiene una notable reducción en la emisión de  $NO_x$  (menos de 1/10 del valor mínimo que se obtiene con la operación diesel convencional), cuando la inyección se realiza  $80^\circ APMS$  y con un dosado relativo de 0,37. Aunque el incremento en el consumo de combustible es relativamente pequeño, 15 % aproximadamente, la emisión de  $HC$  y  $CO$  se incrementa considerablemente (hasta 2 000 y 5 000 ppm, respectivamente).

El inicio de la inyección en estos casos está limitado por fallos en la combustión (*misfire*), para inyecciones más adelantadas, y problemas de detonación (*knocking*), para inyecciones más retrasadas.

Para dosados más ricos, se reduce la región entre el fallo de la combustión y los problemas de detonación, y sólo es posible incrementar la cantidad de combustible hasta dosados relativos de 0,4, manteniendo bajo el nivel de emisión de  $NO_x$ .

Para la inyección con un solo inyector central, se utiliza una tobera de 30 orificios de 0,08 mm de diámetro, repartidos en tres niveles de 10 orificios cada uno, como se muestra en la

figura 5b. La presión de inyección se varía entre 100 y 200 MPa y el rango de inyección entre  $80^\circ$  y  $20^\circ APMS$ . Al igual que en el caso de los dos inyectores, el límite para el dosado relativo es de 0,37, para evitar problemas de detonación y mantener muy bajo el nivel de emisión  $NO_x$ . Aunque en este caso, estas condiciones se logran cuando el combustible se inyecta alrededor de  $40^\circ$  antes del  $PMS$ .

Para incrementar el rango de operación con la combustión *PREDIC*, Hashizume *et al.*, (1998), proponen el concepto *MULDIC* (*multiple stage diesel combustion*), el cual consiste en dos etapas de combustión; la primera corresponde a la combustión premezclada de una mezcla pobre (*PREDIC*) y la segunda a una combustión por difusión con condiciones de alta temperatura y baja concentración de oxígeno.

En esta estrategia, la primera etapa de inyección se realiza con los dos inyectores laterales, como en la combustión *PREDIC*, y la segunda con un inyector central de 6 orificios de 0,17 mm de diámetro, con un ángulo entre chorros de  $155^\circ$ . Con el fin de reducir la emisión de humos, también se probó un inyector de 8 orificios de 0,08 mm de diámetro, con el mismo ángulo entre chorros que el anterior.

El sistema de inyección permite controlar independientemente tanto la cantidad como el tiempo de inyección de cada etapa. La presión máxima de inyección en el inyector central fue de 250 MPa y de 120 MPa para los laterales.

La primera etapa de inyección se realiza a  $150^\circ APMS$ , donde es posible mantener una baja emisión de  $NO_x$  con la combustión de la mezcla pobre premezclada. El tiempo de inyección de la segunda etapa se varía entre  $2^\circ APMS$  y  $30^\circ DPMS$ . El régimen de giro del motor y el dosado relativo utilizado son de 1 000 rpm y 0,71, respectivamente, que corresponden a las condiciones de plena carga del motor utilizado. En la primera etapa, la cantidad de combustible inyectado es de  $60 \text{ mm}^3/\text{ciclo}$ , que corresponde a un dosado relativo de 0,36. Esta cantidad de combustible representa la cantidad máxima que

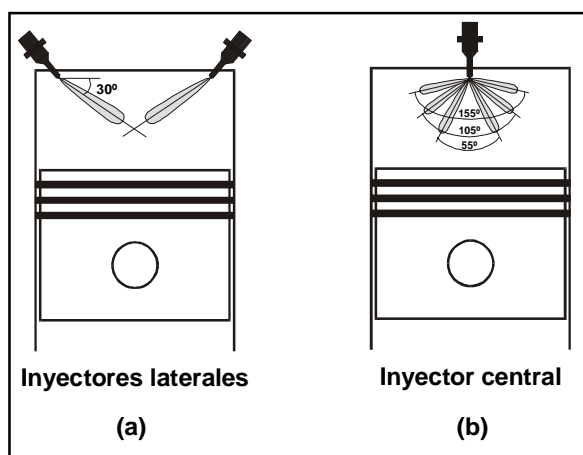


Figura 5. Localización de los inyectores usados en el sistema *PREDIC* (Takeda *et al.*, 1996).



se puede inyectar sin tener problemas de detonación. En la segunda etapa se inyectan  $64 \text{ mm}^3/\text{ciclo}$ , para obtener un dosado relativo global de 0,71.

Con esta estrategia es posible reducir simultáneamente la emisión de  $\text{NO}_x$  y la de humos, incluso a plena carga del motor. El consumo de combustible con la combustión *MULDIC* es mayor que con la operación convencional del motor, debido a la prematura ignición de la primera etapa de la combustión y a la extremadamente retrasada segunda inyección para la segunda etapa de la combustión. Sin embargo, la optimización de la primera etapa de la combustión para aproximarla a una combustión a volumen constante incrementa la eficiencia térmica. Por otro lado, con la combustión *MULDIC* la emisión de  $\text{NO}_x$  se redujo a menos de la mitad de los valores correspondientes a una combustión diesel convencional, con el mismo consumo de combustible.

#### Inyección directa retrasada

Tal vez el método más novedoso de combustión premezclada en motores diesel es el sistema *MK* (*modulated kinetics*) propuesto por Nissan en 1998. En este concepto se utiliza un sistema de inyección *common rail* con un inyector de 5 orificios de 0,22 mm de diámetro.

El concepto *MK* se caracteriza esencialmente como un proceso de combustión premezclada de baja temperatura, que reduce simultáneamente la emisión de  $\text{NO}_x$  y hollín. Las bajas temperaturas de combustión se alcanzan mediante el uso de altas tasas de *EGR*, con lo que la emisión de  $\text{NO}_x$  se reduce hasta en un 90 %. Por otro lado, la reducción en la emisión de hollín se logra promoviendo la combustión premezclada mediante un incremento en el tiempo de retraso y mejorando la dispersión del combustible con el uso de una cámara de combustión toroidal de gran diámetro de cavidad. Además, con

un incremento en el nivel de torbellino (*swirl*) se obtiene una importante reducción en la emisión de *HC* y hollín. En la figura 6 se resumen los efectos de la combustión *MK* en las emisiones.

Para evaluar el efecto de la combustión *MK* en el rendimiento del motor, además del *rendimiento indicado* se utilizan dos parámetros adicionales: la *fracción de energía aparente liberada*, que se define como la relación entre la energía aparente liberada y la energía entregada por el combustible. En esta definición, la energía aparente liberada toma en cuenta las pérdidas de energía a través de las paredes de la cámara de combustión, por lo que una reducción en estas pérdidas incrementa la fracción de energía aparente liberada. El otro parámetro es la *eficiencia de conversión de energía en trabajo*, definida como la relación entre el trabajo indicado y la energía aparente liberada. El producto de estos dos parámetros es el *rendimiento indicado* del ciclo. En la figura 7 se resumen los efectos de la combustión *MK* sobre estos parámetros. Así, se observa que al reducir la concentración de oxígeno, las bajas temperaturas de combustión incrementan la fracción de energía aparente (de-

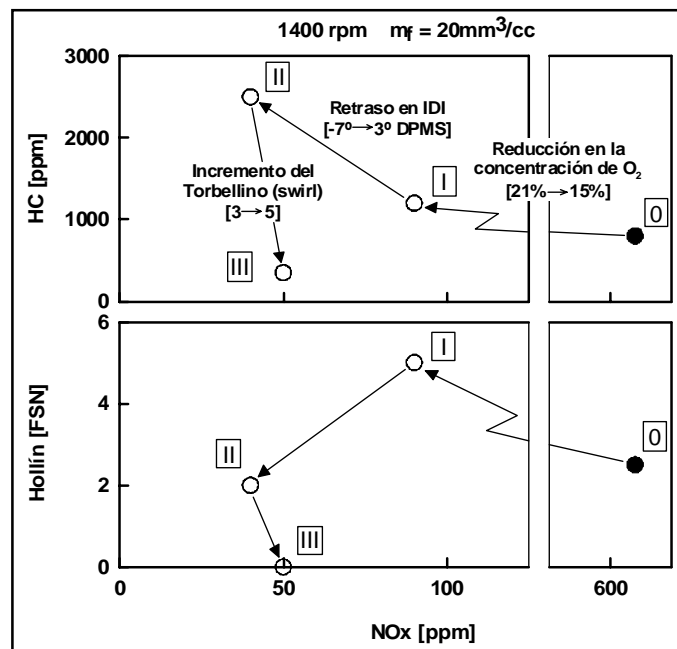


Figura 6. Efecto de la combustión *MK* en las emisiones (Kimura *et al.*, 1999).

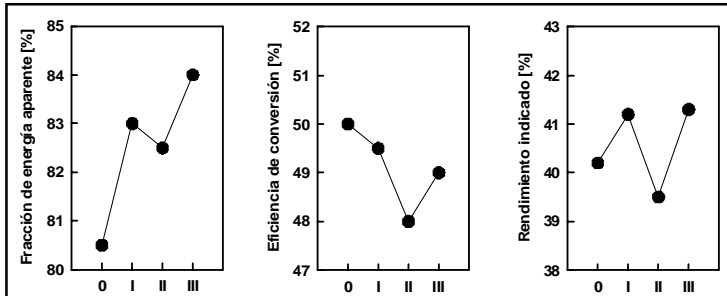


Figura 7. Efecto de la combustión *MK* en el rendimiento del motor (Kimura *et al.*, 1999).

bido a que se reducen las pérdidas de energía), lo que produce un incremento en el rendimiento térmico. Con el retraso en el inicio de la inyección, se reducen tanto la fracción de energía aparente como la eficiencia de conversión, con lo que se perjudica el rendimiento indicado. Sin embargo, con el incremento en el nivel de torbellino, estos parámetros se incrementaron, con lo que el rendimiento indicado se mejoró significativamente.

Estudios realizados demuestran que el incremento en la fracción de energía debida al incremento en el nivel de torbellino se debe principalmente a una reducción en las pérdidas de energía a través de las paredes de la cámara de combustión. La explicación a esto es que con el incremento en el torbellino, el combustible se distribuye mejor en el centro de la cámara de combustión, manteniendo la temperatura de las paredes más baja que con el torbellino más bajo. Además, la mejor distribución del combustible mejora el proceso de combustión, incrementando la eficiencia de conversión y reduciendo la emisión de *HC* y hollín, como se vio anteriormente.

Un beneficio adicional de la combustión *MK* es que reduce el gradiente de presión máximo en el cilindro, que es una medida del nivel de ruido de la combustión.

La inyección directa retrasada parece evitar la mayoría de los problemas asociados con el choque de pared del combustible en los sistemas de combustión homogénea y proporciona algún control del inicio de la combustión; sin embargo, debido al corto tiempo de retraso del gasóleo la aplicación de este concepto se limita a cargas parciales del motor.

Para poder extender el uso de este sistema a cargas altas, el tiempo de retraso deberá ser mayor que el tiempo de inyección. Esto se ha podido lograr con la combinación de alta presión de inyección, una relación de compresión baja y el uso de *EGR* frío. En la figura 8 se muestra el efecto de estos parámetros en el tiempo de retraso.

Los resultados muestran que es posible mantener el bajo nivel en la emisión de *NOx* y de hollín, sin perjudicar el consumo de combustible, con dosados relativos de hasta 0,77 aproximadamente, ya que con dosados relativos más ricos se incrementan tanto el nivel de emisión de humos como el consumo de combustible.

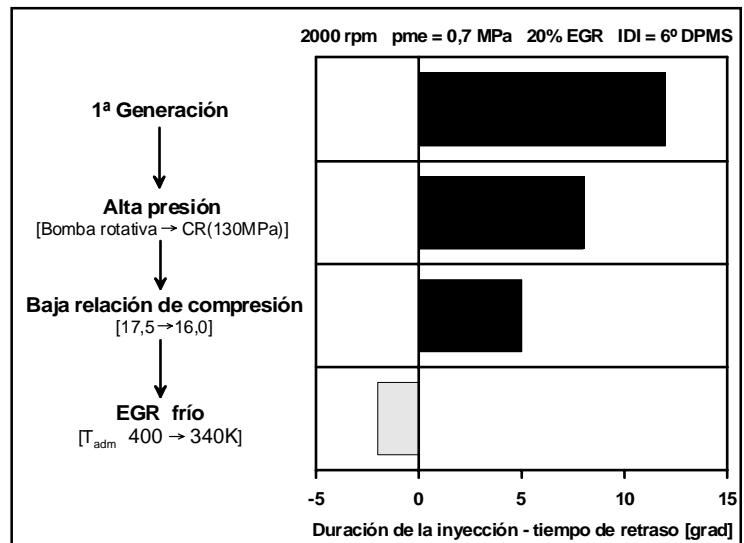


Figura 8. Efecto de la presión de inyección, la relación de compresión y el *EGR* en la relación entre la duración de la inyección y el tiempo de retraso (Kimura *et al.*, 1999).

### Inyección mixta

Una tercera alternativa de inyección es la que combina las dos anteriores (indirecta y directa), denominada aquí como inyección mixta. Este concepto propuesto por el *Traffic Safety and Nuisance Research Institute* en 1997, conocido como *HCDC* (*homogeneous charge diesel combustion*) (Suzuki *et al.*, 1997a y 1997b), usa un inyector electrónico de gasolina de baja presión en el colector de admisión (5 MPa de presión de inyección) y un sistema de inyección de bomba en línea para la inyección directa del combustible en la cámara de combustión. El inyector utilizado para la inyección directa es de 4 orificios de 0,21 mm de diámetro o uno de 4 orificios de 0,14 mm de diámetro, con una presión de inyección de 18 MPa.

En este sistema la mayor parte del combustible se inyecta en el colector de admisión para formar la premezcla homogénea y la combustión se inicia inyectando una pequeña cantidad de combustible directamente en la cámara de combustión.

Con el fin de mantener la emisiones de  $NO_x$  y humos en un nivel bajo, en la combustión *HCDC* es importante incrementar lo más posible la relación entre el combustible inyectado para la premezcla y el inyectado directamente; sin embargo, esta relación máxima está limitada por la detonación de la premezcla y depende de la carga del motor.

Originalmente, el combustible utilizado en la premezcla fue iso-octano (2, 2, 4-trimetilpentano) por su alta resistencia al autoencendido y para investigar el efecto antidetonante de la premezcla, se mezcló con heptano normal para ajustar el índice de octano del combustible. La ignición de la premezcla se realizó mediante la inyección directa de combustible diesel (Suzuki *et al.*, 1997a y 1997b). Sin embargo, el uso de dos combustibles no es práctico, aunque la emisión de  $NO_x$  y humos se redujo simultáneamente en un amplio rango de operación del motor.

Posteriormente, el concepto *HCDC* se aplicó utilizando combustible diesel tanto para formar la premezcla como en la inyección directa (Suzuki *et al.*, 1998; Odaka *et al.*, 1999). En este caso, a bajas cargas no se tuvieron problemas de detonación de la premezcla, incluso cuando la mayor parte del combustible se inyectó en premezcla. Por otro lado, para cargas altas, con más del 60 % del combustible inyectado en premezcla se tuvieron problemas de detonación, lo que incrementó la emisión de  $NO_x$  y la de humos. Sin embargo, optimizando la presión de admisión y el inicio de la inyección directa, fue posible operar en motor a plena carga, sin incrementar el nivel de las emisiones de  $NO_x$  y de humos.

### Modo de operación dual

Una de las principales limitantes de la combustión premezclada es el rango de operación al que se puede aplicar. En términos del dosado relativo, para mezclas muy pobres la combustión falla, mientras que cuando el dosado relativo se incrementa, la combustión puede llegar a ser altamente detonante.

Una forma alternativa de abarcar todo el rango de carga del motor es usando un modo de operación dual; esto es, a cargas altas el motor podría trabajar de forma convencional (*MEP* o *MEC*), usando sistemas de postratamiento para reducir las emisiones; por otro lado, en cargas parciales, donde los sistemas de postratamiento no son efectivos debido a las bajas temperaturas de los gases de escape, el motor podría trabajar en combustión homogénea, o premezclada (Shimazaki *et al.*, 2003). Obviamente, este método es más atractivo en motores que trabajan mucho tiempo a cargas parciales, los cuales se beneficiarían de la reducción de emisiones en este rango de operación.

El primero en sugerir el uso del modo de operación dual fue Thring (1989). Él propone que en ralentí y cargas parciales el motor podría trabajar en combustión homogénea, mientras que para el arranque y la operación a plena carga

podría hacerlo como un **MEP** convencional. De esta forma, se podrían mantener las ventajas de la alta potencia específica y bajas emisiones de partículas de los **MEP** al mismo tiempo que la economía de los **MEC** en ralentí y cargas parciales (no habría pérdidas por estrangulamiento). Además, este motor podría ser menos ruidoso que un motor diesel en ralentí y en cargas parciales.

Recientemente, el *Institut Français du Pétrole* desarrolló un sistema de combustión capaz de eliminar casi totalmente las emisiones de  $NO_x$  y partículas, manteniendo el rendimiento estándar de los motores diesel de inyección directa. Este sistema, llamado **NADI**<sup>TM</sup> (*Narrow Angle Direct Injection*) (Walter *et al.*, 2003), usa la combustión homogénea en cargas parciales y trabaja en combustión diesel convencional en cargas altas.

A cargas parciales (incluyendo los ciclos **MVEG** –*Motor Vehicle Emissions Group*– y **FTP** –*Federal Test Procedure*–), la combustión homogénea permite reducir considerablemente las emisiones de  $NO_x$  y partículas, manteniendo una buena eficiencia de combustible. A 1 500 y 2 500 rpm, las emisiones de  $NO_x$  y partículas se mantuvieron por debajo de 0,05 g/kWh, (100 y 10 veces más bajo que con un motor diesel convencional, respectivamente) alcanzando valores de 0,6 y 0,9 **MPa** de presión media efectiva indicada (imep). A plena carga, este sistema de combustión es coherente con los estándares de densidad de potencia de los futuros motores diesel.

### Características de la combustión premezclada

A pesar de la gran variedad de sistemas de combustión premezclada existentes, como se ha visto hasta ahora, fundamentalmente todos estos métodos dependen de la combustión por compresión de una mezcla pobre y/o altamente diluida, que carece de regiones con temperaturas locales altas o frentes de llama.

Aunque se puede considerar que la combustión premezclada es un híbrido entre la combustión de encendido provocado y la de encen-

dido por compresión, en realidad el proceso de combustión es completamente diferente. En la combustión premezclada, toda la mezcla se quema casi simultáneamente, ya que las reacciones que dan lugar al inicio de la combustión empiezan simultáneamente en muchos puntos dentro de la cámara de combustión. De esta manera, se evita la propagación inestable de la llama, con regiones de dosados pobres y ricos, característica de los motores de encendido por compresión. Además, a diferencia de los motores de encendido provocado, las variaciones ciclo a ciclo son muy pequeñas ya que la combustión empieza en muchos puntos. En los **MEP** estas variaciones son grandes ya que el desarrollo inicial de la llama varía significativamente debido a que en la vecindad de la bujía la mezcla no es homogénea y a variaciones en las condiciones del flujo (Johansson, 1996).

Cuando la inyección se realiza muy adelantada durante la carrera de compresión, la mayoría de los procesos de combustión premezclada muestran una peculiar liberación de energía en dos etapas, como se muestra en la figura 9. La primera etapa de esta curva está asociada con reacciones cinéticas a baja temperatura (llamas frías y/o azules), y el tiempo de retraso entre la primera y la liberación de calor principal se atribuye al “Régimen de Coeficiente de Temperatura Negativo” de estas reacciones (Pucher *et al.*, 1996).

La combustión premezclada con inyección retrasada, sistema **MK**, no presenta la etapa de oxidación a baja temperatura (llamas frías). En este caso, la tasa de liberación de energía exhibe un perfil de una sola etapa, con un incremento gradual de la liberación de energía al inicio de la combustión, como se muestra en la figura 10.

### Efecto sobre las emisiones

La principal motivación para el estudio de la combustión premezclada radica en su potencial para la reducción significativa de las emisiones de  $NO_x$  y partículas en comparación con las combustiones por compresión o de encendido

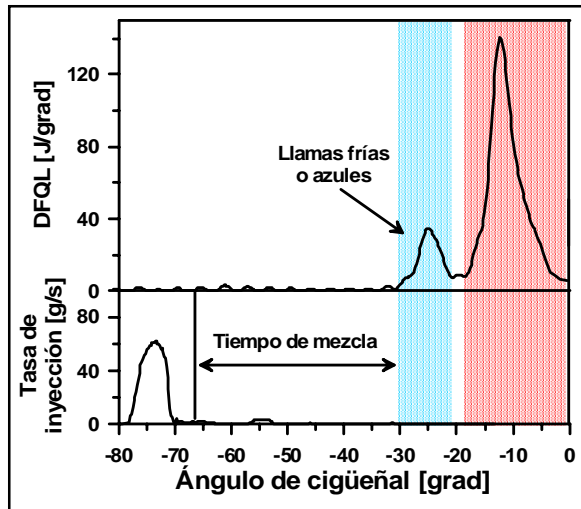


Figura 9. Características de la combustión premezclada con inyección adelantada.

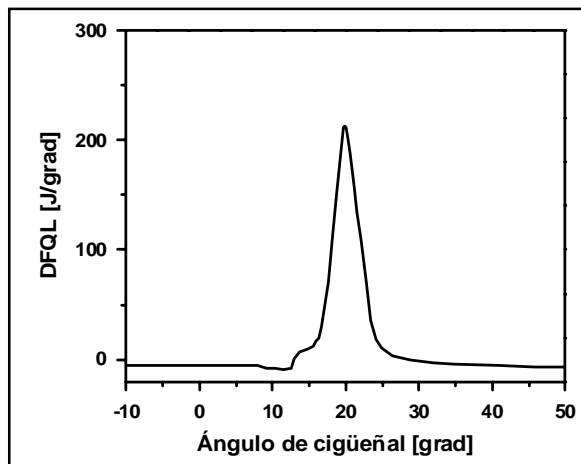


Figura 10. Características de la combustión premezclada con inyección retrasada.

provocado convencionales. En esta sección se proporciona una breve visión general de las características de emisión de la combustión premezclada.

### Óxidos de nitrógeno ( $NO_x$ )

Tal vez la mayor atracción de la combustión premezclada es que ésta puede reducir la emisión de  $NO_x$  entre un 90 % y un 98 % en comparación con la combustión diesel convencional. La ausencia de un frente de llama en la

combustión premezclada y el uso de mezclas pobres y/o altamente diluidas, hacen que las temperaturas de combustión sean muy bajas, evitando así la formación de  $NO_x$ .

### Partículas

Los resultados experimentales muestran que la combustión premezclada también produce bajos niveles de emisión de partículas ( $PM$ ). Se cree que el mecanismo para la reducción en la emisión de este contaminante es la ausencia de combustión por difusión y regiones de dosados ricos, lo que evita la formación de hollín. De esta manera, aunque se utilicen grandes cantidades de  $EGR$  para diluir la mezcla, la emisión de partículas en el escape será baja, ya que el  $EGR$  prácticamente no incrementará su formación (Dec y Kelly-Zion, 2000).

### Hidrocarburos sin quemar y monóxido de carbono

En contraste con la emisión de  $NO_x$  y  $PM$ , en la combustión premezclada la emisión de  $HC$  y  $CO$  es generalmente más alta que en la combustión convencional. Un factor que contribuye a esto es la baja temperatura dentro del cilindro debido a las mezclas pobres y/o los altos niveles de  $EGR$  necesarios para la operación satisfactoria de la combustión premezclada.

La alta emisión de  $HC$  se debe a varios factores. Cuando la inyección se realiza muy adelantada, parte del combustible puede quedar depositado en las paredes de la cámara de combustión dando lugar al incremento en la emisión de  $HC$ . Por otro lado, las bajas temperaturas de combustión que evitan la formación de  $NO_x$ , llegan a ser tan bajas que el combustible no se oxida completamente, lo que contribuye a incrementar la emisión de  $HC$ . Incluso si la mezcla está bien preparada y casi homogénea, la tasa de combustión cerca de las paredes probablemente será más lenta, debido a las bajas temperaturas cerca de la pared, lo que provoca que la combustión sea incompleta (*quenching*).

Cuando el inicio de la combustión ocurre en el *PMS* o después, la combustión principal tiene lugar durante la carrera de expansión. Si el volumen se incrementa durante la combustión premezclada, la temperatura de combustión se reduce aún más, especialmente al final del proceso, por lo que la oxidación del combustible puede llegar a ser incompleta, lo que incrementaría la emisión de *HC*. Este efecto de incrementar el volumen durante la combustión es más fuerte cuando la inyección se realiza cerca o después del *PMS*, sistema *MK*, o con el incremento en la relación de compresión, ya que en este caso, el cambio en el volumen con respecto al del *PMS* se incrementa con la relación de compresión (Christensen *et al.*, 1999b).

La emisión de *CO* es generalmente un indicativo de la oxidación incompleta del combustible (baja relación aire/combustible). En la combustión premezclada, la emisión de *CO* depende en gran medida de la carga y de la temperatura de admisión. Con carga alta y aire caliente en la admisión, la emisión de *CO* será pequeña (Christensen *et al.*, 1998a y 1998b). Sin embargo, con mezclas pobres y bajas temperaturas, la emisión de *CO* se incrementa considerablemente.

### Rendimiento

La combustión premezclada se caracteriza generalmente por altas tasas de liberación de energía, lo que la puede aproximar al ciclo Otto ideal si la posición de la combustión está bien sincronizada con la posición del pistón. Además, las bajas temperaturas asociadas con este tipo de combustión reducen la transferencia de calor hacia las paredes, lo que favorece el rendimiento indicado del ciclo.

El rendimiento indicado depende principalmente del rendimiento de la combustión y de la posición de la combustión en el ciclo (fase de la combustión). En la combustión homogénea, además, el rendimiento de la combustión también se ve fuertemente afectada por el inicio de la combustión. Esto significa que la fase de la

combustión más favorable para el rendimiento indicado no da el mejor rendimiento de la combustión. Esto explica por qué el rendimiento indicado en algunos casos se incrementa incluso cuando se empeora la calidad de la combustión (mayor emisión de *HC* y *CO*) (Christensen *et al.*, 1999a).

Algunos investigadores publican rendimientos indicados comparables con los de un motor diesel de inyección directa a cargas parciales (Thring, 1989; Christensen *et al.*, 1998a, 1998b y 1999a; Aoyama *et al.*, 1996; Walter y Gatellier, 2003). Sin embargo, el rendimiento indicado en la combustión homogénea puede disminuir cuando se usa gasóleo, debido a las dificultades para la preparación de la mezcla (mala vaporización de este combustible), el choque de pared y las dificultades para controlar la fase de la combustión (Takeda *et al.*, 1996; Gray y Ryan, 1997; Nakagome *et al.*, 1997; Harada *et al.*, 1998; Christensen *et al.*, 1999b; Hasegawa y Yanagihara, 2003). Sin embargo, estrategias como la de inyecciones múltiples (Yokota *et al.*, 1997 y 1998), mejora el consumo en la región donde se obtiene un nivel muy bajo de emisión de *NOx*.

Finalmente, a pesar de que en la combustión *MK* el inicio de la combustión se da después del *PMS*, lo que perjudica el rendimiento de la combustión, el alto nivel de torbellino y las bajas temperaturas de combustión incrementan el rendimiento térmico del ciclo.

### Retos de la combustión premezclada

El estudio de los diferentes sistemas que utilizan el concepto de combustión homogénea, o premezclada, realizado hasta ahora, muestra los beneficios potenciales de este tipo de combustión. Sin embargo, este estudio también revela algunas dificultades que se deberán vencer antes de poder explotar completamente este tipo de combustión. Entre estas dificultades se encuentran la preparación de la mezcla, el control de la combustión y el grado de carga. A continuación se repasa brevemente cada una.

## Preparación de la mezcla

Una preparación efectiva de la mezcla homogénea y evitar el choque de pared es crucial para alcanzar altas eficiencias, reducir las emisiones de *HC* y *PM* y evitar la dilución del aceite. La homogeneidad de la mezcla influye directamente en las reacciones que controlan la fase de la combustión en la combustión homogénea; sin embargo, existe evidencia experimental de que se pueden alcanzar bajos niveles de emisión de *NOx* y humos incluso con un cierto grado de no homogeneidad en la mezcla (combustión *MK*), o incluso con una combustión que no sea completamente premezclada (Benajes *et al.*, 2004b).

La preparación homogénea de la mezcla es más difícil con combustibles de baja volatilidad, como el gasóleo, que requieren elevadas temperaturas de admisión para reducir la emisión de humos, cuando la inyección se realiza en el colector de admisión.

## Control de la combustión

Uno de los principales problemas de la combustión homogénea es el control de la posición de la combustión en el ciclo (fase de la combustión), cuando la inyección se realiza muy adelantada. A diferencia de la combustión de encendido provocado y de la de encendido por compresión, en la combustión homogénea no existe un método directo para controlar el inicio de la combustión. En este caso, el inicio de la combustión es una complicada función de las propiedades y concentración del combustible, la homogeneidad de la mezcla, la fracción de gases residuales, la tasa de *EGR*, la relación de compresión, la temperatura de admisión y algunos otros parámetros que dependen del diseño del motor.

Para controlar la fase de la combustión se han utilizado diferentes estrategias, las cuales se pueden dividir entre las que intentan controlar la evolución de la temperatura a la que se expone la mezcla y las que intentan alterar las propiedades de la mezcla para reducir su autoinflamabilidad.

La temperatura de la mezcla en el cilindro se ha controlado variando el inicio de la inyección, controlando la temperatura de admisión, inyectando agua en la mezcla y variando la relación de compresión. Por otro lado, para alterar la reactividad de la mezcla se han variado las propiedades del combustible, el dosado relativo, o mediante *EGR*. El *EGR* también se puede usar para modificar la temperatura de la mezcla.

Todos estos métodos han sido probados a lo largo de los años; sin embargo, en la actualidad no existe un método simple que resuelva este problema.

## Grado de carga

Otra desventaja de la combustión homogénea es el limitado grado de carga en el cual se puede aplicar. Una combustión homogénea estable se puede lograr con dosados relativos pobres y/o con grandes cantidades de *EGR*. Sin embargo, cuando el dosado se aproxima a valores estequiométricos (sin dilución con *EGR*), se pierde la estabilidad de la combustión, se incrementa la tasa de liberación de energía, aparecen problemas de detonación y se pierden los beneficios en la reducción de emisiones.

Se han probado diferentes estrategias para incrementar el rango de operación de la combustión homogénea, entre éstas se encuentran la sobrealimentación del motor, la combustión en dos etapas de inyección (*MULDIC*), la combustión mixta y el modo de operación dual.

## Síntesis

En este trabajo se presenta una revisión de los sistemas de combustión que utilizan el concepto de combustión homogénea, o premezclada, los cuales se muestran en la tabla 1. En las tablas 2, 3 y 4 se resumen las principales características de los sistemas revisados. Dada la gran variedad de motores, combustibles y estrategias utilizadas, sobre todo en el sistema *HCCI*, los valores presentados en estas tablas son representativos y tal vez no incluyan algunos resulta-

Tabla 1. Sistemas de combustión alternativos.

Acrónimo	Nombre	Referencia
ATAC	<i>Active-Thermo Atmosphere Combustion</i>	Onishi et al., (1979)
CIHC	<i>Compression-Ignited Homogeneous Charge</i>	Najt y Foster, (1983)
HCCI	<i>Homogeneous Charge Compression Ignition</i>	Thring, (1989)
PREDIC	<i>Pre-mixed Lean Diesel Combustion</i>	Takeda et al., (1996)
AR	<i>Active Radical</i>	Ishibasi y Asai, (1996)
PCCI	<i>Pre-mixed Charge Compression Ignition</i>	Aoyama et al., (1996)
UNIBUS	<i>Uniform Bulky Combustion System</i>	Yanagihara, (1996)
HiMICS	<i>Homogeneous Charge Intelligent Multiple Injection Combustion System</i>	Yokota et al., (1997)
HCDC	<i>Homogeneous Charge Diesel Combustion</i>	Suzuki et al., (1997a y 1997b)
MULDIC	<i>Multiple Stage Diesel Combustion</i>	Hashizume et al., (1998)
MK	<i>Modulated Kinetics</i>	Kimura et al., (1999)
PCI	<i>Pre-mixed Compression-Ignited Combustion</i>	Iwabuchi et al., (1999)
CAI	<i>Controlled Auto-Ignition</i>	Lavy et al., (2000)

Tabla 2. Comparación de emisiones entre los sistemas de combustión alternativos.

Inyección	Sistema	NOx	PM	HC/CO	Gi
Indirecta	CIHC HCCI PCCI CAI	Muy bajo	Bajo (-27%)	Alto	Comparable/DI
Directa adelantada	HiMICS	Bajo	Bajo	Alto (3000-8000ppm)	Mejora en un área limitada
	UNIBUS PCI	Muy bajo	Muy bajo	Aceptable (2000ppm)	Alto (+10%)
	PREDIC, MULDIC	Muy bajo	Se reducen (1/2)	Alto	Alto (+15%)
Directa retrasada	MK	Muy bajo (-90%)	Muy bajo	Bajo (<1000ppm)	No cambia/DI
Mixta	HCDC	Muy bajo (-75%)	Bajo (-40%)	Alto	No cambia/DI



Tabla 3. Comparación del control en la combustión y rango de aplicación entre los sistemas de combustión alternativos.

Inyección	Sistema	Control inicio de la reacción	Detonación a carga alta	Grado de carga	EGR
Indirecta	CIHC HCCI PCCI CAI	No	Alta	Grande (pmi 16 bar)	Alto (65%)
Directa adelantada	HiMICS	Posible	No	Grande	Bajo (15%)
	UNIBUS	Posible	Alta	Pequeño (pmi 3 bar)	?
	PCI	Posible	Alta	Grande con sobrealimentación	No pero posible
	PREDIC, MULDIC	Posible	Alta	Muy limitado (Fr<0,4)	No pero posible
Directa retrasada	MK	Posible	No	Limitado (Fr<0,77)	Alto (45%)
Mixta	HCDC	Posible	No	Grande	Bajo (30%)

Tabla 4. Comparación en el diseño entre los sistemas de combustión alternativos.

Inyección	Sistema	Configuración	Choque de pared	Relación de compresión	Cilindrada (cc)
Indirecta	CIHC HCCI PCCI CAI	Simple	Sí	Variable (10-28)	500-2000
Directa adelantada	HiMICS	Simple	Sí	18	2147
	UNIBUS	Simple	Sí	Variable (12-21)	915
	PCI	Simple	Limitado	12	2000
	PREDIC, MULDIC	Muy complicada	Sí	16,5	2004
Directa retrasada	MK	Simple	No	18 y 16	488 622

dos particulares que se pueden encontrar en la amplia literatura disponible hoy en día sobre este tema.

En la tabla 2 se muestra una comparación en las emisiones entre los sistemas alternativos analizados. Esta tabla refleja las principales ventajas de la combustión homogénea (reducción en la emisión de  $NO_x$  y  $PM$ ) y una de sus principales desventajas (alta emisión de  $HC$  y  $CO$ ). Por otro lado, se muestra también que el rendimiento de estos sistemas en general es comparable al de la combustión diesel convencional.

Finalmente, en las tablas 3 y 4 se presentan algunas características de la combustión en estos sistemas, así como de los motores utilizados.

## REFERENCIAS

- Allansson, R., Cooper, B.J., Tos, J.E., Uusimäki, A., Walter, A.P., and Warren, J.P. (2000). European experience of high mileage durability of continuously regenerating diesel particulate filter technology. *SAE-Paper 2000-01-0480*.
- Aoyama, T., Hattori, Y., Mizuta, J., and Sato, Y. (1996). An experimental study on premixed-charge compression ignition gasoline engine. *SAE-Paper 960081*.
- Benajes, J., Molina, S., García, J.M., and Riesco, J.M. (2004a). The effect of swirl on combustion and exhaust emissions in heavy-duty diesel engines. *Proc. Instn. Mech. Engrs. Part D: J. Automobile Engineering, Vol.218, pp.1141-1148*.
- Benajes, J., Molina, A.S., Riesco, J.M., and Novella, R. (2004b). Enhancement of the pre-mixed combustion in a HD diesel engine by adjusting injection conditions. *Proceedings THIESEL 2004, Conference on Thermo- and Fluid-Dynamics Processes in Diesel Engines*. Valencia, Spain, September 2004.
- Christensen, M., Johansson, B., and Einewall, P. (1997). Homogeneous charge compression ignition (HCCI) using isoctane, ethanol and natural gas – A comparison with spark ignition operation. *SAE-Paper 972874*.
- Christensen, M., Johansson, B., Amnéus, P., and Mauss, F. (1998a). Supercharged homogeneous charge compression ignition. *SAE-Paper 980787*.
- Christensen, M., and Johansson, B. (1998b). Influence of mixture quality on homogeneous charge compression ignition. *SAE-Paper 982454*.
- Christensen, M., and Johansson, B. (1999a). Homogeneous charge compression ignition with water injection. *SAE-Paper 1999-01-0182*.
- Christensen, M., Hultqvist, M., and Johansson, B. (1999b). Demonstrating the multi fuel capability of a homogeneous charge compression ignition engine with variable compression ratio. *SAE-Paper 1999-01-3679*.
- Dec, J.E., and Kelly-Zion, P.L. (2000). The effects of injection timing and diluent addition on late-combustion soot burnout in a DI diesel engine based on simultaneous 2-D imaging of OH and soot. *SAE-Paper 2000-01-0238*.
- Gray, A.W., and Ryan, T.W. (1997). Homogeneous charge compression ignition (HCCI) of diesel fuel. *SAE-Paper 971676*.
- Groenendijk, A., and Müller, E. (2002). Mixture formation and combustion control for low emission DI diesel combustion with HCCI-characteristics. *Proceedings THIESEL 2002, Conference on Thermo- and Fluid-Dynamics Processes in Diesel Engines, pp.145-157*, Valencia, Spain, September 2002.
- Harada, A., Shimazaki, N., Sasaki, S., Miyamoto, T., Akagawa, H., and Tsujimura, K. (1998). The effects of mixture formation on premixed lean diesel combustion engine. *SAE-Paper 980533*.
- Hasegawa, R., and Yanagihara, H. (2003). HCCI combustion in DI diesel engine. *SAE-Paper 2003-01-0745*.
- Hashizume, T., Miyamoto, T., Akagawa, H., and Tsujimura, K. (1998). Combustion and emission characteristics of multiple stage diesel combustion. *SAE-Paper 980505*.
- Ishibashi, Y., and Asai, M. (1996). Improving the exhaust emissions of two-stroke engines by applying the activated radical combustion. *SAE-Paper 960742*.
- Iwabuchi, Y., Kawai, K., Shoji, T., and Takeda, Y. (1999). Trial of new concept diesel combustion system – Premixed compression-ignited combustion–. *SAE-Paper 1999-01-0185*.
- Johansson, B. (1996). Cycle to cycle variations in SI-engines –The effects of fluid flow and gas composition in the vicinity of the spark plug on Early combustion. *SAE-Paper 962084*.
- Kimura, S., Aoki, O., Ogawa, H., Muranaka, S., and Enomoto, Y. (1999). New combustion concept for ultra-clean and high-efficiency small DI diesel engines. *SAE-Paper 1999-01-3681*.
- Lavy, J., Dabadie, J., Angelberger, C., Duret, P., Juretzka, A., Schaflein, J., Ma, T., Lendresse, Y., Satre, A., Schulz, C., Kramer, C., Zhao, H., and Damiano, L.

- (2000). Innovative ultra-low NOx controlled auto-ignition combustion process for gasoline engines: the 4-SAPACE project. *SAE-Paper 2000-01-1837*.
- Miller, W.R., Klein, J.T., Mueller, R., Doelling, W., and Zuerbig, J. (2000). The development of Urea-SCR technology for US heavy duty trucks. *SAE-Paper 2000-01-0190*.
- Moser, F.X., Sams, T., and Cartellieri, W. (2001). Impact of future exhaust gas emission legislation on the heavy duty truck engine. *SAE-Paper 2001-01-0186*.
- Muñoz, M., y Payri, F. (1989). *Motores de combustión interna alternativos*. Sección de Publicaciones de la E.T.S.I.I. Fundación General-UPM.
- Najt, P.M., and Foster, D.E. (1983). Compression-ignited homogeneous charge combustion. *SAE-Paper 830264*.
- Nakagome, K., Shimazaki, N., Niimura, K., and Kobayashi, S. (1997). Combustion and emission characteristics of premixed lean diesel combustion engine. *SAE-Paper 970898*.
- Odaka, M., Suzuki, H., Koike, N., and Ishii, H. (1999). Search for optimizing method of homogeneous charge diesel combustion. *SAE-Paper 1999-01-0184*.
- Onishi, S., Jo, S.H., Shoda, K., Jo, D.P., and Kato, S. (1979). Active thermo-atmosphere combustion (ATAC) – A new combustion process for internal combustion engines. *SAE-Paper 790501*.
- Payri, F., Benajes, J., Molina, S., and Riesco, J.M. (2003). Reduction of pollutant emissions in a HD diesel engine by adjustment of injection parameters, boost pressure and EGR. *SAE-Paper 2003-01-0343*.
- Pucher, G.R., Gardiner, D.P., Bardon, M.F., and Battista, V. (1996). Alternative combustion systems for piston engines involving homogeneous charge compression ignition concepts –A review of studies using methanol, gasoline and diesel fuel. *SAE-Paper 962063*.
- Ryan, T.W., and Callahan, T.J. (1996). Homogeneous charge compression ignition of diesel fuel. *SAE-Paper 961160*.
- Shimazaki, N., Tsurushima T., and Nishimura, T. (2003). Dual mode combustion concept with premixed diesel combustion by direct injection near top dead center. *SAE-Paper 2003-01-0742*.
- Stanglmaier, R.H., Ryan III, T.W., and Mehta, D. (2001). Fuel introduction strategies for pre-mixed compression-ignition combustion. *A New Generation of Engine Combustion Processes for the Future?, P. Duret (Editor) and Editions Technip, Paris, pp.69-76*.
- Suzuki, H., Koike, N., and Odaka, M. (1997a). Exhaust purification of diesel engines by homogeneous charge with compression ignition, Part 1: Experimental investigation of combustion and exhaust emission behaviour under pre-mixed homogeneous charge compression ignition method. *SAE-Paper 970313*.
- Suzuki, H., Koike, N., and Odaka, M. (1997b). Exhaust purification of diesel engines by homogeneous charge with compression ignition, Part 2: Analysis of combustion phenomena and NOx formation by numerical simulation with experiment. *SAE-Paper 970315*.
- Suzuki, H., Koike, N., and Odaka, M. (1998). Combustion control method of homogeneous charge diesel engines. *SAE-Paper 980509*.
- Takeda, Y., and Niimura, K. (1995). Characteristics of diesel combustion and emissions with a multi-injector system. *SAE-Paper 952511*.
- Takeda, Y., Keiichi, Na., and Keiichi, Ni. (1996). Emission characteristics of premixed lean diesel combustion with extremely early staged fuel injection. *SAE-Paper 961163*.
- Thring, R.H. (1989). Homogeneous-charge compression-ignition (HCCI) engine. *SAE-Paper 892068*.
- Walter, B., and Gatellier, B. (2003). Near zero NOx emissions and high fuel efficiency diesel engine: the NADI™ concept using dual mode combustion. *Oil & Gas Science and Technology –Rev. IFP, Vol. 58, No. 1, pp.101-114*.
- Yanagihara, H.A. (1996). A simultaneous reduction of NOx and soot in diesel engines under a new combustion system (Uniform Bulky Combustion System UNIBUS). *17th. Int. Vienna Motor Symposium*.
- Yanagihara, H.A. (2001). Ignition timing control at Toyota “UNIBUS” combustion system. *A New Generation of Engine Combustion Processes for the Future?, P. Duret (Editor) and Editions Technip, Paris, pp.35-42*.
- Yokota, H., Kudo, Y., Nakajima, H., Kakegawa, T., and Susuki, T. (1997). A new concept for low emission diesel combustion. *SAE-Paper 970891*.
- Yokota, H., Nakajima, H., and Kakegawa, T. (1998). A new concept for low emission diesel combustion (2<sup>nd</sup> Rep.: Reduction of HC and CO emission, and improvement of fuel consumption by EGR and MTBE blended fuel). *SAE-Paper 981933*.
- Zhao, H., Peng, Z., and Ladommatos, N. (2001). Understanding of controlled autoignition combustion in a four-stroke gasoline engine. *Proc. Instn. Mech. Engrs. Part D: J. Automobile Engineering, Vol.215, pp.1267-1310*.