

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 530 216**

51 Int. Cl.:

F02D 15/00 (2006.01)

F02D 15/04 (2006.01)

F02D 41/08 (2006.01)

F02D 13/02 (2006.01)

F02D 9/02 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **30.10.2008 E 08847831 (8)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **26.11.2014 EP 2206906**

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

30 Prioridad:

06.11.2007 JP 2007288972

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:

27.02.2015

73 Titular/es:

**TOYOTA JIDOSHA KABUSHIKI KAISHA (100.0%)
1, Toyota-cho
Toyota-shi, Aichi-ken, 471-8571, JP**

72 Inventor/es:

**SAWADA, DAISAKU;
NAKASAKA, YUKIHIRO;
AKIHISA, DAISUKE y
KAMIYAMA, EIICHI**

74 Agente/Representante:

ISERN JARA, Jorge

ES 2 530 216 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 encendido por chispa

5 CAMPO TÉCNICO

La presente invención se refiere a un motor de combustión interna del tipo de encendido por chispa según el preámbulo de la reivindicación 1.

10 ANTECEDENTES DE LA TÉCNICA

Se conoce en la técnica un motor de combustión interna del tipo de encendido por chispa provisto de un mecanismo de relación de compresión variable capaz de cambiar una relación de compresión mecánica y un mecanismo de distribución variable capaz de controlar la sincronización de cierre de una válvula de admisión, y aumentar la relación de compresión mecánica y retrasar la sincronización de cierre de la válvula de admisión a medida que se reduce la carga del motor en el momento de funcionamiento a media y alta carga del mismo en el estado que mantiene constante la relación de combustión real (por ejemplo, véase el documento japonés número 2004-218522).

No obstante, en dicho motor de combustión interna del tipo de compresión variable, un aumento de la relación de compresión mecánica aumentará la presión de combustión, causando vibración y ruido intensos. En este caso, cuando la vibración y el ruido desde fuentes distintas al motor son altos, tal como durante la conducción, los mismos extinguirán la vibración y el ruido que proceden del motor, de manera que no hay ningún problema en particular, pero cuando la vibración y el ruido que proceden de fuentes distintas al motor son bajos, tal como durante el funcionamiento en vacío, la vibración y el ruido que proceden del motor destacarán y llegarán a ser un problema. No obstante, en el motor de combustión interna anterior, no se considera de modo alguno un problema de este tipo.

EXPLICACIÓN DE LA INVENCION

Un objeto de la presente invención es proporcionar un motor de combustión interna del tipo de encendido por chispa capaz de reducir la vibración y el ruido que proceden del motor durante el funcionamiento en vacío. Este objeto se consigue por un motor de combustión interna del tipo de encendido por chispa que tiene las características de la reivindicación 1.

Según la presente invención, se ha previsto un motor de combustión interna del tipo de encendido por chispa que está provisto de un mecanismo de relación de compresión variable capaz de cambiar la relación de compresión mecánica y un mecanismo de distribución variable capaz de controlar la sincronización de cierre de una válvula de admisión, en el que en la mayor parte de una zona de funcionamiento a baja carga, excluyendo el funcionamiento en vacío, la relación de compresión mecánica se hace igual a una relación de compresión mayor que durante el funcionamiento a alta carga, y en funcionamiento en vacío, la relación de compresión mecánica se hace menor que la relación de compresión mecánica para la mayor parte de la zona de funcionamiento a baja carga, excluyendo el funcionamiento en vacío.

BREVE DESCRIPCIÓN DE LOS DIBUJOS

- 45 La figura 1 es una visión de conjunto de un motor de combustión interna del tipo de encendido por chispa;
- la figura 2 es una vista en perspectiva, desmontado, de un mecanismo de relación de compresión variable;
- la figura 3 es una vista en sección transversal lateral del motor de combustión interna ilustrado;
- 50 la figura 4 es una vista de un mecanismo de distribución variable;
- la figura 5 es una vista que muestra la magnitud del levantamiento de la válvula de admisión y de la válvula de escape;
- 55 la figura 6 es una vista para explicar la relación de compresión mecánica, la relación de compresión real y la relación de expansión;
- la figura 7 es una vista que muestra la relación entre el rendimiento térmico y la relación de expansión teóricos;
- 60 la figura 8 es una vista para explicar un ciclo normal y un ciclo de relación de expansión muy alta;
- la figura 9 es una vista que muestra el cambio de la relación de compresión mecánica, etc. de acuerdo con la carga del motor;

65

la figura 10 es una vista que muestra el cambio de la relación de compresión mecánica, etc. de acuerdo con la carga del motor;

5 la figura 11 es una vista que muestra el cambio de la relación de compresión mecánica, etc. de acuerdo con la carga del motor;

la figura 12 es un diagrama de flujo para el control operativo; y

10 la figura 13 es una vista que muestra unos gráficos de la sincronización de cierre de la válvula de admisión, etc.

MEJOR MODO DE LLEVAR A CABO LA INVENCION

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

15 Haciendo referencia a la figura 1, 1 indica un cárter, 2 un bloque de cilindro, 3 una culata, 4 un pistón, 5 una cámara de combustión, 6 una bujía dispuesta en el centro superior de la cámara de combustión 5, 7 una válvula de admisión, 8 una lumbrera de admisión, 9 una válvula de escape y 10 una lumbrera de escape. La lumbrera de admisión 8 está conectada a través de un tubo bifurcado de admisión 11 a un depósito de equilibrio 12, mientras que cada tubo bifurcado de admisión 11 está provisto de un inyector de combustible 13 para inyectar combustible hacia la lumbrera de admisión 8 correspondiente. Nótese que cada inyector de combustible 13 puede estar dispuesto en cada cámara de combustión 5, en vez de estar fijado a cada tubo bifurcado de admisión 11.

20 El depósito de equilibrio 12 está conectado, a través de un conducto de admisión 14, a un filtro de aire 15, mientras que el conducto de admisión 14 está provisto en su interior de una válvula de mariposa 17 accionada mediante un actuador 16 y un detector 18 de la cantidad de aire de admisión usando, por ejemplo, un alambre caliente. Por otro lado, la lumbrera de escape 10 está conectada, a través de un colector de escape 19, a un convertidor catalítico 20 que aloja, por ejemplo, un catalizador de tres vías, mientras que el colector de escape 19 está provisto en su interior de un sensor 21 de la relación entre el aire y el combustible.

25 Por otro lado, en la realización mostrada en la figura 1, la parte de conexión del cárter 1 y el bloque de cilindro 2 está provista de un mecanismo de relación de compresión variable A capaz de cambiar las posiciones relativas del cárter 1 y del bloque de cilindro 2 en la dirección axial del cilindro, para cambiar el volumen de la cámara de combustión 5 cuando el pistón 4 está situado en el punto muerto superior de la compresión, y está provista además de un mecanismo B de cambio de la sincronización de comienzo de la acción de compresión real capaz de cambiar una sincronización de comienzo de una acción de compresión real. Nótese que en la realización mostrada en la figura 1, dicho mecanismo B de cambio de la sincronización de comienzo de la acción de compresión real está constituido por un mecanismo de distribución variable capaz de controlar la sincronización de cierre de la válvula de admisión 7.

30 Una unidad de control electrónico 30 está constituida por un ordenador digital provisto de componentes conectados entre sí a través de un bus bidireccional 31 tal como una ROM (memoria de solo lectura) 32, una RAM (memoria de acceso aleatorio) 33, una CPU (microprocesador) 34, un puerto de entrada 35 y un puerto de salida 36. La señal de salida del detector 18 de la cantidad de aire de admisión y la señal de salida del sensor 21 de la relación entre el aire y el combustible se introducen a través de unos convertidores AD 37 correspondientes al puerto de entrada 35. Además, un pedal de acelerador 40 está conectado a un sensor de carga 41 que genera un voltaje de salida proporcional a la magnitud del apriete L del pedal de acelerador 40. El voltaje de salida del sensor de carga 41 se introduce, a través de un convertidor AD 37 correspondiente, al puerto de entrada 35. Además, el puerto de entrada 35 está conectado a un sensor 42 del ángulo de la manivela, que genera un pulso de salida cada vez que el cigüeñal gira, por ejemplo, 30°. Por otro lado, el puerto de salida 36 está conectado, a través del circuito excitador 38, a una bujía 6, al inyector de combustible 13, al accionador 16 de la válvula de mariposa, al mecanismo de relación de compresión variable A y al mecanismo de distribución variable B.

35 La figura 2 es una vista en perspectiva, desmontado, del mecanismo de relación de compresión variable A mostrado en la figura 1, mientras que la figura 3 es una vista en sección transversal lateral del motor de combustión interna ilustrado. Haciendo referencia a la figura 2, en la parte inferior de las dos paredes laterales del bloque de cilindro 2, están formadas una pluralidad de partes salientes 50 separadas entre sí una cierta distancia. Cada parte saliente 50 está formada con un agujero de inserción de leva 51 de sección transversal circular. Por otro lado, la superficie superior del cárter 1 está formada con una pluralidad de partes salientes 52 separadas entre sí una cierta distancia y que ajustan entre las partes salientes 50 correspondientes. Dichas partes salientes 52 están formadas también con unos agujeros de inserción de leva 53 de sección transversal circular.

40 Como se muestra en la figura 2, están previstos un par de árboles de levas 54, 55. Cada uno de los árboles de levas 54, 55 tiene unas levas circulares 56 fijadas sobre el mismo capaces de ser insertadas a rotación, en una posición sí y otra no, en los agujeros de inserción de leva 51. Dichas levas circulares 56 son coaxiales con los ejes de rotación de los árboles de levas 54, 55. Por otro lado, entre las levas circulares 56, como se muestra por el rayado sencillo en la figura 3, se extienden árboles excéntricos 57 dispuestos excéntricamente con respecto a los ejes de rotación de

los árboles de levas 54, 55. Cada árbol excéntrico 57 tiene otras levas circulares 58 fijadas a rotación excéntricamente al mismo. Como se muestra en la figura 2, dichas levas circulares 58 están dispuestas entre las levas circulares 56. Dichas levas circulares 58 están insertadas a rotación en los agujeros de inserción de leva 53 correspondientes.

5 Cuando se hace que las levas circulares 56, sujetadas a los árboles de levas 54, 55, giren en sentidos opuestos, como se muestra por las flechas de línea continua en la figura 3(A), a partir del estado mostrado en la figura 3(A), los árboles excéntricos 57 se acercan al centro inferior, de manera que las levas circulares 58 giran en sentidos opuestos a partir de las levas circulares 56 en los agujeros de inserción de leva 53, como se muestra por las flechas de línea discontinua en la figura 3(A). Como se muestra en la figura 3(B), cuando el árbol excéntrico 57 se acerca al centro inferior, los centros de las levas circulares 58 se mueven hasta más abajo de los árboles excéntricos 57.

10 Como se entenderá a partir de una comparación de la figura 3(A) y la figura 3(B), las posiciones relativas del cárter 1 y del bloque de cilindro 2 están determinadas por la distancia entre los centros de las levas circulares 56 y los centros de las levas circulares 58. Cuanto mayor sea la distancia entre los centros de las levas circulares 56 y los centros de las levas circulares 58, más lejos estará el bloque de cilindro 2 del cárter 1. Si el bloque de cilindro 2 se aleja del cárter 1, aumenta el volumen de la cámara de combustión 5 cuando el pistón 4 está situado en el punto muerto superior de la compresión, haciendo por lo tanto que los árboles de levas 54, 55 giren, pudiéndose cambiar el volumen de la cámara de combustión 5 cuando el pistón 4 está situado en el punto muerto superior de la compresión.

15 Como se muestra en la figura 2, para hacer que los árboles de levas 54, 55 giren en sentidos opuestos, el eje de un motor de accionamiento 59 está provisto de un par tornillos sin fin 61, 62 con sentidos de rosca opuestos. Unos engranajes 63, 64 que se aplican con dichos tornillos sin fin 61, 62 están sujetos a los extremos de los árboles de levas 54, 55. En esta realización, el motor de accionamiento 59 se puede accionar para cambiar el volumen de la cámara de combustión 5 en un amplio intervalo cuando el pistón 4 está situado en el punto muerto superior de la compresión. Nótese que el mecanismo de relación de compresión variable A mostrado de la figura 1 a la figura 3 ilustra un ejemplo. Se puede usar cualquier tipo de mecanismo de relación de compresión variable.

20 Por otro lado, la figura 4 muestra un mecanismo de distribución variable B fijado al extremo del árbol de levas 70, para accionar la válvula de admisión 7 en la figura 1. Haciendo referencia a la figura 4, este mecanismo de distribución variable B está provisto de una polea de sincronización 71 que se hace que gire mediante un cigüeñal del motor a través de una correa de sincronización en la dirección de la flecha, una carcasa cilíndrica 72 que gira junto con la polea de sincronización 71, un eje 73 capaz de girar junto con un árbol de levas 70 de accionamiento de la válvula de admisión y girar con relación a la carcasa cilíndrica 72, una pluralidad de divisiones 74 que se extienden desde una circunferencia interior de la carcasa cilíndrica 72 hasta una circunferencia exterior del eje 73 y unas aletas 75 que se extienden entre las divisiones 74 desde la circunferencia exterior del eje 73 hasta la circunferencia interior de la carcasa cilíndrica 72, estando los dos lados de las aletas 75 formados con unas cámaras hidráulicas para avanzar 76 y unas cámaras hidráulicas para retardar 77.

25 La alimentación de aceite de trabajo a las cámaras hidráulicas 76, 77 está controlada por una válvula de control 78 de alimentación de aceite de trabajo. Esta válvula de control 78 de alimentación de aceite de trabajo está provista de unas lumbreras hidráulicas 79, 80 conectadas a las cámaras hidráulicas 76, 77, una lumbrera de alimentación 82 para el aceite de trabajo descargado de una bomba hidráulica 81, un par de lumbreras de drenaje 83, 84 y una válvula de carrete 85 para controlar la conexión y desconexión de las lumbreras 79, 80, 82, 83, 84.

30 Para hacer avanzar la fase de las levas del árbol de levas 70 de accionamiento de la válvula de admisión, en la figura 4, se hace que la válvula de carrete 85 se mueva a la derecha, el aceite de trabajo alimentado desde la lumbrera de alimentación 82 se alimenta a través de la lumbrera hidráulica 79 a las cámaras hidráulicas para avanzar 76 y el aceite de trabajo en las cámaras hidráulicas para retardar 77 se drena desde la lumbrera de drenaje 84. En este caso, se hace que el eje 73 gire con relación a la carcasa cilíndrica 72 en la dirección de la flecha.

35 En oposición a esto, para retardar la fase de las levas del árbol de levas 70 de accionamiento de la válvula de admisión, en la figura 4, se hace que la válvula de carrete 85 se mueva a la izquierda, el aceite de trabajo alimentado desde la lumbrera de alimentación 82 se alimenta a través de la lumbrera hidráulica 80 a las cámaras hidráulicas para retardar 77 y el aceite de trabajo en las cámaras hidráulicas para avanzar 76 se drena desde la lumbrera de drenaje 83. En este caso, se hace que el eje 73 gire con relación a la carcasa cilíndrica 72 en sentido opuesto a las flechas.

40 Cuando se hace que el eje 73 gire con relación a la carcasa cilíndrica 72, si la válvula de carrete 85 se devuelve a la posición neutra mostrada en la figura 4, se finaliza el funcionamiento para la rotación relativa del eje 73, y dicho eje 73 se mantiene en la posición rotatoria relativa en ese momento. Por lo tanto, es posible usar el mecanismo de distribución variable B para hacer avanzar o retardar exactamente la cantidad deseada la fase de las levas del árbol de levas 70 de accionamiento de la válvula de admisión.

65

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

Un ejemplo es el mecanismo de distribución variable B mostrado en la figura 1 y la figura 4. Por ejemplo, se puede usar un mecanismo de distribución variable u otro tipo distinto de mecanismos de distribución variable capaces de cambiar solamente la sincronización de cierre de la válvula de admisión, mientras se mantiene constante la sincronización de apertura de la válvula de admisión.

A continuación, el significado de los términos utilizados en la presente solicitud se explicará con referencia a la figura 6. Nótese 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 dichas figuras 6(A), (B) y (C), el volumen de la cámara de combustión muestra el volumen de la misma cuando el pistón está en el punto muerto superior de la 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 del volumen de la cámara de combustión en el momento de una carrera de compresión. Dicha relación de compresión mecánica se expresa por $(\text{volumen de la cámara de combustión} + \text{volumen de carrera}) / \text{volumen de la cámara de combustión}$. En el ejemplo mostrado en la figura 6(A), dicha relación de compresión mecánica llega a ser $(50 \text{ ml} + 500 \text{ ml}) / 50 \text{ ml} = 11$.

La figura 6(B) explica la relación de compresión real. Dicha relación de compresión real es un valor determinado a partir del volumen de carrera real del pistón, desde cuando se comienza realmente la acción de compresión hasta cuando el pistón alcanza el punto muerto superior, y del volumen de la cámara de combustión. Dicha relación de compresión real se expresa por $(\text{volumen de la cámara de combustión} + \text{volumen de carrera real}) / \text{volumen de la cámara de combustión}$. Es decir, como se muestra en la figura 6(B), incluso si el pistón comienza a subir en la carrera de compresión, no se realiza ninguna acción de compresión mientras esté abierta la válvula de admisión. La acción de compresión real se pone en marcha después de que se cierra la válvula de admisión. Por lo tanto, la relación de compresión real se expresa como sigue usando el volumen de carrera real. En el ejemplo mostrado en la figura 6(B), la relación de compresión real llega a ser $(50 \text{ ml} + 450 \text{ ml}) / 50 \text{ ml} = 10$.

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 en el momento de una carrera de expansión y del volumen de la cámara de combustión. Dicha relación de expansión se expresa por $(\text{volumen de la cámara de combustión} + \text{volumen de carrera}) / \text{volumen de la cámara de combustión}$. En el ejemplo mostrado en la figura 6(C), esta relación de expansión llega a ser $(50 \text{ ml} + 500 \text{ ml}) / 50 \text{ ml} = 11$.

A continuación, las características más básicas de la presente invención se explicarán con referencia a la figura 7 y la figura 8. Nótese que la figura 7 muestra la relación entre el rendimiento térmico teórico y la relación de expansión, mientras que la figura 8 muestra una comparación entre el ciclo normal y el ciclo de relación de expansión muy alta utilizado selectivamente en la presente invención de acuerdo con la carga.

La figura 8(A) muestra el ciclo normal cuando la válvula de admisión se cierra cerca del punto muerto inferior y el pistón comienza la acción de compresión desde cerca sustancialmente del punto muerto inferior de la compresión. En el ejemplo mostrado también en dicha figura 8(A), del mismo modo que en los ejemplos mostrados en las figuras 6(A), (B) y (C), el volumen de la cámara de combustión se hace igual a 50 ml y el volumen de carrera del pistón se hace igual a 500 ml. Como se entenderá a partir de la figura 8(A), en un ciclo normal, 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 llega a ser también $(50 \text{ ml} + 500 \text{ ml}) / 50 \text{ ml} = 11$. Es decir, en un motor normal de combustión interna, la relación de compresión mecánica, la relación de compresión real y la relación de expansión llegan a ser sustancialmente iguales.

La línea continua en la figura 7 muestra el cambio del rendimiento térmico teórico en el caso en que la relación de compresión real y la relación de expansión son sustancialmente iguales, es decir, en el ciclo normal. En este caso, se enseña que cuanto mayor sea la relación de expansión, es decir, cuanto mayor sea la relación de compresión real, mayor será el rendimiento térmico teórico. Por lo tanto, en un ciclo normal, para elevar el rendimiento térmico teórico, se debería hacer mayor la relación de compresión real. No obstante, debido a las restricciones sobre la aparición de detonaciones en el momento de funcionamiento a alta carga del motor, la relación de compresión real se puede elevar solamente, incluso en el máximo, hasta aproximadamente 12, en consecuencia, en un ciclo normal, el rendimiento térmico teórico no se puede hacer suficientemente alto.

Por otro lado, bajo esta situación, los inventores diferenciaron estrictamente entre la relación de compresión mecánica y la relación de compresión real, estudiaron el rendimiento térmico teórico y, como consecuencia, descubrieron que en el rendimiento térmico teórico, la relación de expansión es dominante y el rendimiento térmico teórico no está afectado mucho de hecho por la relación de compresión real. Es decir, si se eleva la relación de compresión real, sube la fuerza explosiva, pero la compresión requiere una gran energía, en consecuencia, incluso si se eleva la relación de compresión real, no subirá mucho de hecho el rendimiento térmico teórico.

En oposición a esto, si se aumenta la relación de expansión, cuanto más largo sea el período durante el que una fuerza actúa presionando hacia abajo el pistón en el momento de la carrera de expansión, mayor será el tiempo que el pistón proporciona una fuerza rotatoria al cigüeñal. Por lo tanto, cuanto mayor se haga la relación de expansión, más alto llegará a ser el rendimiento térmico teórico. La línea discontinua $\epsilon=10$ en la figura 7 muestra el rendimiento térmico teórico en el caso de fijar la relación de compresión real en 10 y elevar la relación de expansión en dicho estado. De este modo, se enseña que no diferirán mucho la magnitud de la subida del rendimiento térmico teórico cuando se eleva la relación de expansión en el estado en el que la relación de compresión real se mantiene en un valor bajo y la magnitud de la subida del rendimiento térmico teórico en el caso en que la relación de compresión real se aumenta junto con la relación de expansión, como se muestra por la línea continua en la figura 7.

Si la relación de compresión real se mantiene en un valor bajo de este modo, no se presentará la detonación, por lo tanto, si se eleva la relación de expansión en el estado en el que la relación de compresión real se mantiene en un valor bajo, se puede impedir la aparición de detonaciones y se puede elevar mucho el rendimiento térmico teórico. La figura 8(B) muestra un ejemplo del caso en el que se usan el mecanismo de relación de compresión variable A y el mecanismo de distribución variable B para mantener la relación de compresión real en un valor bajo y elevar la relación de expansión.

Haciendo referencia a la figura 8(B), en este ejemplo, el mecanismo de relación de compresión variable A se usa para bajar el volumen de la cámara de combustión desde 50 ml hasta 20 ml. Por otro lado, el mecanismo de distribución variable B se usa para retrasar la sincronización de cierre de la válvula de admisión hasta que el volumen de carrera real del pistón cambia desde 500 ml hasta 200 ml. Como consecuencia, en este ejemplo, la relación de compresión real llega a ser $(20 \text{ ml}+200 \text{ ml})/20 \text{ ml}=11$ y la relación de expansión llega a ser $(20 \text{ ml}+500 \text{ ml})/20 \text{ ml}=26$. En el ciclo normal mostrado en la figura 8(A), como se ha explicado anteriormente, la relación de compresión real es aproximadamente 11 y la relación de expansión es 11. Comparado con este caso, en el caso mostrado en la figura 8(B) se enseña que solamente la relación de expansión se eleva a 26. Esta es la razón por la que se denomina el "ciclo de relación de expansión muy alta".

Como se ha explicado anteriormente, en términos generales, en un motor de combustión interna, cuanto más baja sea la carga del motor, peor será el rendimiento térmico, por lo tanto, para mejorar dicho rendimiento térmico en el momento de funcionamiento del vehículo, es decir, para mejorar el consumo de combustible, llega a ser necesario mejorar el rendimiento térmico en el momento de funcionamiento a baja carga del motor. Por otro lado, en el ciclo de relación de expansión muy alta mostrado en la figura 8(B), se hace más pequeño el volumen de carrera real del pistón en el momento de la carrera de compresión, de manera que se reduce la cantidad de aire de admisión que se puede aspirar a la cámara de combustión 5, por lo tanto, dicho ciclo de relación de expansión muy alta se puede emplear solamente cuando la carga del motor es relativamente baja. Por lo tanto, en la presente invención, en el momento de funcionamiento a baja carga del motor, se establece el ciclo de relación de expansión muy alta mostrado en la figura 8(B), mientras que en el momento de funcionamiento a alta carga del motor, se establece el ciclo normal mostrado en la figura 8(A).

A continuación, el control operativo, en conjunto, se explicará con referencia a la figura 9.

La figura 9 muestra los cambios de la relación de compresión mecánica, de la relación de expansión, de la sincronización de cierre de la válvula de admisión 7, de la relación de compresión real, de la cantidad de aire de admisión, del grado de apertura de la válvula de mariposa 17 y de las pérdidas de bombeo, junto con la carga del motor bajo una cierta velocidad del motor. Nótese que en la realización según la presente invención, por lo común, la relación promedio entre el aire y el combustible en la cámara de combustión 5 está controlada con realimentación para la relación estequiométrica entre el aire y el combustible basándose en la señal de salida del sensor 21 de la relación entre el aire y el combustible, de manera que el catalizador de tres vías en el convertidor catalítico 20 puede reducir simultáneamente el HC, el CO y el NOx sin quemar en los gases de escape.

A continuación, como se ha explicado anteriormente, en el momento de funcionamiento a alta carga del motor, se ejecuta el ciclo normal mostrado en la figura 8(A). Por lo tanto, como se muestra en la figura 9, en este caso, dado que se reduce la relación de compresión mecánica, llega a ser baja la relación de expansión. Como se muestra por la línea continua en la figura 9, se hace que la sincronización de cierre de la válvula de admisión 7 avance, como se muestra por la línea continua en la figura 5. Además, en este caso, la cantidad de aire de admisión es grande. En este caso, el grado de apertura de la válvula de mariposa 17 se mantiene completamente abierto o de modo sustancial completamente abierto, de manera que las pérdidas de bombeo llegan a ser nulas.

Por otro lado, como se muestra por la línea continua en la figura 9, cuando se reduce la carga del motor, la sincronización de cierre de la válvula de admisión 7 se retarda para reducir la cantidad de aire de admisión junto con la misma. Además, en ese momento, se aumenta la relación de compresión mecánica a medida que se reduce la carga del motor, como se muestra en la figura 9, de manera que la relación de compresión real se mantiene sustancialmente constante. Por lo tanto, se aumenta también la relación de expansión a medida que se reduce la carga del motor. Nótese que también en este caso, la válvula de mariposa 17 se mantiene en el estado completamente abierto o de modo sustancial completamente abierto. Por lo tanto, la cantidad de aire de admisión alimentada a la cámara de combustión 5 se controla cambiando la sincronización de cierre de la válvula de admisión 7 sin depender de la válvula de mariposa 17. También en este caso, las pérdidas de bombeo llegan a ser nulas.

De este modo, cuando se reduce la carga del motor a partir del estado de funcionamiento a alta carga del motor, se hace que la relación de compresión mecánica aumente, junto con la reducción de la cantidad de aire de admisión bajo una relación de compresión real sustancialmente constante. Es decir, el volumen de la cámara de combustión 5 cuando el pistón 4 alcanza el punto muerto superior de la compresión se reduce proporcionalmente a la reducción de la cantidad de aire de admisión. Por lo tanto, el volumen de la cámara de combustión 5 cuando el pistón 4 alcanza el punto muerto superior de la compresión cambia en proporción a la cantidad de aire de admisión. Nótese que la relación entre el aire y el combustible en la cámara de combustión 5 en este caso en el ejemplo llega a ser la relación estequiométrica entre el aire y el combustible, de manera que el volumen de la cámara de combustión 5 cuando el pistón 4 alcanza el punto muerto superior de la compresión cambia en proporción a la cantidad de combustible.

Si se reduce más la carga del motor, se hace que la relación de compresión mecánica aumente más. Cuando la carga del motor cae a la carga media L_1 más próxima a la carga baja, la relación de compresión mecánica alcanza la relación de compresión mecánica límite, que constituye el límite estructural de la cámara de combustión 5. En la zona de una carga menor que la carga L_1 del motor en la que la relación de compresión mecánica alcanza la relación de compresión mecánica límite, dicha relación de compresión mecánica se mantiene en dicha relación de compresión mecánica límite. Por lo tanto, en el momento de funcionamiento a media carga del motor en el lado a baja carga y en el momento de funcionamiento a baja carga del motor, es decir, en el lado de funcionamiento a baja carga del motor, la relación de compresión mecánica llega a ser máxima y la relación de expansión llega a ser también máxima. En otras palabras, en el momento de funcionamiento a media carga del motor en el lado a baja carga y en el momento de funcionamiento a baja carga del motor, la relación de compresión mecánica se hace máxima, de manera que se obtiene la máxima relación de expansión.

Por otro lado, en la realización mostrada en la figura 9, incluso cuando la carga del motor llega a ser menor que L_1 , como se muestra por la línea continua en la figura 9, se retarda la sincronización de cierre de la válvula de admisión 7 a medida que se reduce la carga del motor. Cuando la carga del motor cae a L_2 , la sincronización de cierre de la válvula de admisión 7 llega a ser la sincronización de cierre límite, en la que se puede controlar la cantidad de aire de admisión alimentada a la cámara de combustión 5. Cuando la sincronización de cierre de la válvula de admisión 7 alcanza la sincronización de cierre límite, en la zona de una carga menor que la carga L_2 del motor cuando la sincronización de cierre de la válvula de admisión 7 alcanza la sincronización de cierre límite, dicha sincronización de cierre de la válvula de admisión 7 se mantiene en dicha sincronización de cierre límite.

Si la sincronización de cierre de la válvula de admisión 7 se mantiene en la sincronización de cierre límite, la cantidad de aire de admisión ya no puede estar controlada por los cambios de la sincronización de cierre de la válvula de admisión 7. En la realización mostrada en la figura 9, la cantidad de aire de admisión alimentada a la cámara de combustión 5 está controlada por la válvula de mariposa 17 en zonas de carga menores que la carga L_2 del motor en ese momento, es decir, del momento en que la sincronización de cierre de la válvula de admisión 7 alcanza la sincronización de cierre límite. No obstante, cuando la cantidad de aire de admisión está controlada por la válvula de mariposa 17, aumentan las pérdidas de bombeo, como se muestra en la figura 9.

Por otro lado, como se muestra en la figura 9, la relación de compresión real se mantiene casi en la misma relación de compresión real con respecto a la misma velocidad del motor en el lado de funcionamiento a alta carga del motor, en el que la carga del motor es mayor que L_1 . En oposición a esto, cuando la carga del motor es menor que L_2 , es decir, cuando la relación de compresión mecánica se mantiene en la relación de compresión mecánica límite, la relación de compresión real está determinada por la sincronización de cierre de la válvula de admisión 7. Si se retarda la sincronización de cierre de la válvula de admisión 7, como en un estado en que la carga del motor está entre L_1 y L_2 , caerá la relación de compresión real, mientras que si la sincronización de cierre de la válvula de admisión 7 se mantuviera en la sincronización de cierre límite, como en una zona de funcionamiento con una carga del motor menor que L_2 , se mantendría constante la relación de compresión real.

Por otro lado, en la figura 9, la relación de compresión mecánica y similar en el momento de funcionamiento en vacío se muestran con puntos negros. Como se muestra en la figura 9, la relación de compresión mecánica en el momento de funcionamiento en vacío es menor que la máxima relación de compresión mecánica. Si cae la relación de compresión mecánica, cae la relación de expansión y cae ligeramente la relación de compresión real. Nótese que se puede llevar a cabo rápidamente y se puede llevar a cabo lentamente la acción de disminución de la relación de compresión mecánica en el momento del estado de funcionamiento en vacío. Si cae la relación de compresión

mecánica en el momento de funcionamiento en vacío, cae la presión de combustión, lo que hace que disminuyan la vibración y el ruido que vienen del motor.

5 La figura 10 muestra una realización diferente. En esta realización, cuando disminuye la carga del motor y el funcionamiento del mismo se cambia a un funcionamiento en vacío, la relación de compresión mecánica disminuirá gradualmente a medida que disminuye la carga del motor. Por lo tanto, como es evidente de la figura 9 y la figura 10, en la presente invención, la relación de compresión mecánica se hace igual a la máxima relación de compresión mecánica en la mayor parte de la zona de funcionamiento a baja carga, excluyendo el funcionamiento en vacío, mientras que durante el funcionamiento en vacío, la relación de compresión mecánica se hace menor que la máxima relación de compresión mecánica.

15 Por otro lado, si se refuerza la acción de estrangulamiento del aire de admisión mediante la válvula de mariposa 17 durante el funcionamiento en vacío, se estabiliza la velocidad del motor durante dicho funcionamiento en vacío. Es decir, si se refuerza la acción de estrangulamiento del aire de admisión mediante la válvula de mariposa 17, cuando disminuye la velocidad del motor, aumenta la cantidad de aire de admisión por revolución. Si aumenta la cantidad de aire de admisión por revolución, aumenta el par generado por el motor y, como consecuencia, se suprime la caída de la velocidad o sube la velocidad. Debido a esto, la velocidad se estabiliza independientemente.

20 Por lo tanto, para estabilizar la velocidad del motor durante el funcionamiento en vacío, en la realización mostrada en la figura 11, cuando disminuye la carga del motor y el funcionamiento del mismo se cambia a un funcionamiento en vacío, la relación de compresión mecánica se hace gradualmente menor a medida que disminuye la carga del motor, la sincronización de cierre de la válvula de admisión 7 se cambia a una dirección que aumenta la cantidad de aire de admisión a la cámara de combustión 5 y se hace más pequeño el grado de apertura de la válvula de mariposa 17.

25 A este respecto, como se muestra por la línea discontinua en la figura 9, es posible controlar la cantidad de aire de admisión, sin considerar la válvula de mariposa 17, al hacer avanzar la sincronización de cierre de la válvula de admisión 7 a medida que se reduce la carga del motor. Por lo tanto, expresando esto de manera que estén cubiertos tanto el caso mostrado por la línea continua en la figura 9 como el caso mostrado por la línea discontinua, en la realización de la presente invención, se hace que la sincronización de cierre de la válvula de admisión 7 cambie a medida que se reduce la carga del motor en una dirección que se aleja del punto muerto inferior BDC de la admisión hasta la sincronización de cierre límite L_2 en el que se puede controlar la cantidad de aire de admisión alimentada a la cámara de combustión. Por lo tanto, explicando con otros términos la realización mostrada en la figura 11, cuando disminuye la carga del motor y el funcionamiento del motor se cambia al funcionamiento en vacío, la sincronización de cierre de la válvula de admisión 7 se cambia desde la sincronización de cierre límite hacia el punto muerto inferior de la admisión.

35 A este respecto, como se ha explicado anteriormente, en el ciclo de relación de expansión muy alta mostrado en la figura 8(B), la relación de expansión se hace igual a 26. Cuanto mayor sea dicha relación de expansión, mejor, pero como se entenderá a partir de la figura 7, es posible obtener un rendimiento térmico teórico considerablemente alto si es 20 o más, incluso para la relación de compresión $\epsilon=5$ real del límite inferior utilizable en la práctica. Por lo tanto, en la presente invención, el mecanismo de relación de compresión variable A está formado de manera que la relación de expansión llega a ser 20 o más.

45 La figura 12 muestra la rutina de control operativo. Haciendo referencia a la figura 12, en primer lugar, en la etapa 100, se calcula la relación de compresión real objetivo. A continuación, en la etapa 101, se calcula la sincronización de cierre IC de la válvula de admisión 7 a partir del gráfico mostrado en la figura 13(A). Es decir, la sincronización de cierre IC de la válvula de admisión 7 necesaria para alimentar la cantidad requerida de aire de admisión a la cámara de combustión 5 se almacena como una función de la carga L del motor y la velocidad N del motor en forma del gráfico que se muestra en la figura 13(A), con antelación en la ROM 32. Se calcula la sincronización de cierre IC de la válvula de admisión 7 a partir de dicho gráfico. Nótese que, en el momento de funcionamiento en vacío, se usa una sincronización de cierre almacenada con antelación para el tiempo de marcha en vacío.

55 A continuación, en la etapa 102, se calcula la relación de compresión CR mecánica según la carga del motor, o en el momento de funcionamiento en vacío. A continuación, en la etapa 103, se calcula el grado de apertura de la válvula de mariposa 17. El grado de apertura θ de dicha válvula de mariposa 17 se almacena como una función de la carga L del motor y la velocidad N del motor en forma del gráfico que se muestra en la figura 13(B), con antelación en la ROM 32. Nótese que se usa un grado de apertura almacenado con antelación para el tiempo de funcionamiento en vacío. A continuación, en la etapa 104, se controla el mecanismo de relación de compresión variable A de manera que la relación de compresión mecánica llega a ser la relación de compresión CR mecánica, se controla el mecanismo de distribución variable B de manera que la sincronización de cierre de la válvula de admisión 7 llega a ser la sincronización de cierre IC y se controla la válvula de mariposa 17 de manera que el grado de apertura de la válvula de mariposa 17 llega a ser el grado de apertura θ .

REIVINDICACIONES

- 5 1. Un motor de combustión interna del tipo de encendido por chispa, provisto de un mecanismo de relación de compresión variable (A) capaz de cambiar una relación de compresión mecánica y un mecanismo de distribución variable (B) capaz de controlar la sincronización de cierre de una válvula de admisión (7),
caracterizado porque
10 la relación de compresión mecánica en la mayor parte de una zona de funcionamiento a baja carga, excluyendo el funcionamiento en vacío, se hace igual a una relación de compresión mayor que durante el funcionamiento a alta carga, y
la relación de compresión mecánica durante el funcionamiento en vacío se hace menor que la relación de compresión mecánica para la mayor parte de una zona de funcionamiento a baja carga, excluyendo los
15 funcionamientos en vacío.
- 20 2. El motor de combustión interna del tipo de encendido por chispa según la reivindicación 1, en el que en la mayor parte de una zona de funcionamiento a baja carga, excluyendo el funcionamiento en vacío, la relación de compresión mecánica se hace igual a la máxima relación de compresión mecánica.
3. El motor de combustión interna del tipo de encendido por chispa según la reivindicación 1, en el que la relación de expansión en una zona de funcionamiento a baja carga, excluyendo el funcionamiento en vacío, es 20 o más.
- 25 4. El motor de combustión interna del tipo de encendido por chispa según la reivindicación 1, en el que, cuando disminuye la carga del motor y el funcionamiento del motor se cambia al funcionamiento en vacío, se hace que la relación de compresión mecánica disminuya gradualmente.
- 30 5. El motor de combustión interna del tipo de encendido por chispa según la reivindicación 1, en el que una válvula de mariposa (17) para controlar una cantidad de aire de admisión está dispuesta en un paso de admisión (14) del motor, y cuando disminuye la carga del motor y el funcionamiento del motor se cambia a funcionamiento en vacío, se hace que la sincronización de cierre de la válvula de admisión (7) cambie a una dirección que aumenta la cantidad de aire de admisión en una cámara de combustión (5) y se hace que el grado de apertura de la válvula de mariposa (17) disminuya.
- 35 6. El motor de combustión interna del tipo de encendido por chispa según la reivindicación 5, en el que se hace que la sincronización de cierre de la válvula de admisión (7) cambie a medida que se reduce la carga del motor en una dirección que se aleja del punto muerto inferior (BDC) de la admisión hasta una sincronización de cierre límite en la que se puede controlar la cantidad de aire de admisión alimentada a la cámara de combustión (5), y cuando disminuye la carga del motor y el funcionamiento del motor se cambia al funcionamiento en vacío, se hace que la sincronización de cierre de la válvula de admisión (7) cambie a una dirección desde la sincronización de cierre límite
40 hasta el punto muerto inferior (BDC) de la admisión.
- 45 7. El motor de combustión interna del tipo de encendido por chispa según la reivindicación 5, en el que el grado de apertura de la válvula de mariposa (17) se hace más pequeño a medida que se reduce la carga del motor en una zona de carga menor que una carga del motor en la que la sincronización de cierre de la válvula de admisión (7) alcanza la sincronización de cierre límite.
- 50 8. El motor de combustión interna del tipo de encendido por chispa según la reivindicación 5, en el que la válvula de mariposa (17) se mantiene en un estado completamente abierto en una zona de carga mayor que una carga del motor en la que la sincronización de cierre de la válvula de admisión (7) alcanza la sincronización de cierre límite.
- 55 9. El motor de combustión interna del tipo de encendido por chispa según la reivindicación 1, en el que se hace que la relación de compresión mecánica aumente hasta la máxima relación de compresión mecánica a medida que se reduce la carga del motor, la relación de compresión mecánica se mantiene en la máxima relación de compresión mecánica en un lado de funcionamiento a baja carga del motor, excluyendo el tiempo de funcionamiento en vacío, de una carga menor que una carga del motor en la que la relación de compresión mecánica llega a ser la máxima relación de compresión mecánica, y se hace que la relación de compresión mecánica disminuya gradualmente a medida que la carga del motor llega a ser mayor en un lado de funcionamiento a alta carga del motor de una carga mayor que una carga del motor en la que la relación de compresión mecánica llega a ser la máxima relación de compresión mecánica.
60

Fig.1

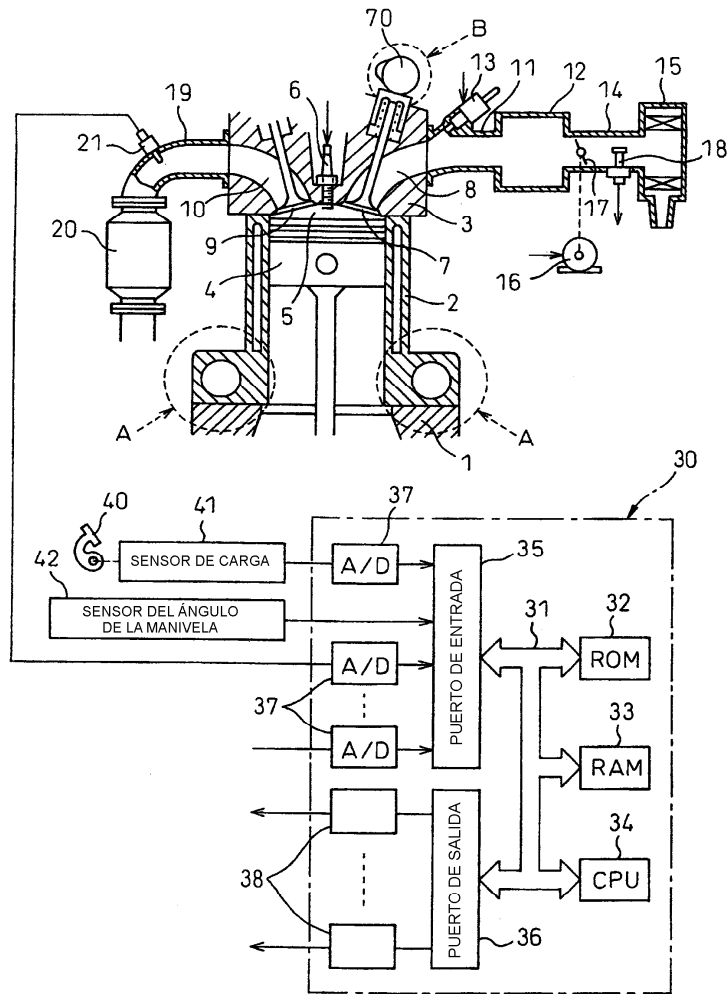


Fig.2

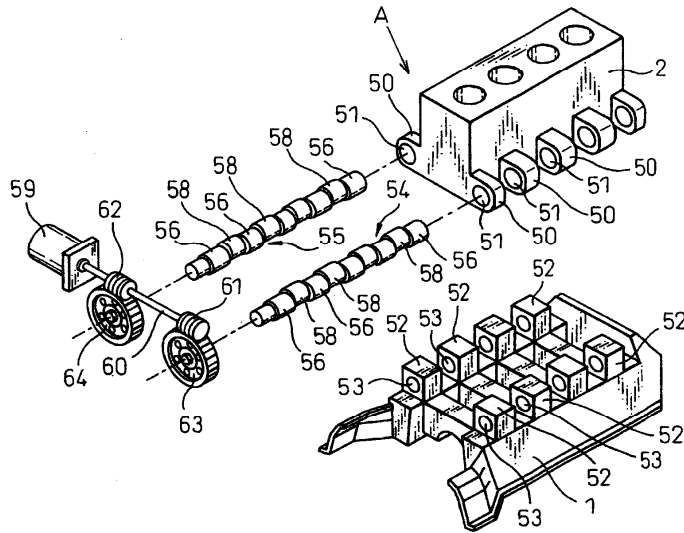


Fig.3

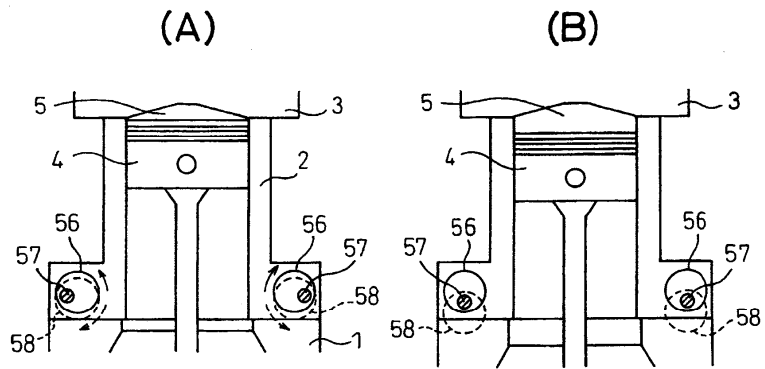


Fig.4

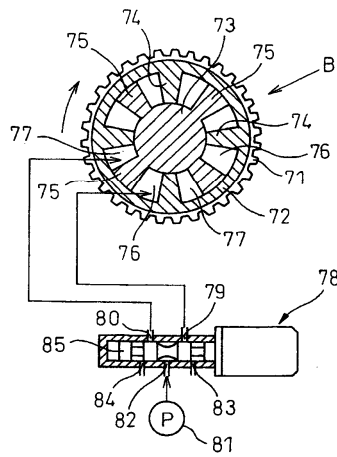


Fig.5

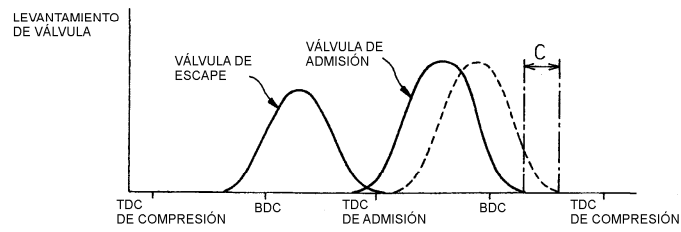
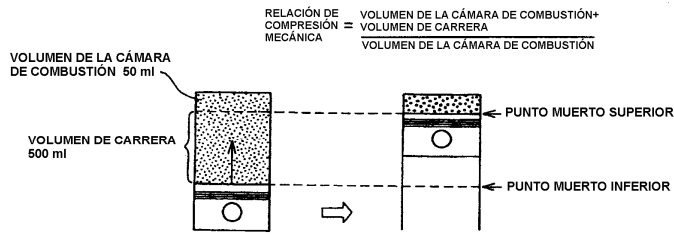
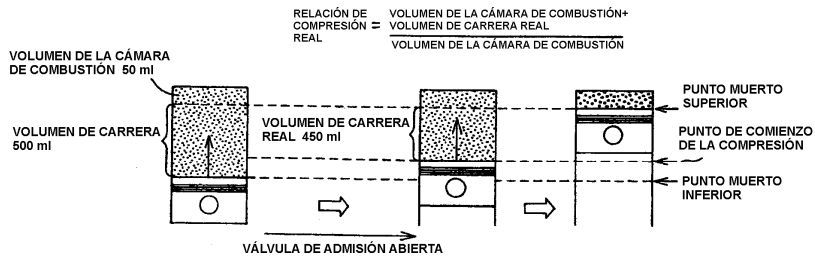


Fig.6

(A)



(B)



(C)

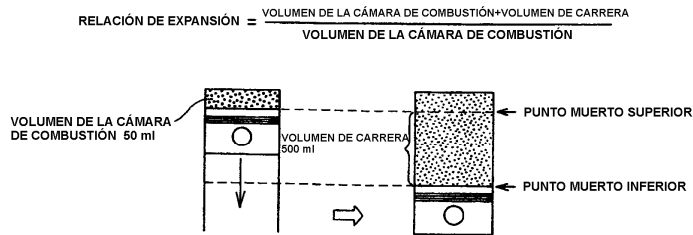


Fig.7

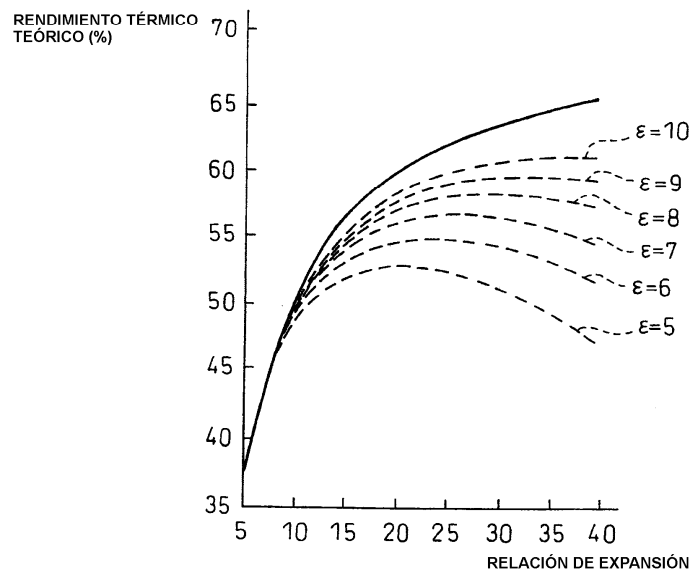


Fig.8

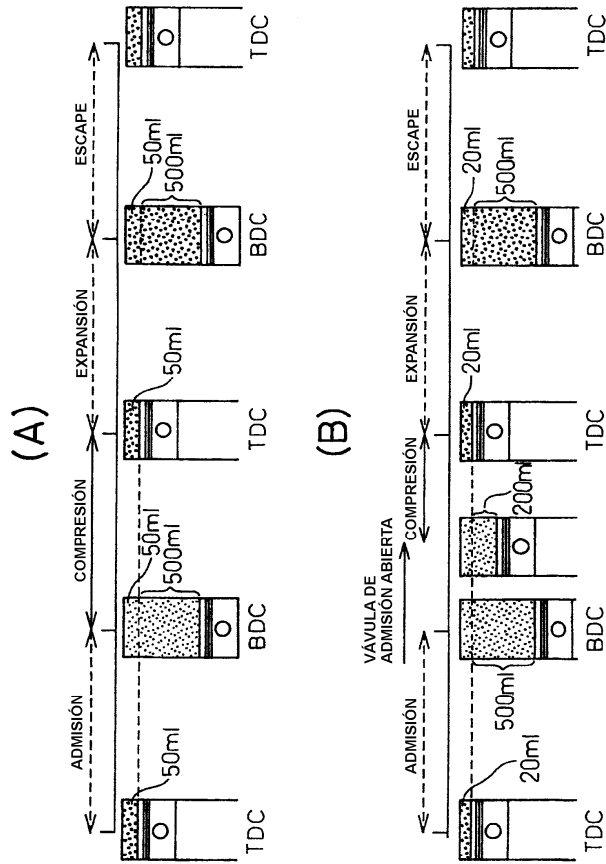


Fig.9

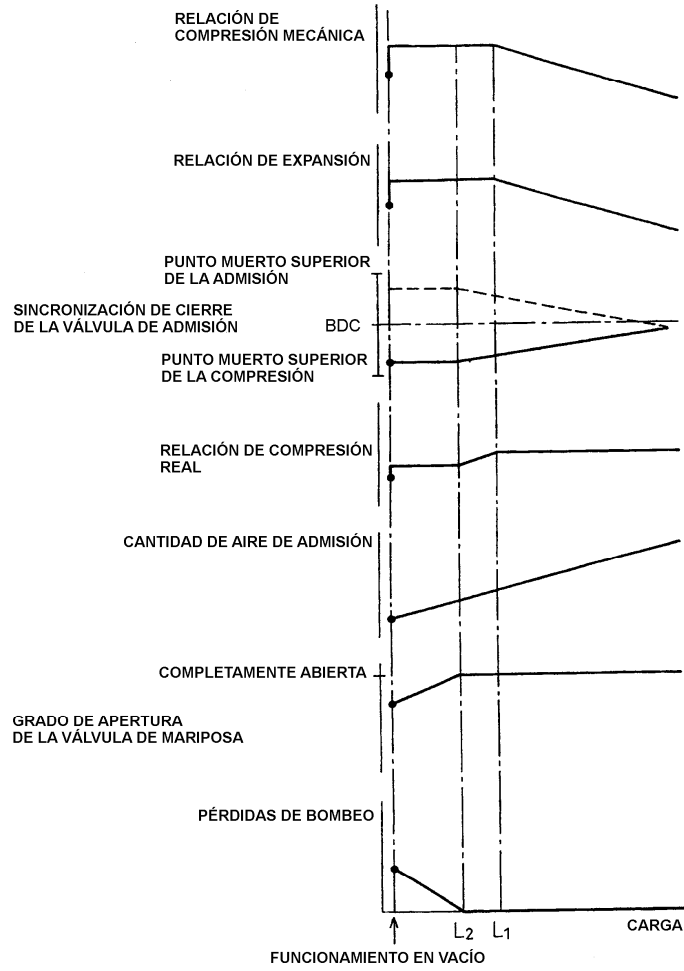


Fig.10

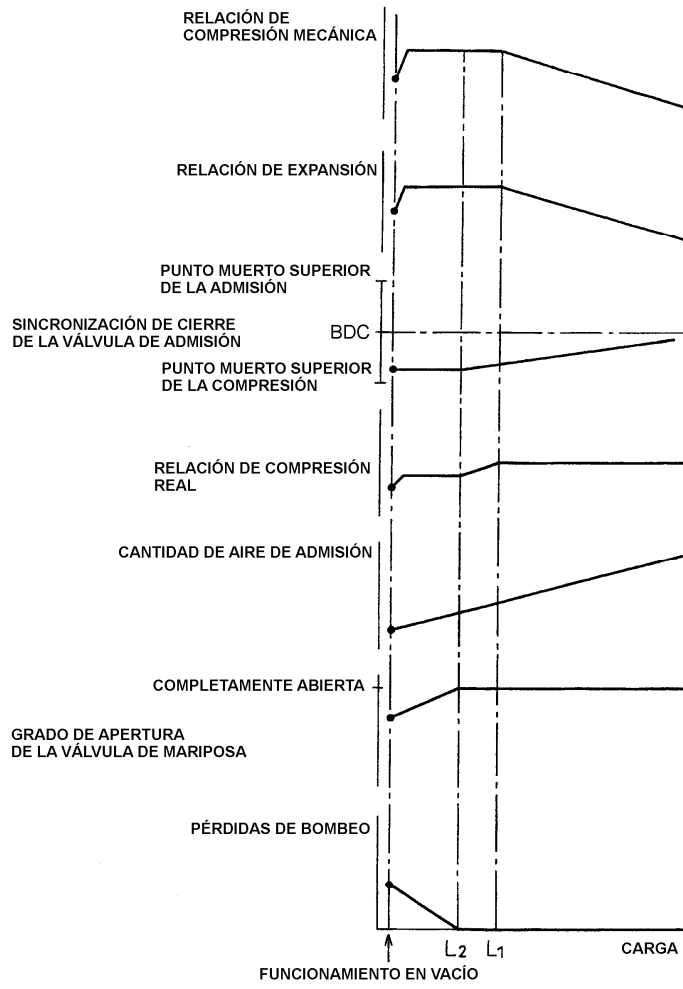


Fig.11

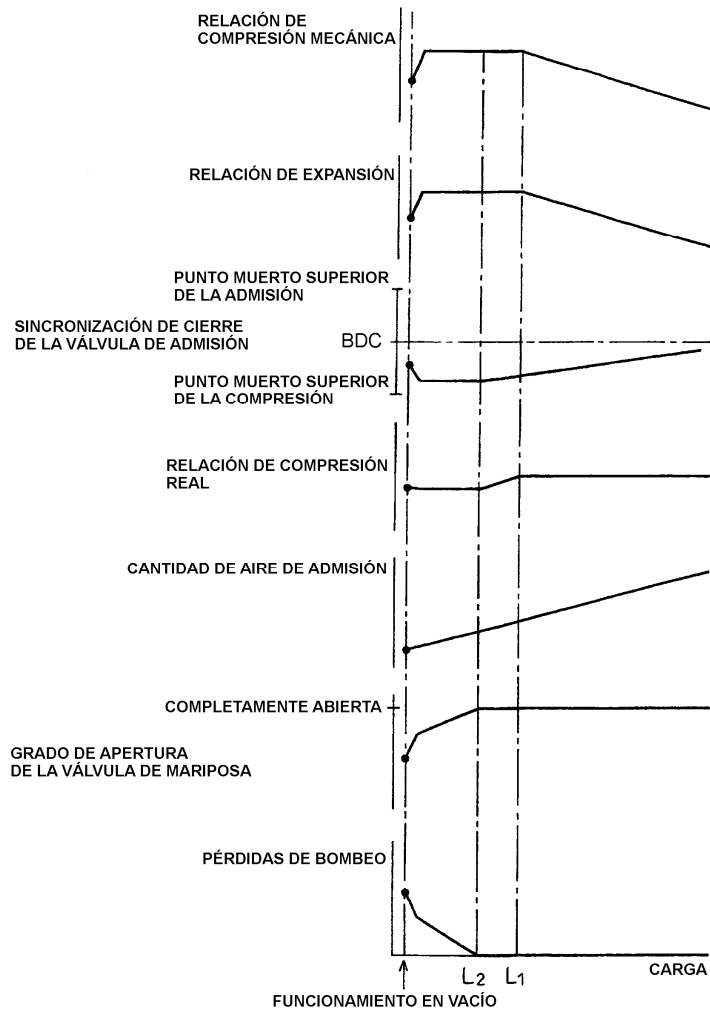


Fig.12

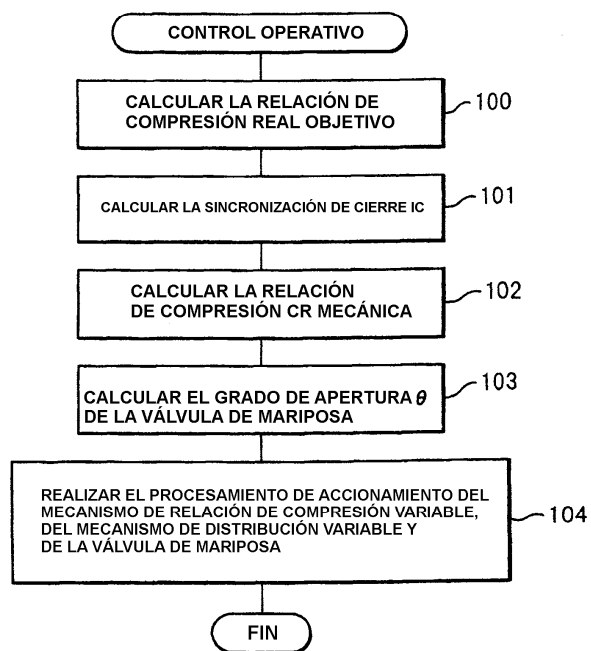
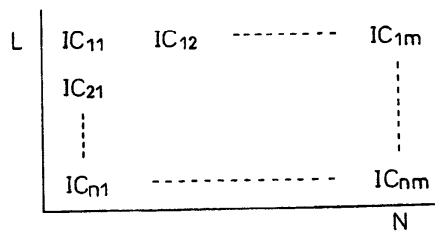


Fig.13

(A)



(B)

