



19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

11 Número de publicación: **2 339 301**

51 Int. Cl.:
F02D 13/02 (2006.01)
F02D 15/00 (2006.01)
F02D 41/00 (2006.01)
F02D 15/04 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Número de solicitud europea: **07829266 .1**
96 Fecha de presentación : **01.10.2007**
97 Número de publicación de la solicitud: **2054601**
97 Fecha de publicación de la solicitud: **06.05.2009**

54 Título: **Motor de combustión interna de tipo de encendido por chispa.**

30 Prioridad: **10.11.2006 JP 2006-305160**

45 Fecha de publicación de la mención BOPI:
18.05.2010

45 Fecha de la publicación del folleto de la patente:
18.05.2010

73 Titular/es: **Toyota Jidosha Kabushiki Kaisha
1, Toyota-cho
Toyota-shi, Aichi 471-8571, JP**

72 Inventor/es: **Akihisa, Daisuke;
Sawada, Daisaku;
Kamiyama, Eiichi y
Nakasaka, Yukihiko**

74 Agente: **Veiga Serrano, Mikel**

ES 2 339 301 T3

Aviso: En el plazo de nueve meses a contar desde la fecha de publicación en el Boletín europeo de patentes, de la mención de concesión de la patente europea, cualquier persona podrá oponerse ante la Oficina Europea de Patentes a la patente concedida. La oposición deberá formularse por escrito y estar motivada; sólo se considerará como formulada una vez que se haya realizado el pago de la tasa de oposición (art. 99.1 del Convenio sobre concesión de Patentes Europeas).

DESCRIPCIÓN

Motor de combustión interna de tipo de encendido por chispa.

5 Sector de la técnica

La presente invención se refiere a un motor de combustión interna de tipo de encendido por chispa.

Estado de la técnica

10 En la técnica se conoce un motor diésel disponiendo una válvula de control en la cara superior de cada cámara de combustión, además de una válvula de admisión y una válvula de escape, y dotado de medios de control para abrir la válvula de control en el momento del inicio de la carrera de compresión y cerrarla a mitad de la carrera de compresión (véase la publicación de patente japonesa (A) n.º 4-86338). En este motor diésel, incluso si se inicia la carrera de
15 compresión mientras la válvula de control está abierta, el aire de admisión en la cámara de combustión se hace escapar a través de la válvula de control, de modo que no se realiza ninguna acción de compresión. La acción de compresión se inicia cuando se cierra la válvula de control. Por tanto, en este motor diésel, se controla la sincronización de cierre de la válvula de control para controlar la relación de compresión.

20 Obsérvese que, en este motor diésel, controlando la sincronización de cierre de la válvula de control, cuanto menor es la presión atmosférica, mayor es la relación de compresión, mientras que cuanto menor es la temperatura atmosférica, mayor es la relación de compresión.

25 Por otro lado, en un motor de combustión interna de tipo de encendido por chispa, el par de salida del motor viene determinado por la cantidad de aire de admisión. En este caso, controlando la sincronización de cierre de la válvula de admisión, es posible controlar la cantidad de aire de admisión en la cámara de combustión de control. Es decir, incluso si se ha iniciado la carrera de compresión, mientras que la válvula de admisión está abierta, el aire de admisión en la cámara de combustión se hace escapar a través de la válvula de admisión al interior del orificio de admisión, de modo que la cantidad de aire de admisión realmente alimentado al interior de la cámara de combustión, se convierte en la
30 cantidad de aire de admisión encerrado en la cámara de combustión cuando se cierra la válvula de admisión. Por tanto, controlando la sincronización de cierre de la válvula de admisión, puede controlarse la cantidad de aire de admisión de la cámara de combustión.

35 A este respecto, en un motor de combustión interna, el par de salida requerido según el estado de funcionamiento del motor se genera preferentemente incluso si cambia la presión atmosférica. Por este motivo, la masa del aire de admisión alimentada al interior de la cámara de combustión debe mantenerse igual incluso si cambia la presión atmosférica. Por tanto, por ejemplo, si cae la presión atmosférica, la densidad del aire de admisión se volverá menor, de modo que deberá aumentarse el volumen del aire de admisión alimentado al interior de la cámara de combustión. Por tanto, cuando se intenta cerrar la válvula de admisión después del punto muerto inferior de admisión, en este momento,
40 es necesario hacer avanzar la sincronización de cierre de la válvula de admisión.

A este respecto, si se hace avanzar la sincronización de cierre de la válvula de admisión, la relación de compresión se volverá mayor, por lo que suponiendo que la temperatura atmosférica sea la misma a modo de ejemplo, la temperatura final de compresión acabará siendo extremadamente alta. Por otro lado, en este caso, puede retrasarse la
45 sincronización de cierre de la válvula de admisión para bajar la temperatura final de compresión, pero si se retrasa la sincronización de cierre de la válvula de admisión, se reducirá la cantidad de aire de admisión y por consiguiente el par de salida acabará siendo menor que el par requerido.

50 En el motor diésel conocido mencionado anteriormente, controlando la sincronización de cierre de la válvula de control, se controla la relación de compresión respecto a la relación de compresión objetivo según la presión atmosférica y la temperatura atmosférica. Es decir, se controlan la presión final de compresión y la temperatura final de compresión, para obtener la presión final de compresión y la temperatura final de compresión adecuadas para la combustión con encendido por compresión. Sin embargo, cuando se controla la sincronización de cierre de la válvula de admisión para controlar la cantidad de aire de admisión alimentado a la cámara de combustión, incluso
55 si la temperatura final de compresión se vuelve extremadamente alta, no puede retrasarse la sincronización de cierre de la válvula de admisión para obtener un par de salida según el par requerido. Para controlar la temperatura final de compresión, se vuelve necesario aún otro control diferente del motor diésel mencionado anteriormente.

Objeto de la invención

60 Un objetivo de la presente invención es proporcionar un motor de combustión interna de tipo de encendido por chispa que pueda controlar la temperatura final de compresión para obtener una temperatura óptima.

65 Según la presente invención, se proporciona un motor de combustión interna de tipo de encendido por chispa dotado de un mecanismo de sincronización variable que puede controlar una sincronización de cierre de una válvula de admisión y un mecanismo de relación de compresión variable que puede cambiar una relación de compresión mecánica y que controla la sincronización de cierre de la válvula de admisión para controlar la cantidad de aire de admisión alimentado al interior de una cámara de combustión, en el que se hace que la sincronización de cierre de la

ES 2 339 301 T3

válvula de admisión se aproxime al punto muerto inferior de admisión cuando cae la presión atmosférica y se reduce la relación de compresión mecánica cuando cae la presión atmosférica o se eleva la temperatura atmosférica de modo que puede obtenerse un par de salida según un par requerido incluso cuando cambia la presión atmosférica.

5 Descripción de las figuras

La figura 1 es una vista global de un motor de combustión interna de tipo de encendido por chispa.

La figura 2 es una vista en perspectiva desensamblada de un mecanismo de relación de compresión variable.

10

La figura 3 es una vista en sección transversal lateral del motor de combustión interna ilustrado.

La figura 4 es una vista de un mecanismo de sincronización de válvula variable.

15

La figura 5 es una vista que muestra cuánto se elevan la válvula de admisión y la válvula de escape.

La figura 6 es una vista para explicar la relación de compresión del motor, la relación de compresión real y la relación de expansión.

20

La figura 7 es una vista que muestra la relación entre la eficacia térmica teórica y la relación de expansión.

La figura 8 es una vista para explicar un ciclo ordinario y un ciclo de relación de expansión superalta.

La figura 9 es una vista que muestra el cambio en la relación de compresión mecánica etc. según el par requerido.

25

La figura 10 es una vista que muestra un diagrama PV.

La figura 11 es una vista que muestra un diagrama PV.

30

La figura 12 es una vista que muestra un valor límite admisible al que puede realizarse la combustión normal.

La figura 13 es una vista que muestra una relación de compresión mecánica y una sincronización de cierre de la válvula de admisión.

35

La figura 14 es una vista que muestra una relación de compresión mecánica y una sincronización de cierre de la válvula de admisión.

La figura 15 es una vista que muestra una representación de una CI de sincronización de cierre de referencia de una válvula de admisión, etc.

40

La figura 16 es una vista que muestra una cantidad $\Delta\theta$ de corrección para la sincronización de cierre de la válvula de admisión.

La figura 17 es una vista que muestra una cantidad ΔCR de corrección para la relación de compresión mecánica.

45

La figura 18 es un diagrama de flujo para el control de funcionamiento.

Descripción detallada de la invención

50

La figura 1 muestra una vista en sección transversal lateral de un motor de combustión interna de tipo de encendido por chispa.

55

Con referencia a la figura 1, (1) indica un cárter de cigüeñal, (2) un bloque de cilindros, (3) una tapa de cilindro, (4) un pistón, (5) una cámara de combustión, (6) una bujía de encendido dispuesta en el centro superior de la cámara (5) de combustión, (7) una válvula de admisión, (8) un orificio de admisión, (9) una válvula de escape y (10) un orificio de escape. El orificio (8) de admisión está conectado a través de un tubo (11) de derivación de admisión a una cámara (12) de equilibrio, mientras que cada tubo (11) de derivación de admisión está dotado de un inyector (13) de combustible para inyectar combustible hacia un orificio (8) de admisión correspondiente. Obsérvese que cada inyector (13) de combustible puede estar dispuesto en cada cámara (5) de combustión en lugar de estar fijado a cada tubo (11) de derivación de admisión.

60

65

La cámara (12) de equilibrio está conectada a través de un conducto (14) de admisión a un filtro (15) de aire, mientras que el conducto (14) de admisión está dotado en su interior de una válvula (17) de mariposa accionada por un actuador (16), un detector (18) de cantidad de aire de admisión que usa por ejemplo un alambre caliente, un sensor (19) de presión atmosférica para detectar una presión atmosférica y un sensor (20) de temperatura atmosférica para detectar una temperatura atmosférica. Por otro lado, el orificio (10) de escape está conectado a través de un colector (21) de escape a un convertidor (22) catalítico que aloja por ejemplo un catalizador de tres vías, mientras que el colector (21) de escape está dotado en su interior de un sensor (23) de relación aire-combustible.

ES 2 339 301 T3

Por otro lado, en la realización mostrada en la figura 1, la parte de conexión del cárter (1) de cigüeñal y el bloque (2) de cilindros está dotada de un mecanismo (A) de relación de compresión variable que puede cambiar las posiciones relativas del cárter (1) de cigüeñal y el bloque (2) de cilindros en la dirección axial del cilindro para cambiar el volumen de la cámara (5) de combustión cuando el pistón (4) está situado en el punto muerto superior de compresión, y además se proporciona un mecanismo (B) de cambio de sincronización de inicio de acción de compresión real que puede cambiar una sincronización de inicio de una acción de compresión real. Obsérvese que en la realización mostrada en la figura 1, este mecanismo (B) de cambio de sincronización de inicio de acción de compresión real está constituido por un mecanismo de sincronización de válvula variable que puede controlar la sincronización de cierre de la válvula (7) de admisión.

La unidad (30) de control electrónico está constituida por un ordenador digital dotado de componentes conectados entre si a través de un bus (31) bidireccional tal como una ROM (32) (memoria de sólo lectura), RAM (33) (memoria de acceso aleatorio), una CPU (34) (microprocesador), un orificio (35) de entrada y un orificio (36) de salida. Las señales de salida del detector (18) de cantidad de aire de admisión, el sensor (19) de presión atmosférica, el sensor (20) de temperatura atmosférica y el sensor (23) de relación aire-combustible se introducen a través de convertidores (37) AD correspondientes en el orificio (35) de entrada. Además, el pedal (40) del acelerador está conectado a un sensor (41) de carga que genera una tensión de salida proporcional a la cantidad de depresión (L) del pedal (40) del acelerador. La tensión de salida del sensor (41) de carga se introduce a través de un convertidor (37) AD correspondiente en el orificio (35) de entrada. Además, el orificio (35) de entrada está conectado a un sensor (42) de ángulo de cigüeñal que genera un impulso de salida cada vez que gira el cigüeñal por ejemplo 30°. Por otro lado, el orificio (36) de salida está conectado a través del circuito (38) de accionamiento a una bujía (6) de encendido, un inyector (13) de combustible, un actuador (16) de accionamiento de válvula de mariposa, un mecanismo (A) de relación de compresión variable y un mecanismo (B) de sincronización de válvula variable.

La figura 2 es una vista en perspectiva desensamblada del mecanismo (A) de relación de compresión variable mostrado en la figura 1, mientras que la figura 3 es una vista en sección transversal lateral del motor de combustión interna ilustrado. Con referencia a la figura 2, en la parte inferior de las dos paredes laterales del bloque (2) de cilindros, está formada una pluralidad de partes (50) sobresalientes separadas entre si una determinada distancia. Cada parte (50) sobresaliente está formada con una perforación (51) de inserción de leva de sección transversal circular. Por otro lado, la superficie superior del cárter (1) de cigüeñal está formada con una pluralidad de partes (52) sobresalientes separadas entre si una determinada distancia y que encajan entre las partes (50) sobresalientes correspondientes. Estas partes (52) sobresalientes también están formadas con perforaciones (53) de inserción de leva de sección transversal circular.

Como se muestra en la figura 2, se prevé un par de árboles (54, 55) de levas. Cada uno de los árboles (54, 55) de levas tiene levas (56) circulares fijadas sobre el mismo que pueden insertarse de manera giratoria en las perforaciones (51) de inserción de leva en cualquier otra posición. Estas levas (56) circulares son coaxiales con los ejes de giro de los árboles (54, 55) de levas. Por otro lado, entre las levas (56) circulares, como se muestra mediante el sombreado en la figura 3, se extienden árboles (57) excéntricos dispuestos de manera excéntrica con respecto a los ejes de giro de los árboles (54, 55) de levas. Cada árbol (57) excéntrico tiene otras levas (58) circulares fijadas de manera giratoria al mismo de manera excéntrica. Como se muestra en la figura 2, estas levas (58) circulares están dispuestas entre las levas (56) circulares. Estas levas (58) circulares se insertan de manera giratoria en las perforaciones (53) de inserción de leva correspondientes.

Cuando las levas (56) circulares sujetas a los árboles (54, 55) de levas se giran en sentidos opuestos como se muestra mediante las flechas de línea continua en la figura 3(A) desde el estado mostrado en la figura 3(A), los árboles (57) excéntricos se mueven hacia el centro inferior, de modo que las levas (58) circulares giran en los sentidos opuestos desde las levas (56) circulares en las perforaciones (53) de inserción de leva como se muestra mediante las flechas de línea discontinua en la figura 3(A). Como se muestra en la figura 3(B), cuando los árboles (57) excéntricos se mueven hacia el centro inferior, los centros de las levas (58) circulares se mueven hasta por debajo de los árboles (57) excéntricos.

Como se entenderá a partir de una comparación de las figuras 3(A) y 3(B), las posiciones relativas del cárter (1) de cigüeñal y el bloque (2) de cilindros se determinan por la distancia entre los centros de las levas (56) circulares y los centros de las levas (58) circulares. Cuanto mayor es la distancia entre los centros de las levas (56) circulares y los centros de las levas (58) circulares, más alejado estará el bloque (2) de cilindros del cárter (1) de cigüeñal. Si el bloque (2) de cilindros se separa del cárter (1) de cigüeñal, aumenta el volumen de la cámara (5) de combustión cuando el pistón (4) se sitúa como punto muerto superior de compresión, por tanto haciendo que giren los árboles (54, 55) de levas, puede cambiarse el volumen de la cámara (5) de combustión cuando el pistón (4) se sitúa como punto muerto superior de compresión.

Como se muestra en la figura 2, para hacer que los árboles (54, 55) de levas giren en sentidos opuestos, el árbol de un motor (59) de accionamiento está dotado de un par de tornillos (61, 62) helicoidales con sentidos de rosca opuestos. Los engranajes (63, 64) que se engranan con estos tornillos (61, 62) helicoidales están sujetos a los extremos de los árboles (54, 55) de levas. En esta realización, puede accionarse el motor (59) de accionamiento para cambiar el volumen de la cámara (5) de combustión cuando el pistón (4) se sitúa en el punto muerto superior de compresión en un intervalo amplio. Obsérvese que el mecanismo (A) de relación de compresión variable mostrado de la figura 1 a la figura 3 muestra un ejemplo. Puede usarse cualquier tipo de mecanismo de relación de compresión variable.

ES 2 339 301 T3

Por otro lado, la figura 4 muestra un mecanismo (B) de sincronización de válvula variable fijado al extremo del árbol (70) de levas para accionar la válvula (7) de admisión en la figura 1. Con referencia a la figura 4, este mecanismo (B) de sincronización de válvula variable está dotado de una polea (71) de sincronización girada por un cigüeñal de motor a través de una correa de sincronización en el sentido de la flecha, un alojamiento (72) cilíndrico que gira junto con la polea (71) de sincronización, un árbol (73) que puede girar junto con un árbol (70) de levas de accionamiento de válvula de admisión y girar respecto al alojamiento (72) cilíndrico, una pluralidad de separaciones (74) que se extienden desde una circunferencia interna del alojamiento (72) cilíndrico hasta una circunferencia externa del árbol (73) y paletas (75) que se extienden entre las separaciones (74) desde la circunferencia externa del árbol (73) hasta la circunferencia interna del alojamiento (72) cilíndrico, estando formados los dos lados de las paletas (75) con cámaras (76) hidráulicas para el avance y con cámaras (77) hidráulicas para el retardo.

La alimentación de aceite de funcionamiento a las cámaras (76, 77) hidráulicas se controla mediante una válvula (78) de control de alimentación de aceite de funcionamiento. Esta válvula (78) de control de alimentación de aceite de funcionamiento está dotada de orificios (79, 80) hidráulicos conectados a las cámaras (76, 77) hidráulicas, un orificio (82) de alimentación para aceite de funcionamiento descargado desde una bomba (81) hidráulica, un par de orificios (83, 84) de drenaje y una válvula (85) de carrete para controlar la conexión y desconexión de los orificios (79, 80, 82, 83, 84).

Para hacer avanzar la fase de las levas del árbol (70) de levas de accionamiento de válvula de admisión, la válvula (85) de carrete se hace mover hacia la derecha, el aceite de funcionamiento alimentado desde el orificio (82) de alimentación se alimenta a través del orificio (79) hidráulico a las cámaras (76) hidráulicas para el avance y el aceite de funcionamiento en las cámaras (77) hidráulicas para el retardo se drena desde el orificio (84) de drenaje. En este momento, se hace girar el árbol (73) respecto al alojamiento (72) cilíndrico en el sentido de la flecha.

A diferencia de esto, para retardar la fase de las levas del árbol (70) de levas de accionamiento de válvula de admisión, en la figura 4, la válvula (85) de carrete se hace mover hacia la izquierda, el aceite de funcionamiento alimentado desde el orificio (82) de alimentación se alimenta a través del orificio (80) hidráulico a las cámaras (77) hidráulicas para el retardo y el aceite de funcionamiento en las cámaras (76) hidráulicas para el avance se drena desde el orificio (83) de drenaje. En este momento, se hace girar el árbol (73) respecto al alojamiento (72) cilíndrico en el sentido opuesto a las flechas.

Cuando se hace girar el árbol (73) respecto al alojamiento (72) cilíndrico, si la válvula (85) de carrete se devuelve a la posición neutra mostrada en la figura 4, finaliza la operación para el giro relativo del árbol (73), y el árbol (73) se mantiene en la posición de giro relativa en ese momento. Por tanto, es posible usar el mecanismo (B) de sincronización de válvula variable para hacer avanzar o retardar la fase de las levas del árbol (70) de levas de accionamiento de válvula de admisión en exactamente la cantidad deseada.

En la figura 5, la línea continua muestra una situación en la que se usa el mecanismo (B) de sincronización de válvula variable para hacer avanzar lo máximo posible la fase de las levas del árbol (70) de levas de accionamiento de válvula de admisión, mientras que la línea discontinua muestra una situación en la que se usa para retardar lo máximo posible la fase de las levas del árbol (70) de levas de accionamiento de válvula de admisión. Por tanto, el momento de apertura de la válvula (7) de admisión puede ajustarse libremente entre el intervalo mostrado por la línea continua en la figura 5 y el intervalo mostrado por la línea discontinua, por tanto la sincronización de cierre de la válvula (7) de admisión puede ajustarse a cualquier ángulo de cigüeñal en el intervalo mostrado por la flecha (C) en la figura 5.

El mecanismo (B) de sincronización de válvula variable mostrado en la figura 1 y la figura 4 es un ejemplo. Por ejemplo, puede usarse un mecanismo de sincronización de válvula variable u otros diversos tipos de mecanismos de sincronización de válvula variable que puedan cambiar sólo la sincronización de cierre de la válvula de admisión mientras se mantiene constante la sincronización de apertura de la válvula de admisión.

A continuación, se explicará el significado de los términos usados en la presente solicitud con referencia a la figura 6. Obsérvese que las figuras 6(A), (B) y (C) muestran con fines explicativos un motor con un volumen de las cámaras de combustión de 50 ml y un volumen de carrera del pistón de 500 ml. En estas figuras 6(A), (B) y (C), el volumen de cámara de combustión muestra el volumen de la cámara de combustión cuando el pistón está en el punto muerto superior de compresión.

La figura 6(A) explica la relación de compresión mecánica. La relación de compresión mecánica es un valor determinado mecánicamente a partir del volumen de carrera del pistón y el volumen de cámara de combustión durante una carrera de compresión. Esta relación de compresión mecánica se expresa por (volumen de cámara de combustión+volumen de carrera)/volumen de cámara de combustión. En el ejemplo mostrado en la figura 6(A), esta relación de compresión mecánica se vuelve $(50 \text{ ml} + 500 \text{ ml}) / 50 \text{ ml} = 11$.

La figura 6(B) explica la relación de compresión real. Esta relación de compresión real es un valor determinado a partir del volumen de carrera real del pistón desde que se inicia realmente la acción de compresión hasta que el pistón alcanza el punto muerto superior y el volumen de cámara de combustión. Esta relación de compresión real se expresa por (volumen de cámara de combustión+volumen de carrera real)/volumen de cámara de combustión. Es decir, como se muestra en la figura 6(B), incluso si el pistón comienza a elevarse en la carrera de compresión, no se realiza ninguna

ES 2 339 301 T3

acción de compresión mientras la válvula de admisión está abierta. La acción de compresión real se inicia después de que se cierra la válvula de admisión. Por tanto, la relación de compresión real se expresa de la siguiente manera usando el volumen de carrera real. En el ejemplo mostrado en la figura 6(B), la relación de compresión real se vuelve $(50 \text{ ml}+450 \text{ ml})/50 \text{ ml}=10$.

La figura 6(C) explica la relación de expansión. La relación de expansión es un valor determinado a partir del volumen de carrera del pistón durante una carrera de expansión y el volumen de cámara de combustión. Esta relación de expansión se expresa por el $(\text{volumen de cámara de combustión}+\text{volumen de carrera})/\text{volumen de cámara de combustión}$. En el ejemplo mostrado en la figura 6(C), esta relación de expansión se vuelve $(50 \text{ ml}+500 \text{ ml})/50 \text{ ml}=11$.

A continuación se explicará el ciclo de relación de expansión superalta usado en la presente invención con referencia a la figura 7 y la figura 8. Obsérvese que la figura 7 muestra la relación entre la eficacia térmica teórica y la relación de expansión, mientras que la figura 8 muestra una comparación entre el ciclo ordinario y el ciclo de relación de expansión superalta usado selectivamente según la carga.

La figura 8(A) muestra el ciclo ordinario cuando la válvula de admisión se cierra próxima al punto muerto inferior, y se inicia la acción de compresión por el pistón desde próximo a sustancialmente el punto muerto inferior de compresión. En el ejemplo mostrado en esta figura 8(A) igualmente, de la misma manera que en los ejemplos mostrados en las figuras 6(A), (B) y (C), se hace que el volumen de cámara de combustión sea de 50 ml y se hace que el volumen de carrera del pistón sea de 500 ml. Como se entenderá por la figura 8(A), en un ciclo ordinario, la relación de compresión mecánica es $(50 \text{ ml}+500 \text{ ml})/50 \text{ ml}=11$, la relación de compresión real es también aproximadamente 11 y la relación de expansión también se vuelve $(50 \text{ ml}+500 \text{ ml})/50 \text{ ml}=11$. Es decir, en un motor de combustión interna ordinario, la relación de compresión mecánica, la relación de compresión real y la relación de expansión son sustancialmente iguales.

La línea continua en la figura 7 muestra el cambio en la eficacia térmica teórica en el caso en el que la relación de compresión real y la relación de expansión son sustancialmente iguales, es decir, en el ciclo ordinario. En este caso, se enseña que cuanto mayor es la relación de expansión, es decir, cuanto mayor es la relación de compresión real, mayor es la eficacia térmica teórica. Por tanto, en un ciclo ordinario, para elevar la eficacia térmica teórica, la relación de compresión real debería hacerse mayor. Sin embargo, debido a las restricciones en la aparición de detonación en el momento del funcionamiento del motor a alta carga, la relación de compresión real sólo puede elevarse, incluso al máximo, a aproximadamente 12, por consiguiente, en un ciclo ordinario, la eficacia térmica teórica no puede hacerse lo suficientemente elevada.

Por otro lado, en esta situación, los inventores han diferenciado estrictamente entre la relación de compresión mecánica y la relación de compresión real y han estudiado la eficacia térmica teórica y como resultado han hallado que en la eficacia térmica teórica, la relación de expansión es dominante, y que la eficacia térmica teórica no se ve afectada en absoluto por la relación de compresión real. Es decir, si se eleva la relación de compresión real, se eleva la fuerza explosiva, aunque la compresión requiere una gran energía, por consiguiente incluso si se eleva la relación de compresión real, no se elevará mucho la eficacia térmica teórica.

A diferencia de esto, si se aumenta la relación de expansión, cuanto más largo es el periodo durante el que una fuerza actúa presionando el pistón hacia abajo en el momento de la carrera de expansión, más largo es el tiempo en el que el pistón transmite una fuerza de giro al cigüeñal. Por tanto, cuanto más grande se hace la relación de expansión, mayor se vuelve la eficacia térmica teórica. La línea discontinua en la figura 7 muestra la eficacia térmica teórica en el caso de fijar la relación de compresión real en 10 y elevar la relación de expansión en ese estado. De este modo, se enseña que la cantidad de elevación de la eficacia térmica teórica cuando se eleva la relación de expansión en el estado en el que se mantiene la relación de compresión real a un valor bajo y la cantidad de elevación de la eficacia térmica teórica en el caso en el que la relación de compresión real se aumenta junto con la relación de expansión como se muestra por la línea continua de la figura 7 no diferirán tanto.

Si se mantiene la relación de compresión real a un valor bajo de este modo, no se producirá detonación, por tanto si se eleva la relación de expansión en el estado en el que se mantiene la relación de compresión real a un valor bajo, puede evitarse la aparición de detonación y puede elevarse considerablemente la eficacia térmica teórica. La figura 8 (B) muestra un ejemplo del caso cuando se usa el mecanismo (A) de relación de compresión variable y el mecanismo (B) de sincronización de válvula variable para mantener la relación de compresión real a un valor bajo y elevar la relación de expansión.

Con referencia a la figura 8(B), en este ejemplo, se usa el mecanismo (A) de relación de compresión variable para bajar el volumen de cámara de combustión desde 50 ml hasta 20 ml. Por otro lado, se usa el mecanismo (B) de sincronización de válvula variable para retrasar la sincronización de cierre de la válvula de admisión hasta que el volumen de carrera real del pistón cambia de desde 500 ml hasta 200 ml. Como resultado, en este ejemplo, la relación de compresión real se vuelve $(20 \text{ ml}+200 \text{ ml})/20 \text{ ml}=11$ y la relación de expansión se vuelve $(20 \text{ ml}+500 \text{ ml})/20 \text{ ml}=26$. En el ciclo ordinario mostrado en la figura 8(A), como se ha explicado anteriormente, la relación de compresión real es de aproximadamente 11 y la relación de expansión es de 11. En comparación con este caso, en el caso mostrado en la figura 8(B), se enseña que sólo la relación de expansión se eleva a 26. Este es el motivo por el cual se denomina "ciclo de relación de expansión superalta".

ES 2 339 301 T3

Como se ha explicado anteriormente, en general, en un motor de combustión interna, cuanto menor es la carga del motor, peor es la eficacia térmica, por tanto para mejorar la eficacia térmica en el momento de funcionamiento del vehículo, es decir, para mejorar el consumo de combustible, se vuelve necesario mejorar la eficacia térmica en el momento del funcionamiento del motor a baja carga. Por otro lado, en el ciclo de relación de expansión superalta
5 mostrado en la figura 8(B), el volumen de carrera real del pistón en el momento de la carrera de compresión se hace más pequeño, de modo que la cantidad de aire de admisión que puede aspirarse al interior de la cámara (5) de combustión se vuelve más pequeña, por tanto este ciclo de relación de expansión superalta sólo puede emplearse cuando la carga del motor es relativamente baja. Por tanto, en la presente invención, en el momento del funcionamiento del motor a baja carga, se ajusta el ciclo de relación de expansión superalta mostrado en la figura 8(B), mientras que en el momento
10 de funcionamiento del motor a alta carga, se ajusta el ciclo ordinario mostrado en la figura 8(A).

A continuación, se explicará en líneas generales el control de funcionamiento en conjunto con referencia a la figura 9.

15 La figura 9 muestra los cambios en la relación de compresión mecánica, la relación de expansión, la sincronización de cierre de la válvula (7) de admisión, la relación de compresión real, la cantidad de aire de admisión, el grado de apertura de la válvula (17) de mariposa y la pérdida de bombeo junto con el par requerido. Obsérvese que la figura 9 ilustra el caso en el que la presión atmosférica es una presión atmosférica convencional, por ejemplo, 980 mbar y la temperatura atmosférica es una temperatura atmosférica convencional, por ejemplo, 0°C. Además, en la realización
20 según la presente invención, generalmente la relación aire-combustible promedio en la cámara (5) de combustión se controla por realimentación respecto a la relación aire-combustible estequiométrica basándose en la señal de salida del sensor (23) de la relación aire-combustible, de modo que el catalizador de tres vías en el convertidor (22) catalítico puede reducir simultáneamente el HC, CO y NOx no quemado en el gas de escape.

25 Ahora, como se ha explicado anteriormente, en el momento de funcionamiento del motor a alta carga, es decir, cuando el par requerido es alto, se ejecuta el ciclo ordinario mostrado en la figura 8(A). Por tanto, como se muestra en la figura 9, en este momento, puesto que se hace que la relación de compresión mecánica sea baja, la relación de expansión se vuelve baja, y como se muestra por la línea continua en bajo en la figura 9, se hace avanzar la sincronización de cierre de la válvula (7) de admisión como se muestra por la línea continua en la figura 5. Además, en
30 este momento, la cantidad de aire de admisión es grande. En este momento, el grado de apertura de la válvula (17) de mariposa se mantiene completamente abierto o sustancialmente abierto de manera completa, de modo que la pérdida de bombeo se vuelve cero.

Por otro lado, como se muestra en la figura 9, junto con la reducción en la carga del motor, se aumenta la relación
35 de compresión mecánica, por tanto también se aumenta la relación de expansión. Además, en este momento, se retrasa la sincronización de cierre de la válvula (7) de admisión cuando el par requerido se hace más pequeño como se muestra por la línea continua en la figura 9 de modo que la relación de compresión real se mantiene sustancialmente constante. Obsérvese que también en este momento, la válvula (17) de mariposa se mantiene en el estado completamente abierto o sustancialmente abierto de manera completa. Por tanto la cantidad de aire de admisión alimentado a la cámara (5) de
40 combustión se controla no por la válvula (17) de mariposa, sino cambiando la sincronización de cierre de la válvula (7) de admisión. En este momento igualmente, la pérdida de bombeo se vuelve cero.

De este modo cuando el par requerido se hace más pequeño desde el estado de funcionamiento del motor a alta carga, se aumenta la relación de compresión mecánica junto con la caída en la cantidad de aire de admisión con una
45 relación de compresión real sustancialmente constante. Es decir, el volumen de la cámara (5) de combustión cuando el pistón (4) alcanza el punto muerto superior de compresión se reduce proporcionalmente a la reducción en la cantidad de aire de admisión. Por tanto el volumen de la cámara (5) de combustión cuando el pistón (4) alcanza el punto muerto superior de compresión cambia proporcionalmente a la cantidad de aire de admisión. Obsérvese que en este momento, la relación aire-combustible en la cámara (5) de combustión se convierte en la relación aire-combustible estequiométrica, de modo que el volumen de la cámara (5) de combustión cuando el pistón (4) alcanza el punto muerto superior de compresión cambia proporcionalmente a la cantidad de combustible.
50

Si el par requerido se vuelve todavía más pequeño, la relación de compresión mecánica se aumenta adicionalmente. Cuando la relación de compresión mecánica alcanza la relación de compresión mecánica límite que forma el límite
55 estructural de la cámara (5) de combustión, en la zona de una carga menor que la carga (L_1) del motor cuando la relación de compresión mecánica alcanza la relación de compresión mecánica límite, la relación de compresión mecánica se mantiene en la relación de compresión límite del motor. Por tanto cuando el par requerido es bajo, es decir, en el momento del funcionamiento del motor a baja carga, la relación de compresión mecánica se vuelve máxima, y la relación de expansión también se vuelve máxima. Dicho de otro modo, para obtener la relación de expansión máxima en el momento del funcionamiento del motor a baja carga, se hace que la relación de compresión mecánica sea máxima. Además, en este momento, la relación de compresión real se mantiene en una relación de compresión real sustancialmente igual a aquélla en el momento de funcionamiento del motor a alta y media carga.
60

Por otro lado, como se muestra por la línea continua en la figura 9, se retrasa la sincronización de cierre de la válvula
65 (7) de admisión a la sincronización de cierre límite que permite el control de la cantidad de aire de admisión alimentado a la cámara (5) de combustión cuando el par requerido se hace más pequeño. En la zona de un par requerido menor que el par (L_2) requerido cuando la sincronización de cierre de la válvula (7) de admisión alcanza la sincronización de cierre límite, la sincronización de cierre de la válvula (7) de admisión se mantiene en la sincronización de cierre

ES 2 339 301 T3

limite. Si la sincronización de cierre de la válvula (7) de admisión se mantiene en la sincronización de cierre limite, la cantidad de aire de admisión ya no podrá controlarse mediante el cambio de la sincronización de cierre de la válvula (7) de admisión. Por tanto, la cantidad de aire de admisión tiene que controlarse mediante algún otro método.

5 En la realización mostrada en la figura 9, en este momento, es decir, en la zona de un par requerido menor que el par (L_2) requerido cuando la sincronización de cierre de la válvula (7) de admisión alcanza la sincronización de cierre limite, se usa la válvula (17) de mariposa para controlar la cantidad de aire de admisión alimentado a la cámara (5) de combustión. Sin embargo, si se usa la válvula (17) de mariposa para controlar la cantidad de aire de admisión, como se muestra en la figura 9, aumenta la pérdida de bombeo.

10 Obsérvese que para evitar esta pérdida de bombeo, en la zona de un par requerido menor que el par (L_2) requerido cuando la sincronización de cierre de la válvula (7) de admisión alcanza la sincronización de cierre limite, la válvula (17) de mariposa se mantiene completamente abierta o sustancialmente abierta de manera completa. En ese estado, cuanto menor es la carga del motor, mayor puede hacerse la relación aire-combustible. En este momento, el inyectador (13) de combustible se dispone preferentemente en la cámara (5) de combustión para realizar una combustión estratificada.

15 Por otro lado, como se ha explicado anteriormente, en el ciclo de relación de expansión superalta mostrado en la figura 8(B), se hace que la relación de expansión sea 26. Cuanto mayor es esta relación de expansión, mejor, pero si es de 20 o más, puede obtenerse una eficacia térmica teórica considerablemente alta. Por tanto, en la presente invención, el mecanismo (A) de relación de compresión variable se forma de modo que la relación de expansión se vuelve 20 o más. Además, en el ejemplo mostrado en la figura 9, la relación de compresión mecánica se cambia de manera continua según el par requerido. Sin embargo, la relación de compresión mecánica también puede cambiarse por etapas según el par requerido.

25 Por otro lado, como se muestra por la línea discontinua en la figura 9, cuando el par requerido se hace más pequeño, haciendo avanzar la sincronización de cierre de la válvula (7) de admisión también, es posible controlar la cantidad de aire de admisión sin depender de la válvula (17) de mariposa. Por tanto, en la figura 9, si se expresa de manera exhaustiva tanto el caso mostrado por la línea continua como el caso mostrado por la línea discontinua, en la realización según la presente invención, la sincronización de cierre de la válvula (7) de admisión se desplaza a medida que el par requerido se hace más pequeño en una dirección alejada del punto (BDC) muerto inferior de compresión hasta la sincronización (L_2) de cierre limite que permite el control de la cantidad de aire de admisión alimentado al interior de la cámara de combustión.

30 Ahora, en una realización según la presente invención, se predetermina el valor requerido del par de salida del motor, es decir, el par requerido, según el estado de funcionamiento del motor determinado por la cantidad de depresión del pedal (40) del acelerador, la velocidad del motor, etc. El motor se controla de modo que se genera un par de salida requerido según el estado de funcionamiento del motor incluso si cambia la presión atmosférica desde la presión atmosférica de referencia.

35 A este respecto, en una realización según la presente invención, como se ha explicado anteriormente, el par de salida se determina por la masa de aire de admisión alimentado al interior de la cámara (5) de combustión. Por tanto, en una realización según la presente invención, el motor se controla de modo que incluso si cambia la presión atmosférica desde la presión atmosférica de referencia, la masa de aire de admisión alimentado al interior de la cámara (5) de combustión se vuelve igual que la masa de aire de admisión en el momento de la presión atmosférica de referencia. Por tanto, por ejemplo, cuando cae la presión atmosférica, la densidad del aire de admisión se hace más pequeña, de modo que debe aumentarse el volumen del aire de admisión alimentado al interior de la cámara (5) de combustión. Por tanto, como se muestra por la línea continua en la figura 9, cuando se cierra la válvula (7) de admisión después del punto muerto inferior de admisión, se hace avanzar la sincronización de cierre de la válvula (7) de admisión.

40 Sin embargo, si se hace avanzar la sincronización de cierre de la válvula (7) de admisión de este modo, la relación de compresión se volverá mayor, por lo que suponiendo por ejemplo que la temperatura atmosférica es la misma, la temperatura final de compresión acabarla siendo extremadamente alta. Por tanto, en la presente invención, en este momento, se baja la relación de compresión mecánica de modo que la temperatura final de compresión no se volverá extremadamente alta. A continuación, esto se explicará con referencia a de la figura 10 a la figura 12.

45 La figura 10(A) muestra la relación entre el volumen "V" de la cámara 5 de combustión y la presión "P" en la cámara (5) de combustión, cuando la presión atmosférica es la presión atmosférica de referencia y la temperatura atmosférica es la temperatura atmosférica de referencia. Obsérvese que en la figura 10(A), tanto la presión "P" de la ordenada como el volumen "V" de la abscisa se expresan como logaritmos. Lo mismo se aplica para la figura 10 (B) y las figuras 11(A), (B).

50 En la figura 10(A), el punto (a) muestra el punto muerto inferior de escape y el punto muerto inferior de admisión, mientras que el punto (b) muestra la sincronización de cierre de la válvula (7) de admisión en el caso en el que la válvula (7) de admisión se cierra después del punto muerto inferior de admisión. En el intervalo desde el punto (a) muerto inferior de escape hasta el punto (a) muerto inferior de admisión y en el intervalo desde el punto (a) muerto inferior de admisión hasta la sincronización (b) de cierre de la válvula (7) de admisión, la presión "P" en la cámara (5) de combustión se convierte en la presión "Po" atmosférica de referencia. A continuación, cuando avanza la carrera

ES 2 339 301 T3

de compresión, se eleva la presión “P” en la cámara (5) de combustión. Cuando el pistón (4) alcanza el punto (c) muerto superior, la presión “P” en la cámara (5) de combustión se convierte en la presión P_e final de compresión. A continuación, cuando se realiza la combustión, la presión “P” en la cámara (5) de combustión se eleva hasta el punto (d). A continuación, cuando baja el pistón (4), hasta que se inicia la acción de escape, la presión “P” en la cámara (5) de combustión cae de manera gradual.

Ahora, por ejemplo, si se usa el vehículo a gran altitud, la presión “P” atmosférica cae desde la presión “ P_o ” atmosférica de referencia hasta la presión “ P_a ” atmosférica exactamente ΔP . Si, en este momento, se cierra la válvula (7) de admisión con la misma sincronización que la figura 10(A), el volumen “V” de la cámara (5) de combustión y la presión “P” en la cámara (5) de combustión cambian como se muestra en la figura 10 (B). Como se entenderá por la figura 10(B), en este momento, la presión final de compresión cae desde “ P_e ” hasta “ P_f ” mostrado en la figura 10(A). Esto significa que la masa de aire de admisión alimentado al interior de la cámara (5) de combustión se ha vuelto más pequeña.

En este caso, para hacer que la masa de aire de admisión alimentado al interior de la cámara (5) de combustión sea igual que en el caso mostrado en la figura 10(A), tiene que hacerse que la presión final de compresión sea “ P_e ”. Por tanto, como se muestra en la figura 11(A), debe hacerse avanzar la sincronización de cierre de la válvula (7) de admisión exactamente $\Delta\theta$ de modo que el volumen “V” de la cámara (5) de combustión cuando se abre la válvula (7) de admisión cambia de “ V_s ” a “ V_t ”. A este respecto, si se hace avanzar la sincronización de cierre de la válvula (7) de admisión, se hará avanzar la sincronización de inicio de compresión, de modo que aumentará la relación de compresión real. Por tanto, en este momento, si la temperatura atmosférica fuera la temperatura atmosférica de referencia, la temperatura final de compresión acabarla siendo extremadamente alta.

Por tanto, en la presente invención, para evitar que la temperatura final de compresión se vuelva extremadamente alta, como se muestra en la figura 11(B), se baja la relación de compresión mecánica exactamente ΔCR de modo que se reduce el volumen “V” de la cámara (5) de combustión en el punto muerto superior de compresión desde “ V_e ” hasta “ V_g ”. Si se reduce la relación de compresión mecánica, caerá la relación de compresión real, de modo que caerá la temperatura final de compresión. Por otro lado, si se reduce la relación de compresión mecánica, como se muestra en la figura 11(B), caerá algo la presión final de compresión en comparación con la “ P_e ” mostrada en la figura 10 (A), aunque la masa de aire de admisión alimentado al interior de la cámara (5) de combustión es igual que en el caso mostrado en la figura 10(A), de modo que el par de salida se vuelve sustancialmente igual que el par de salida del caso mostrado en la figura 10(A).

A continuación, se explicará lo anterior desde otro punto de vista.

La figura 12 muestra la relación entre la presión final de compresión y la temperatura final de compresión en la cámara (5) de combustión y el valor KO limite admisible al que puede realizarse la combustión normal. La zona mostrada por el sombreado en la figura 12 muestra la zona en la que se produce una detonación y otra combustión anómala. La otra zona muestra la zona en la que se realiza la combustión normal. El valor KO limite admisible está situado dentro de la zona de combustión normal extremadamente cerca de la zona en la que se produce una combustión anómala. En este valor KO limite admisible, se obtiene la eficacia térmica más alta. Por tanto, en una realización según la presente invención, la sincronización de cierre de la válvula (7) de admisión y la relación de compresión mecánica se determinan de modo que la presión final de compresión y la temperatura final de compresión se convierten en este valor limite admisible.

Es decir, como se muestra en la figura 10(A), la presión “ P_e ” final de compresión y la temperatura final de compresión cuando la presión atmosférica es la presión atmosférica de referencia y la temperatura atmosférica es la temperatura atmosférica de referencia se muestran por el punto (a) de la figura 12. Si la temperatura atmosférica es la misma y, como se muestra en la figura 10(B), la presión atmosférica cae, la presión “ P_f ” final de compresión y la temperatura final de compresión en este momento se convertirán en el punto (b) de la figura 12. Por otro lado, cuando cae la presión atmosférica, como se muestra en la figura 11(A), si se hace avanzar la sincronización de cierre de la válvula (7) de admisión exactamente $\Delta\theta$ y se hace que la presión final de compresión sea “ P_e ”, la presión “ P_e ” final de compresión y la temperatura final de compresión en este momento se convertirán en el punto (c) de la figura 12. Es decir, la temperatura final de compresión y la presión final de compresión superando el valor KO limite admisible en el que puede realizarse la combustión normal.

Por tanto, en la presente invención, cuando la sincronización de cierre de la válvula (7) de admisión se aproxima al punto muerto inferior de admisión y la temperatura final de compresión y la presión final de compresión superan el valor KO limite admisible en el que puede realizarse la combustión normal, se baja la relación de compresión mecánica hasta la relación de compresión mecánica en la que la temperatura final de compresión y la presión final de compresión se convierten en el valor KO limite admisible. La presión final de compresión y la temperatura final de compresión en este momento se muestran por el punto (d) en la figura 12. Es decir, como se entenderá por la figura 12, si se reduce la relación de compresión mecánica, la presión final de compresión caerá sólo ligeramente, aunque la temperatura final de compresión caerá considerablemente.

A continuación, con referencia a las figuras 13 a 18, se explicará con detalle una realización según la presente invención. Las líneas continuas en la figura 13 muestran la relación entre la relación de compresión mecánica mostrada en la figura 9 y el par requerido y la relación entre la sincronización de cierre de la válvula (7) de admisión mostrada

por la línea continua en la figura 9 y el par requerido, es decir, la relación entre la relación de compresión mecánica de referencia y el par requerido y la relación entre la sincronización de cierre de referencia de la válvula (7) de admisión y el par requerido cuando la presión atmosférica es la presión atmosférica de referencia y la temperatura atmosférica es la temperatura atmosférica de referencia.

5 A este respecto, la CI de sincronización de cierre de referencia de la válvula (7) de admisión requerida para alimentar la cantidad de aire de admisión que puede proporcionar el par requerido al interior de la cámara (5) de combustión se convierte en una función del par requerido y la velocidad del motor. Por tanto, en la realización según la presente invención, la CI de sincronización de cierre de referencia de la válvula (7) de admisión se almacena como
10 una función del par TQ requerido y la velocidad N del motor en forma de la representación como se muestra en la figura 15(A) de antemano en la ROM (32). A partir de esta representación, se calcula la sincronización de cierre de referencia de la válvula (7) de admisión mostrada por la línea continua en la figura 13.

15 Por otro lado, como se ha explicado anteriormente, en la realización según la presente invención, en el momento del funcionamiento del motor a baja velocidad, independientemente del par requerido, la relación de compresión real se mantiene sustancialmente constante. Sin embargo, si se eleva la velocidad del motor, se producen turbulencias en la mezcla aire-combustible en la cámara (5) de combustión, de modo que no se producirá fácilmente una detonación. Por tanto, en la realización según la presente invención, como se muestra en la figura 15(B), cuanto mayor es la velocidad N del motor, mayor es la relación de compresión real objetivo. Por otro lado, la relación de compresión mecánica
20 requerida para hacer que la relación de compresión real sea esta relación de compresión real objetivo se convierte en una función del par requerido y la velocidad del motor. Por tanto, en la realización según la presente invención, la relación CR de compresión mecánica de referencia requerida para hacer que la relación de compresión real sea la relación de compresión real objetivo se almacena como una función del par TQ requerido y la velocidad N del motor en forma de una representación como se muestra en la figura 15(C) de antemano en la ROM (32). Se calcula la relación
25 de compresión mecánica de referencia mostrada por la línea continua en la figura 13.

Ahora, como se ha explicado anteriormente, en la realización según la presente invención, si la presión atmosférica se vuelve baja, como se muestra por la figura 11(A), se hace avanzar la sincronización de cierre de la válvula (7) de admisión exactamente $\Delta\theta$ y, como se muestra en la figura 11(B), se baja la relación de compresión mecánica
30 exactamente ΔCR . Es decir, cuando cae la presión atmosférica desde la presión atmosférica de referencia, se hace que la sincronización de cierre de la válvula (7) de admisión se aproxime al punto muerto inferior de admisión exactamente la cantidad $\Delta\theta$ de corrección desde la sincronización de cierre de referencia mostrada por la línea continua en la figura 13 hasta la sincronización de cierre mostrada por la línea discontinua y se reduce la relación de compresión mecánica exactamente la cantidad ΔCR de corrección desde la relación de compresión mecánica de referencia mostrada por la
35 línea continua en la figura 13 hasta la relación de compresión mecánica mostrada por la línea discontinua.

La figura 16(A) muestra la relación entre la cantidad $\Delta\theta$ de corrección para la sincronización de cierre de la válvula (7) de admisión mostrada en la figura 13 y la presión "Pa" atmosférica. Obsérvese que en la figura 16(A), "Po" indica la presión atmosférica de referencia. Como se entenderá por la figura 16(A), la cantidad $\Delta\theta$ de corrección aumenta
40 cuanto más cae la presión Pa atmosférica desde la presión "Po" atmosférica de referencia, mientras que se vuelve negativa y cae cuanto más se eleva la presión "Pa" atmosférica desde la presión "Po" atmosférica de referencia. Es decir, si la presión Pa atmosférica cae desde la presión "Po" atmosférica de referencia, se hace que la sincronización de cierre de la válvula (7) de admisión se aproxime al punto muerto superior de admisión, mientras que si la presión "Pa" atmosférica se eleva desde la presión "Po" atmosférica de referencia, se hace que la sincronización válvula (7)
45 de admisión se separe del punto muerto inferior de admisión.

Por otro lado, la figura 17(A) muestra la relación entre la cantidad ΔCR de corrección para la relación de compresión mecánica mostrada en la figura 13 y la presión "Pa" atmosférica. Obsérvese que también en la figura 17(A), "Po" indica la presión atmosférica de referencia. Como se entenderá por la figura 17(A), la cantidad ΔCR de corrección se
50 vuelve negativa y cae cuanto menor es la presión "Pa" atmosférica desde la presión "Po" atmosférica de referencia, mientras que aumenta cuanto mayor es la presión "Pa" atmosférica desde la presión "Po" atmosférica de referencia. Es decir, si la presión "Pa" atmosférica cae desde la presión "Po" atmosférica de referencia, se reduce la relación de compresión mecánica, mientras que si la presión "Pa" atmosférica se eleva desde la presión Po atmosférica de referencia, se aumenta la relación de compresión mecánica.
55

Por otro lado, si la temperatura atmosférica se vuelve mayor, la temperatura final de compresión se vuelve mayor junto con ésta, de modo que cuando la temperatura atmosférica se vuelve mayor, la relación de compresión mecánica se reduce preferentemente. La figura 17(B) muestra la relación entre la cantidad ΔCR de corrección para la relación de compresión mecánica y la temperatura "Ta" atmosférica cuando se considera este caso. Obsérvese que en la figura
60 17(B), "To" muestra la temperatura atmosférica de referencia. Como se entenderá por la figura 17(B), la cantidad ΔCR de corrección se vuelve negativa y cae cuanto mayor es la temperatura "Ta" atmosférica desde la temperatura "To" atmosférica de referencia y aumenta cuanto menor es la temperatura "Ta" atmosférica desde la temperatura "To" atmosférica de referencia. Es decir, si la temperatura "Ta" atmosférica se vuelve mayor que la temperatura "To" atmosférica de referencia, se baja la relación de compresión mecánica, mientras que si la temperatura "Ta" atmosférica
65 cae por debajo de la temperatura "To" atmosférica de referencia, se eleva la relación de compresión mecánica.

De este modo, según la presente invención, cuanto menor es la presión "Pa" atmosférica, más se aproxima la sincronización de cierre de la válvula (7) de admisión al punto muerto inferior de admisión, mientras que cuanto menor

ES 2 339 301 T3

es la presión “Pa” atmosférica o mayor es la temperatura “Ta” atmosférica, más se baja la relación de compresión mecánica. Obsérvese que la cantidad ΔCR de corrección para la relación de compresión mecánica se almacena como una función de la presión “Pa” atmosférica y la temperatura “Ta” atmosférica en forma de una representación como se muestra en la figura 17(C) de antemano en la ROM (32).

5

La figura 14 muestra el caso, como se muestra por la línea discontinua en la figura 9, en el que la sincronización de cierre de la válvula (7) de admisión se realiza antes del punto muerto inferior de admisión. En este caso, si cae la presión atmosférica, como se muestra en la figura 14, la sincronización de cierre de la válvula (7) de admisión se retrasa exactamente la cantidad $\Delta\theta$ de corrección y se hace que la relación de compresión mecánica caiga exactamente la cantidad ΔCR de corrección. La cantidad $\Delta\theta$ de corrección para la sincronización de cierre de la válvula (7) de admisión en este caso se reduce cuanto menor es la presión “Pa” atmosférica como se muestra en la figura 16(B). Es decir, la sincronización de cierre de la válvula (7) de admisión se retrasa cuanto más cae la presión “Pa” atmosférica.

10

La figura 18 muestra la rutina de control de funcionamiento.

15

Con referencia a la figura 18, en primer lugar, en la etapa (100), se calcula la CI de sincronización de cierre de referencia de la válvula (7) de admisión a partir de la representación mostrada en la figura 15(A). A continuación, en la etapa (101), se calcula la cantidad $\Delta\theta$ de corrección para la sincronización de cierre de la válvula (7) de admisión a partir de la relación mostrada en la figura 16(A) o la figura 16(B). A continuación, en la etapa (102), se aumenta la CI de sincronización de cierre de referencia el valor $\Delta\theta$ de corrección para calcular la CIO de sincronización de cierre final ($=CI+\Delta\theta$) y se hace que la sincronización de cierre de la válvula (7) de admisión sea esta CIO de sincronización de cierre. A continuación, en la etapa (103), se calcula la relación CR de compresión mecánica de referencia a partir de la representación mostrada en la figura 15(C). A continuación, en la etapa (104), se calcula el valor ΔCR de corrección para la relación de compresión mecánica a 1 a partir de la representación mostrada en la figura 17(C). A continuación, en la etapa (105), se aumenta relación CR de compresión mecánica de referencia el valor ΔCR de corrección para calcular la relación de compresión mecánica final CRO($=CR+\Delta CR$) y se hace que la relación de compresión mecánica sea esta relación CRO de compresión mecánica.

20

25

30 Referencias citadas en la memoria

Esta lista de referencias citadas por el solicitante se dirige únicamente a ayudar al lector y no forma parte del documento de patente europea. Incluso si se ha procurado el mayor cuidado en su concepción, no se pueden excluir errores u omisiones y el OEB declina toda responsabilidad a este respecto.

35

Documentos de patente mencionados en la memoria

- JP 4086338 A (0002)

40

45

50

55

60

65

REIVINDICACIONES

5 1. Motor de combustión interna de tipo de encendido por chispa, dotado de un mecanismo (B) de sincronización variable que puede controlar una sincronización de cierre de una válvula (7) de admisión y un mecanismo (A) de relación de compresión variable que puede cambiar una relación de compresión mecánica y que controla la sincronización de cierre de la válvula (7) de admisión para controlar la cantidad de aire de admisión alimentado al interior de una cámara (5) de combustión, **caracterizado** porque se hace que la sincronización de cierre de la válvula (7) de admisión se aproxime al punto muerto inferior de admisión cuando cae la presión atmosférica y se reduce la relación de compresión mecánica cuando cae la presión atmosférica, o se eleva la temperatura atmosférica, de modo que puede obtenerse un par de salida según un par requerido incluso cuando cambia la presión atmosférica.

15 2. Motor de combustión interna de tipo de encendido por chispa, según la reivindicación 1, en el que se hace que la sincronización de cierre de la válvula de admisión se aproxime más al punto muerto inferior de admisión cuanto menor es la presión atmosférica y se reduce la relación de compresión mecánica cuanto menor es la presión atmosférica, o cuanto mayor es la temperatura atmosférica, de modo que puede obtenerse un par de salida según el par requerido incluso cuando cambia la presión atmosférica.

20 3. Motor de combustión interna de tipo de encendido por chispa, según la reivindicación 1 ó 2, en el que se almacena de antemano una sincronización de cierre de referencia de la válvula (7) de admisión mediante la que se obtiene un par de salida según el par requerido cuando la presión atmosférica es una presión atmosférica de referencia predeterminada y, cuando cae la presión atmosférica por debajo de dicha presión atmosférica de referencia, se hace que la sincronización de cierre de la válvula (7) de admisión se aproxime al punto muerto inferior de admisión desde dicha sincronización de cierre de referencia exactamente una cantidad de corrección predeterminada.

25 4. Motor de combustión interna de tipo de encendido por chispa, según la reivindicación 3, en el que cuanto más cae la presión atmosférica desde dicha presión atmosférica de referencia, más se aumenta dicha cantidad de corrección para la sincronización de cierre de la válvula de admisión.

30 5. Motor de combustión interna de tipo de encendido por chispa, según una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 4, en el que se almacena de antemano una sincronización de cierre de referencia de la válvula (7) de admisión mediante la que se obtiene un par de salida según el par requerido cuando la presión atmosférica es una presión atmosférica de referencia predeterminada y, cuando la presión atmosférica se eleva por encima de dicha presión atmosférica de referencia, se hace que la sincronización de cierre de la válvula de admisión se separe del punto muerto inferior de admisión exactamente una cantidad de corrección predeterminada con respecto a dicha sincronización de cierre de referencia.

40 6. Motor de combustión interna de tipo de encendido por chispa, según la reivindicación 5, en el que cuanto más se eleva la presión atmosférica desde dicha presión atmosférica de referencia, más se aumenta dicha cantidad de corrección para la sincronización de cierre de la válvula de admisión.

45 7. Motor de combustión interna de tipo de encendido por chispa, según una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 6, en el que cuando cae la presión atmosférica por debajo de una presión atmosférica de referencia predeterminada, se reduce la relación de compresión mecánica exactamente una cantidad de corrección predeterminada desde una relación de compresión mecánica de referencia bajo dicha presión atmosférica de referencia.

50 8. Motor de combustión interna de tipo de encendido por chispa, según la reivindicación 7, en el que cuanto más cae la presión atmosférica desde dicha presión atmosférica de referencia, más se aumenta dicha cantidad de corrección para la relación de compresión mecánica.

55 9. Motor de combustión interna de tipo de encendido por chispa, según una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 8, en el que cuando la presión atmosférica se eleva por encima de una presión atmosférica de referencia predeterminada, se aumenta la relación de compresión mecánica exactamente una cantidad de corrección predeterminada desde una relación de compresión mecánica de referencia bajo dicha presión atmosférica de referencia.

60 10. Motor de combustión interna de tipo de encendido por chispa, según la reivindicación 9, en el que cuanto más se eleva la presión atmosférica desde dicha presión atmosférica de referencia, más se aumenta dicha cantidad de corrección para la relación de compresión mecánica.

65 11. Motor de combustión interna de tipo de encendido por chispa, según la reivindicación 1, en el que cuando se eleva la temperatura atmosférica desde una temperatura atmosférica de referencia predeterminada, se disminuye la relación de compresión mecánica exactamente una cantidad de corrección predeterminada desde una relación de compresión mecánica de referencia bajo dicha temperatura atmosférica de referencia.

12. Motor de combustión interna de tipo de encendido por chispa, según la reivindicación 11, en el que cuanto más se eleva la temperatura atmosférica desde dicha temperatura atmosférica de referencia, más se aumenta dicha cantidad de corrección para la relación de compresión mecánica.

ES 2 339 301 T3

13. Motor de combustión interna de tipo de encendido por chispa, según la reivindicación 1, en el que cuando cae la temperatura atmosférica desde una temperatura atmosférica de referencia predeterminada, se aumenta la relación de compresión mecánica exactamente una cantidad de corrección predeterminada desde una relación de compresión mecánica de referencia bajo dicha temperatura atmosférica de referencia.

5

14. Motor de combustión interna de tipo de encendido por chispa, según la reivindicación 13, en el que cuanto más cae la temperatura atmosférica desde dicha temperatura atmosférica de referencia, más se aumenta dicha cantidad de corrección para la relación de compresión mecánica.

10

15. Motor de combustión interna de tipo de encendido por chispa, según la reivindicación 1, en el que se reduce la relación de compresión mecánica para reducir la presión final de compresión de modo que se reduce la temperatura final de compresión cuando se hace que la sincronización de cierre de la válvula de admisión se aproxime al punto muerto inferior de admisión de modo que puede obtenerse un par de salida según el par requerido incluso cuando cae la presión atmosférica.

15

16. Motor de combustión interna de tipo de encendido por chispa, según la reivindicación 15, en el que cuando se hace que la sincronización de cierre de la válvula (7) de admisión se aproxime al punto muerto inferior de admisión, si la temperatura final de compresión y la presión final de compresión superan un valor límite admisible en el que puede realizarse la combustión normal, se reduce la relación de compresión mecánica hasta una relación de compresión mecánica en la que la temperatura final de compresión y la presión final de compresión se convierten en dicho valor límite admisible.

20

17. Motor de combustión interna de tipo de encendido por chispa, según una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 16, en el que se hace que la sincronización de cierre de la válvula de admisión se desplace en una dirección alejada del punto muerto inferior de admisión hasta que una sincronización de cierre límite que puede controlar la cantidad de aire de admisión alimentado al interior de la cámara de combustión como el par requerido se hace más pequeña.

25

18. Motor de combustión interna de tipo de encendido por chispa, según la reivindicación 17, en el que en la zona de un par requerido menor que el par requerido cuando la sincronización de cierre de la válvula de admisión alcanza dicha sincronización de cierre límite, se usa una válvula de mariposa dispuesta en un canal de admisión del motor para controlar la cantidad de aire de admisión alimentado al interior de la cámara de combustión.

30

19. Motor de combustión interna de tipo de encendido por chispa, según la reivindicación 17, en el que en la zona de un par requerido menor que el par requerido cuando la sincronización de cierre de la válvula de admisión alcanza dicha sincronización de cierre límite, cuanto menor es el par requerido, mayor se hace la relación aire-combustible.

35

40

45

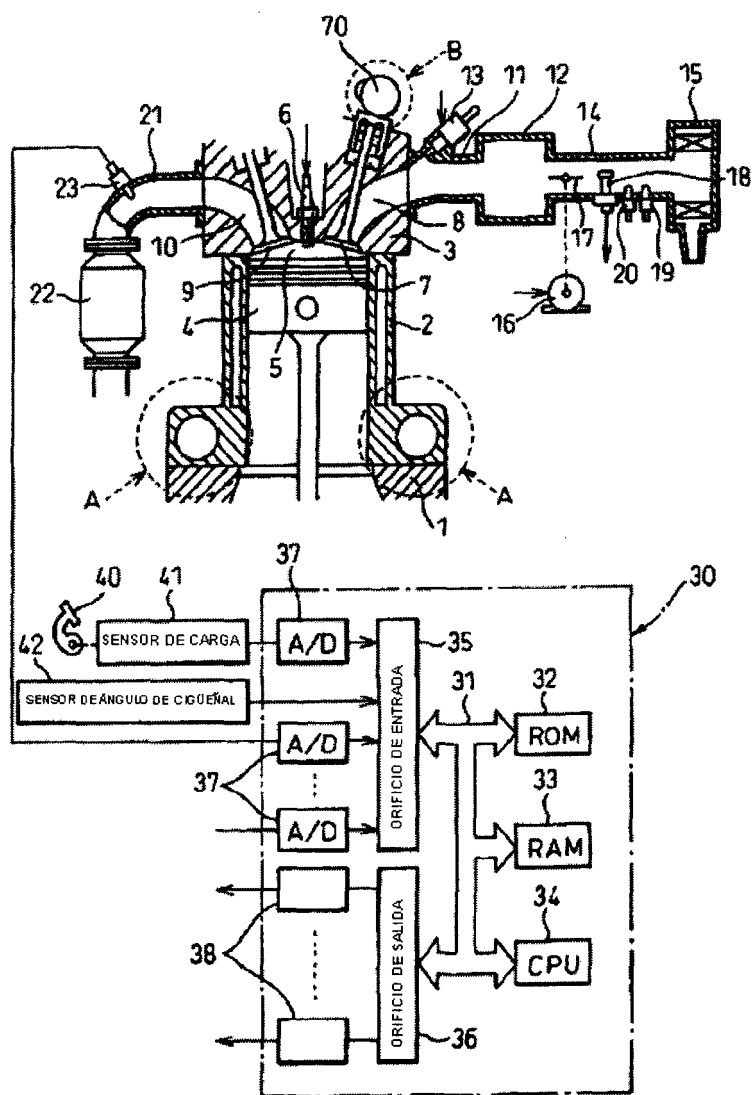
50

55

60

65

FIG.1



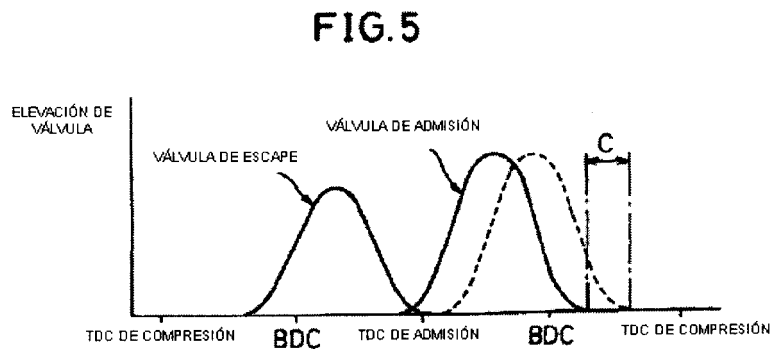
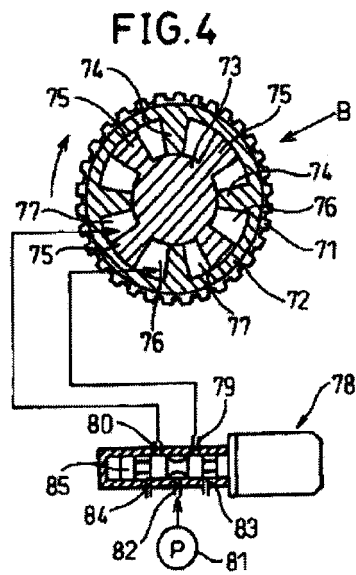
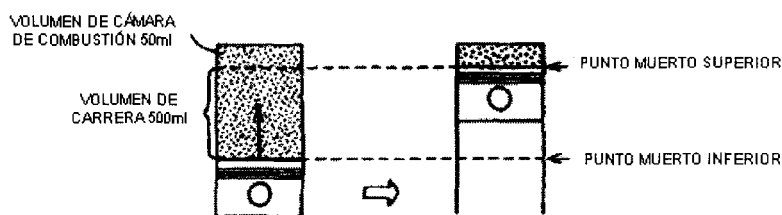


FIG.6

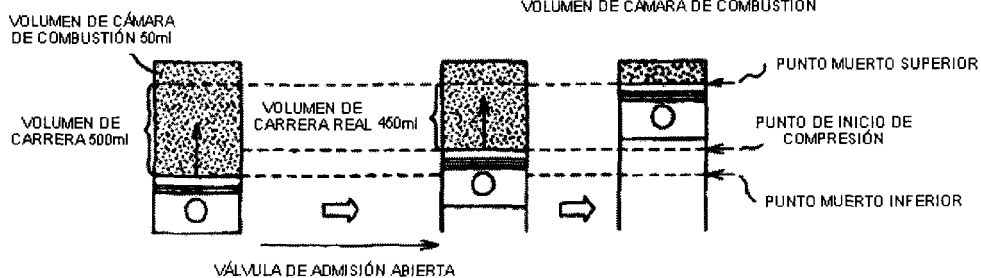
(A)

$$\text{RELACIÓN DE COMPRESIÓN MECÁNICA} = \frac{\text{VOLUMEN DE CÁMARA DE COMBUSTIÓN} + \text{VOLUMEN DE CARRERA}}{\text{VOLUMEN DE CÁMARA DE COMBUSTIÓN}}$$



(B)

$$\text{RELACIÓN DE COMPRESIÓN REAL} = \frac{\text{VOLUMEN DE CÁMARA DE COMBUSTIÓN} + \text{VOLUMEN DE CARRERA REAL}}{\text{VOLUMEN DE CÁMARA DE COMBUSTIÓN}}$$



(C)

$$\text{RELACIÓN DE EXPANSIÓN} = \frac{\text{VOLUMEN DE CÁMARA DE COMBUSTIÓN} + \text{VOLUMEN DE CARRERA}}{\text{VOLUMEN DE CÁMARA DE COMBUSTIÓN}}$$

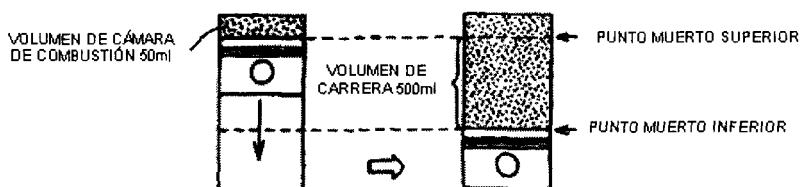


FIG.7

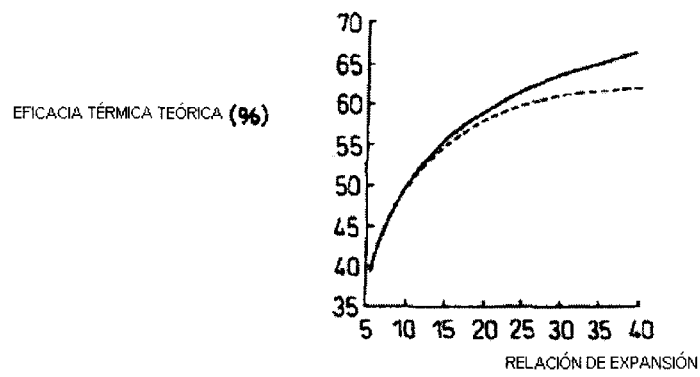
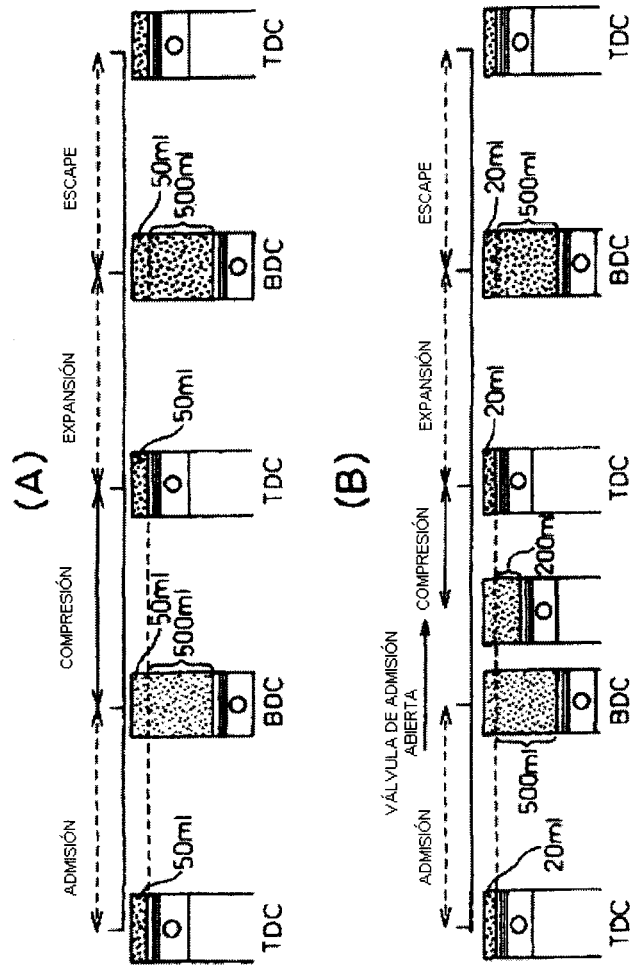


FIG.8



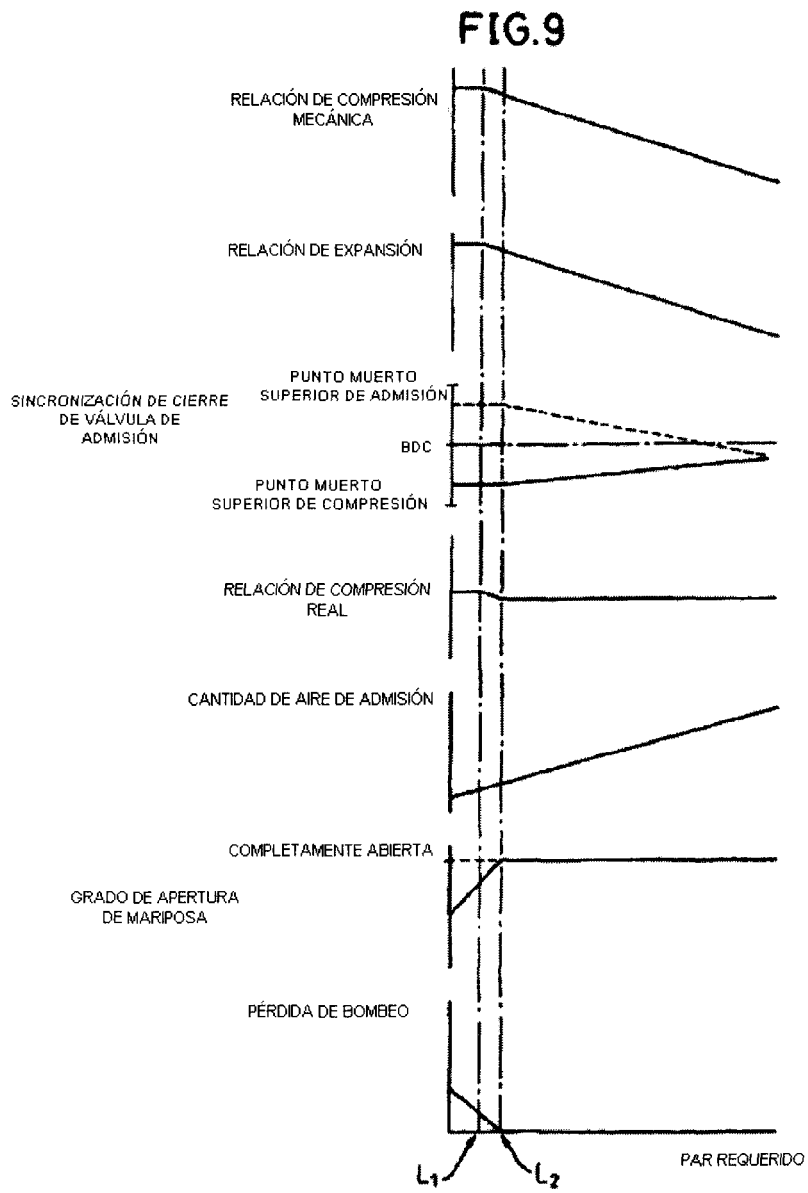
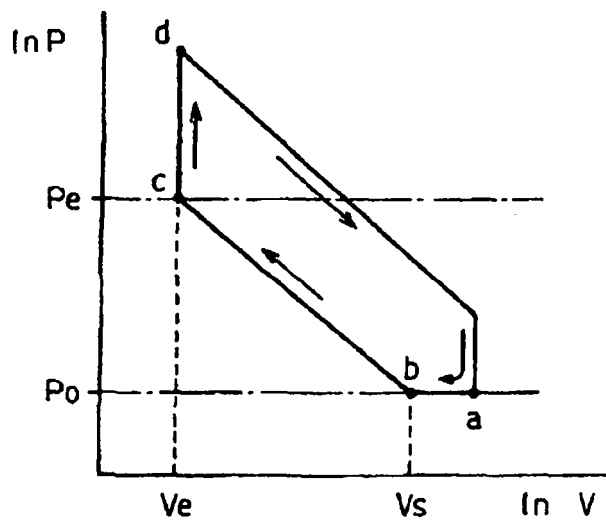


FIG.10
(A)



(B)

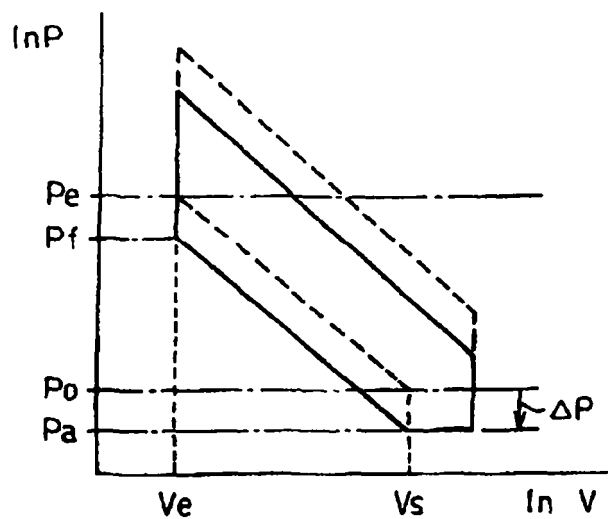
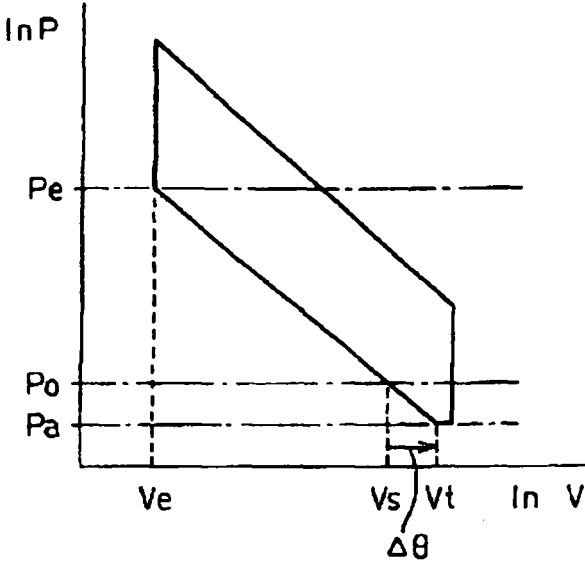


FIG.11
(A)



(B)

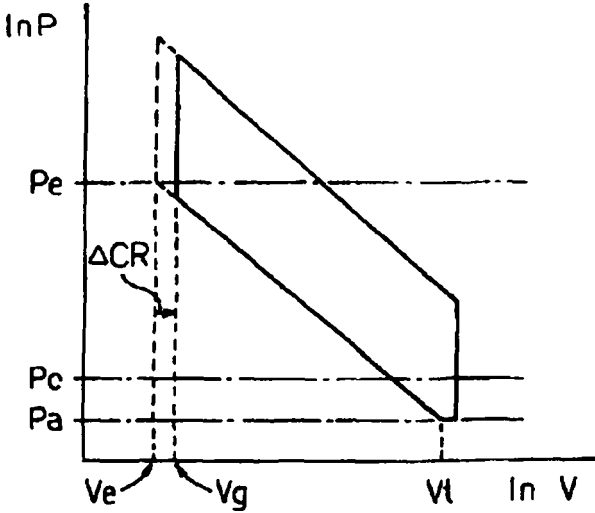


FIG.12

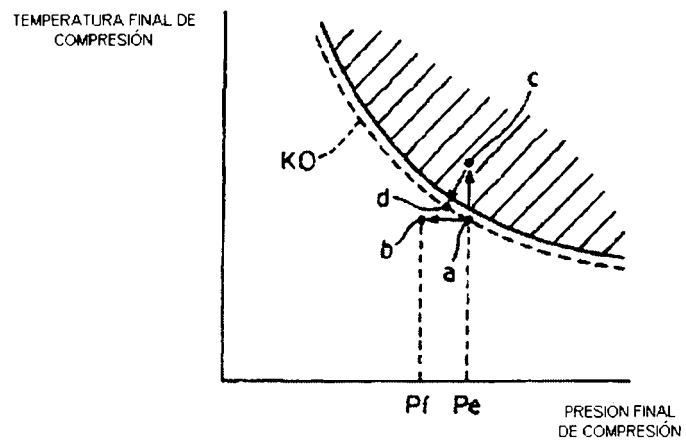


FIG.13

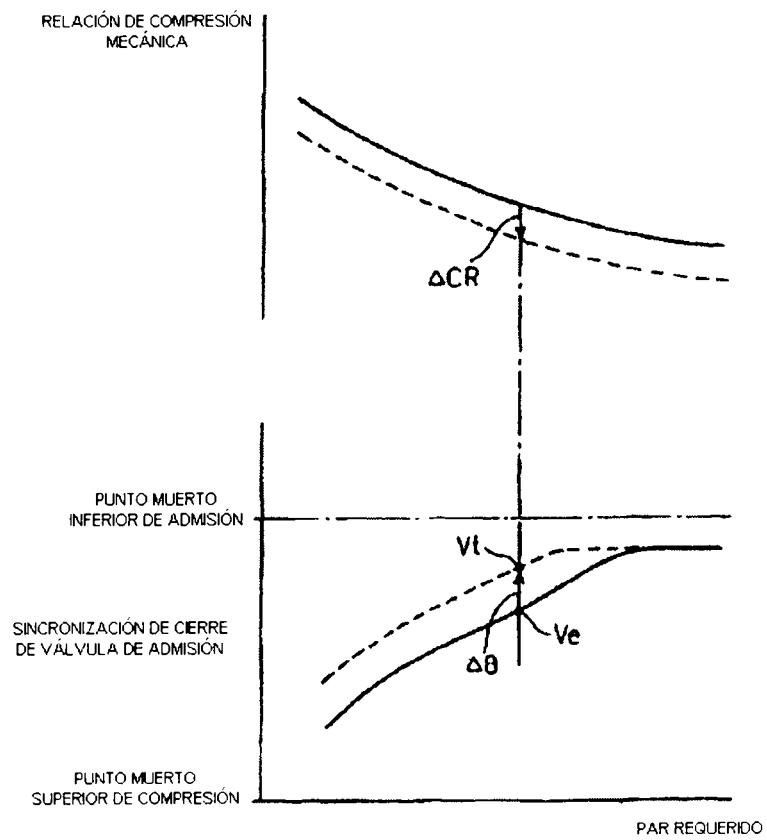


FIG.14

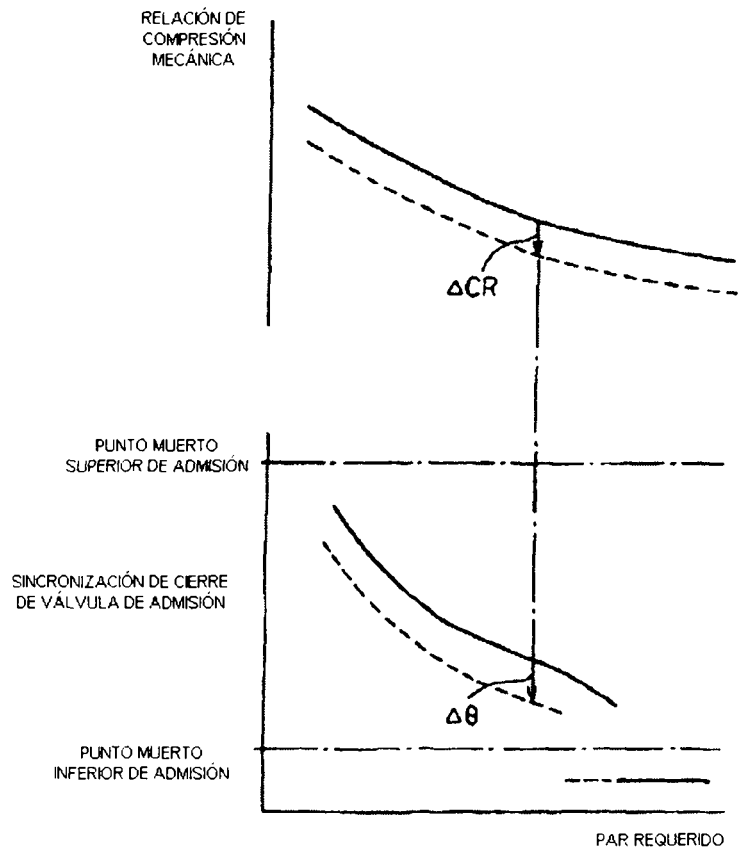
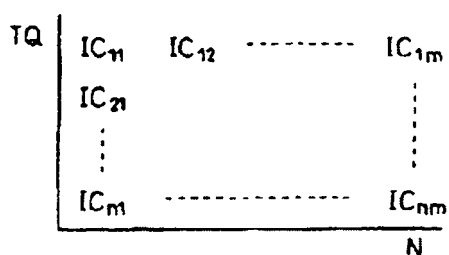
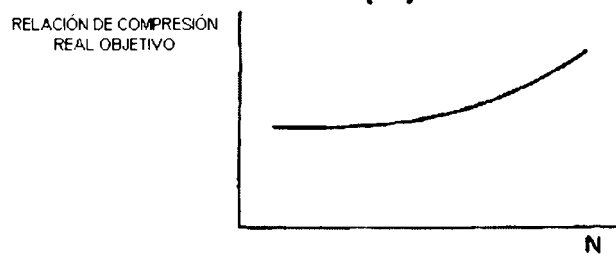


FIG.15

(A)



(B)



(C)

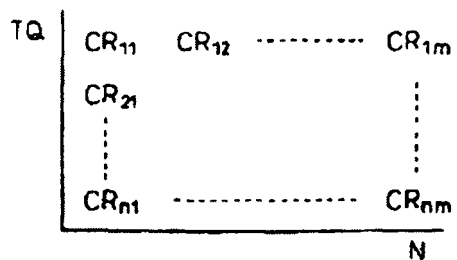
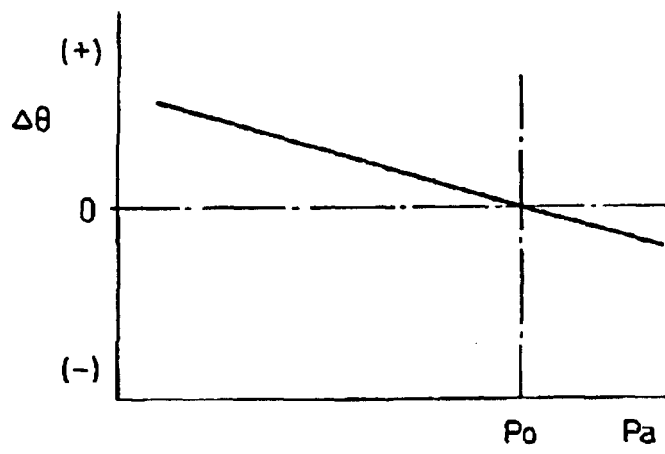


FIG.16

(A)



(B)

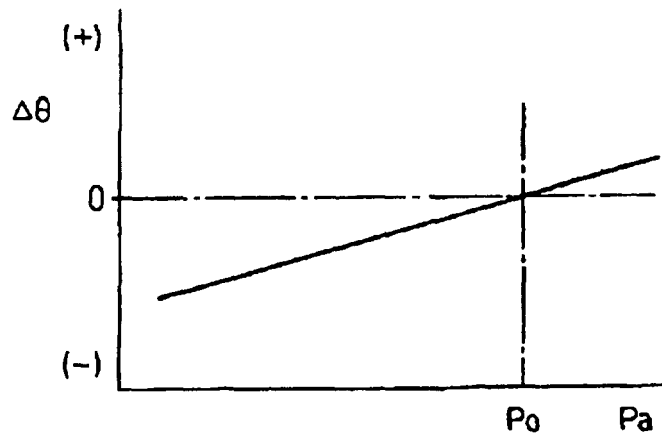
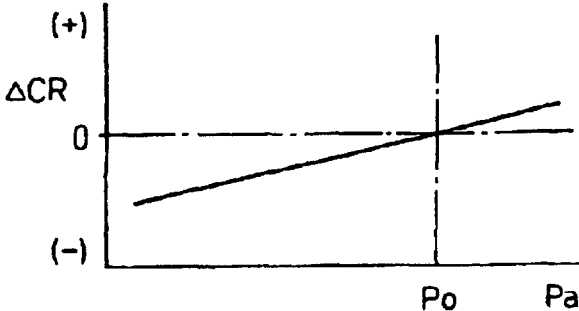
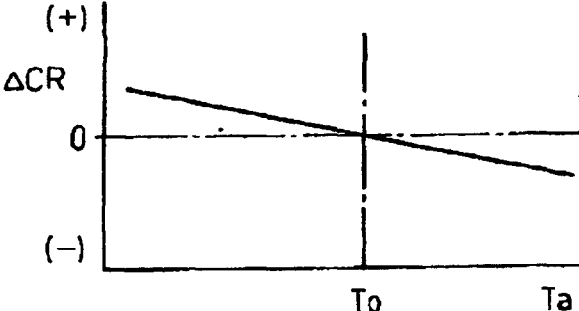


FIG.17

(A)



(B)



(C)

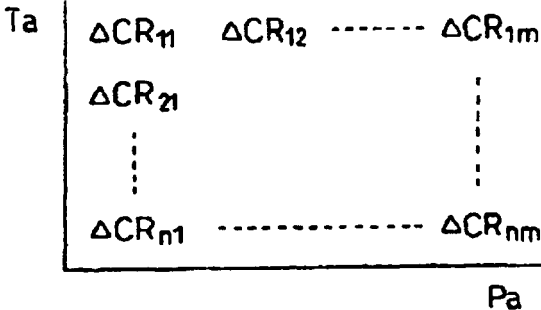


FIG.18

