



(19)



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

(11) Número de publicación: **2 308 351**

(51) Int. Cl.:

F02D 17/02 (2006.01)

F02D 13/06 (2006.01)

F02D 11/10 (2006.01)

F02D 9/10 (2006.01)

(12)

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

(96) Número de solicitud europea: **05017387 .1**

(96) Fecha de presentación : **10.08.2005**

(97) Número de publicación de la solicitud: **1632664**

(97) Fecha de publicación de la solicitud: **08.03.2006**

(54) Título: **Motor de combustión interna de parada de cilindros.**

(30) Prioridad: **07.09.2004 JP 2004-259614**

(45) Fecha de publicación de la mención BOPI:
01.12.2008

(45) Fecha de la publicación del folleto de la patente:
01.12.2008

(73) Titular/es: **HONDA MOTOR Co., Ltd.**
1-1, Minamiaoyama 2-chome
Minato-ku, Tokyo, JP

(72) Inventor/es: **Maehara, Hayato;**
Saito, Shinji;
Hotta, Kazuhito y
Tsukui, Takaaki

(74) Agente: **Ungría López, Javier**

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 parada de cilindros.

5 La presente invención se refiere a un motor de combustión interna de parada de cilindros pudiendo pararse algunos de una pluralidad de cilindros.

Entre los motores de combustión interna de cilindros múltiples, hay uno en que algunos de los cilindros se pueden parar. Por ejemplo, una pluralidad de cilindros están divididos en al menos dos grupos, la abertura de la válvula estranguladora del segundo grupo se pone menor que la de un primer grupo en un rango de carga baja donde la
10 abertura de la válvula estranguladora del primer grupo es menor que un valor predeterminado, y se ha previsto medios de control de válvula estranguladora para asegurar que, cuando la abertura de la válvula estranguladora del primer grupo haya alcanzado el valor predeterminado, la abertura de la válvula estranguladora del otro grupo se incremente a continuación en una relación mayor que la de la abertura de la válvula estranguladora del primer grupo. Cuando
15 la abertura de la válvula estranguladora del segundo grupo coincide con la abertura de la válvula estranguladora del primer grupo, las aberturas de las válvulas estranguladoras de los grupos primero y otros se varían a continuación a la misma tasa (véase el documento de la Publicación de Patente japonesa número Hei 07-150982).

En dicha técnica relacionada, la combustión irregular en un motor de 2 tiempos puede ser suprimida por el control
20 de la válvula estranguladora; pero, dado que los cilindros del otro grupo que han sido parados operan cuando la abertura de la válvula estranguladora en el primer grupo ha alcanzado un valor predeterminado, se generaría un escalón en la potencia al tiempo de operar los cilindros en el otro grupo.

La finalidad de JP 58035244 es reducir el consumo de carburante, abriendo y cerrando sucesivamente válvulas estranguladoras en cada carburador correspondientemente con una diferencia de fase en una cantidad de control del estrangulador, cerrando completamente al menos una de las válvulas estranguladoras en operación a carga baja y bloqueando un flujo de circulación de aire de admisión. Un dispositivo está constituido de tal manera que las válvulas estranguladoras estén dispuestas en cada carburador, al mismo tiempo que están conectadas a un cable del acelerador a través de mecanismos de enclavamiento, y se abren y cierran sucesivamente. Mientras que en los carburadores se
30 disponen válvulas de solenoide, que cierran un paso de suministro de carburante del sistema a baja velocidad al cierre completo de las válvulas estranguladoras. Si el cable del acelerador vuelve al máximo, las válvulas estranguladoras se colocan en una posición completamente cerrada para bloquear un flujo de admisión a cilindros y solamente la válvula estranguladora se abre para operar solamente un cilindro. Además, el paso de suministro de carburante del sistema a baja velocidad se cierra, de modo que nunca se consume carburante inútilmente en operación a carga baja.

35 Consiguientemente, un objeto de la presente invención es proporcionar un motor de combustión interna de parada de cilindros que puede eliminar las variaciones de potencia al tiempo de las variaciones en el número de cilindros.

Para lograr el objeto anterior, la invención según la reivindicación 1 consiste en un motor de combustión interna de
40 parada de cilindros incluyendo una pluralidad de cilindros divididos en dos o más grupos, pudiendo pararse al menos algunos de los cilindros a través de un mecanismo de parada de cilindros (por ejemplo, el mecanismo de parada de válvula 63 y el mecanismo de parada de válvula 69 en la realización), pudiendo operar una válvula estranguladora (por ejemplo, la válvula estranguladora TH en la realización) de cada uno de los cilindros independientemente en base al grupo al que pertenece el cilindro, y controlándose el número de cilindros parados según una variable de operación de la válvula estranguladora (por ejemplo, la abertura de la palanca θ_g en la realización) establecida por el conductor. La abertura de la válvula estranguladora es diferente entre los grupos, excepto durante el tiempo de abertura completa y el tiempo de cierre completo de la válvula estranguladora, y una unidad de control de válvula estranguladora (por ejemplo, la UEC 70 en la realización) para abrir la válvula estranguladora en el grupo de cilindros siguiente antes de que la abertura de la válvula estranguladora del primer grupo de cilindros se ponga en un estado completamente
50 abierto.

Con tal configuración, la válvula estranguladora del grupo de cilindros siguiente se abre antes de que la abertura de la válvula estranguladora del primer grupo de cilindros llegue a un estado completamente abierto, por lo que el motor de combustión interna puede ser operado con una mejor eficiencia de combustión, en comparación con el caso donde
55 la potencia se incrementa abriendo simultáneamente las válvulas estranguladoras de todos los grupos de cilindros. Entre otros, es posible eliminar escalones en la potencia, dado que la válvula estranguladora del grupo de cilindros siguiente se abre antes de que la abertura de la válvula estranguladora del primer grupo de cilindros llegue a la abertura completa.

60 La invención se caracteriza porque la media de la relación de aumento de la abertura de la válvula estranguladora a la variable de operación de la válvula estranguladora en cada uno de los grupos de cilindros se pone más alta para el grupo de cilindros cuya válvula estranguladora se abre primero al inicio de la operación de la válvula estranguladora, y la media se pone de manera que sea gradualmente más baja para los grupos de cilindros cuyas válvulas estranguladoras se abren a continuación secuencialmente.

65 Con tal configuración, poniendo la abertura de la válvula estranguladora a la abertura completa primeramente en un rango de carga baja, es posible operar con el factor de carga en un rango más alto. Además, es posible reducir la pérdida de bombeo.

ES 2 308 351 T3

La invención según la reivindicación 2 se caracteriza porque la pluralidad de cilindros incluyen cilindros normalmente operativos (por ejemplo, el cilindro número 4 y el cilindro número 3 en la realización) y cilindros que pueden parar (por ejemplo, el cilindro número 2 y el cilindro número 1 en la realización), y la abertura al inicio de la abertura de la válvula estranguladora en el cilindro parable se pone a una abertura predeterminada. Con tal configuración, es posible suprimir la disminución de la potencia debido a la pérdida de bombeo generada al tiempo de abrir una válvula estranguladora completamente cerrada cuando opera un cilindro que está parado.

La invención según la reivindicación 3 se caracteriza porque la abertura de la válvula estranguladora puesta para cada uno de los grupos de cilindros se pone de modo que la relación de aumento (por ejemplo, la relación de aumento $dTH/d\theta g$ en la realización) se amplíe gradualmente según la variable de operación de la válvula estranguladora cerca del cierre completo de la válvula estranguladora, y la relación de aumento se reduce gradualmente según la variable de operación de la válvula estranguladora cerca de la abertura completa de la válvula estranguladora. Con tal configuración, con un método en el que la relación de aumento de la abertura de la válvula estranguladora se reduce gradualmente cerca de la abertura completa de la válvula estranguladora del primer grupo de cilindros y la relación de aumento de la abertura de la válvula estranguladora se amplía al inicio de la abertura de la válvula estranguladora del grupo de cilindros siguiente, el proceso en que la abertura de la válvula estranguladora del primer grupo se pone gradualmente en el estado completamente abierto puede ser compensado por la subida al inicio de la abertura de la válvula estranguladora del grupo de cilindros siguiente.

La invención según la reivindicación 4 se caracteriza porque un mecanismo de control de número de válvulas variable (por ejemplo, principalmente, las válvulas de control de la presión del aceite 113A, 113B, 113C en la realización) se dispone en base a cada uno de los cilindros, y una válvula o válvulas especificadas se paran al tiempo de carga baja.

Con tal configuración, reduciendo el número de válvulas operativas para limitar la cantidad de aire de admisión al tiempo de carga baja, es posible mejorar la tasa de flujo del aire de admisión. Además, parando la válvula o válvulas especificadas, es posible generar un remolino de aire de admisión.

La invención según la reivindicación 5 se caracteriza porque, en el caso de cambiar el número de válvulas operativas por el mecanismo de control de número de válvulas variable, la abertura de la válvula estranguladora se incrementa antes de un número de revoluciones de cambio de válvula (por ejemplo, el valor umbral α de la velocidad del motor en la realización).

Con tal configuración, es posible suprimir las variaciones de par en el tiempo de un cambio del número de válvulas, y lograr una característica de potencia lineal.

La invención según la reivindicación 6 se caracteriza porque la relación de aumento de la abertura de la válvula estranguladora a la variable de operación de la válvula estranguladora se incrementa desde el cierre completo de la válvula estranguladora a la abertura completa de la válvula estranguladora. Con tal configuración, incrementando la relación de aumento de la abertura de la válvula estranguladora a la variable de operación de la válvula estranguladora desde el cierre completo a la abertura completa, es posible eliminar o suprimir la sensación de incompatibilidad que generaría la saturación de la característica de potencia incluso a un aumento de la variable de operación de la válvula estranguladora, y hacer lineal la variación de la característica de potencia con la variable de operación de la válvula estranguladora.

Según la invención según la reivindicación 1, la válvula estranguladora del grupo de cilindros siguiente se abre antes de que la abertura de la válvula estranguladora del primer grupo de cilindros llegue a la abertura completa, por lo que el motor de combustión interna puede operar con una mejor eficiencia de combustión, con el resultado de una contribución a la mejora del consumo de carburante, en comparación con el caso donde la potencia se incrementa abriendo simultáneamente las válvulas estranguladoras de todos los grupos de cilindros. Entre otros, dado que la válvula estranguladora del grupo de cilindros siguiente se abre antes de que la abertura de la válvula estranguladora del primer grupo de cilindros llegue a la abertura completa, es posible eliminar los escalones en la potencia, y por lo tanto realizar una operación suave.

Poniendo primeramente la abertura de la válvula estranguladora a la abertura completa en un rango de carga baja, es posible operar el motor con el factor de carga en un rango más alto, reducir la pérdida de bombeo, y lograr por ello una mejora en el consumo de carburante.

Según la invención según la reivindicación 2, es posible suprimir la disminución de la potencia debido a la pérdida de bombeo que se generaría al tiempo de abrir una válvula estranguladora completamente cerrada al operar un cilindro parado, de modo que es posible eliminar una caída en la potencia al tiempo de operar un cilindro parado, y asegurar una subida suave en la potencia.

Según la invención según la reivindicación 3, la relación de aumento de la abertura de la válvula estranguladora se reduce gradualmente cerca de la abertura completa de la válvula estranguladora del primer grupo de cilindros, y la relación de aumento de la abertura de la válvula estranguladora se amplía al inicio de la abertura de la válvula estranguladora del grupo de cilindros siguiente, por lo que el proceso en que la abertura de la válvula estranguladora del primer grupo de cilindros se pone gradualmente en el estado completamente abierto puede ser compensado por la subida al inicio de la abertura de la válvula estranguladora del grupo de cilindros siguiente. Por lo tanto, es posible

ES 2 308 351 T3

reducir la variación de potencia al inicio de la operación del grupo de cilindros siguiente, lograr una mayor sensación de potencia, y mejorar la conducibilidad.

Según la invención según la reivindicación 4, reduciendo el número de válvulas operativas para limitar la cantidad de aire de admisión en un tiempo de carga baja, es posible mejorar la tasa de flujo del aire de admisión, y por ello mejorar la eficiencia de combustión. Además, se puede generar un remolino de aire de admisión parando una válvula o válvulas especificadas, de modo que es posible mejorar más la eficiencia de la combustión.

Según la invención según la reivindicación 5, es posible suprimir la variación de par al tiempo del cambio del número de válvulas, hacer lineal la característica de potencia, y mejorar la conducibilidad.

Según la invención según la reivindicación 6, incrementando la relación de aumento de abertura de la válvula estranguladora a la variable de la válvula estranguladora desde el cierre completo a la abertura completa, es posible eliminar o reducir la sensación de incompatibilidad generada debido a saturación de la característica de potencia a pesar de un aumento en la variable de operación de la válvula estranguladora, y hacer lineal la variación de la característica de potencia con la variable de operación de la válvula estranguladora, de modo que se mejore la conducibilidad.

La figura 1 es una vista en planta de una parte principal en una realización de la presente invención.

La figura 2 es una vista en sección a lo largo de la línea 2-2 de la figura 1.

La figura 3 es una vista en sección a lo largo de la línea 3-3 de la figura 1.

La figura 4 es una vista en sección a lo largo de la línea 4-4 de la figura 1.

La figura 5 es una vista en sección parcialmente ampliada de la figura 2.

La figura 6 es una vista en perspectiva, según se ve desde el lado superior, de un soporte de pasador.

La figura 7 es una vista en perspectiva, según se ve desde el lado inferior, del soporte de pasador.

La figura 8 es una vista en perspectiva de un pasador deslizante.

La figura 9 es un diagrama de sistema que representa una condición operativa de válvula.

La figura 10 es un diagrama de flujo que representa los procesados desde la operación de válvula a la parada de válvula.

La figura 11 es un diagrama de sistema que representa una condición de parada de válvula.

La figura 12 es un diagrama de flujo que representa los procesados desde la parada de válvula a la operación de válvula.

La figura 13 es un diagrama gráfico que representa las relaciones de abertura de la válvula estranguladora y la velocidad del motor con abertura de la palanca.

La figura 14 es una ilustración de la condición de válvula donde la abertura de la palanca es del rango de 0 a $\theta g2$.

La figura 15 es una ilustración de la condición de válvula donde la abertura de la palanca es del rango de $\theta g2$ a OW.

La figura 16 es una ilustración de la condición de válvula donde la abertura de la palanca no es menor que $\theta g2$.

La figura 17 es una ilustración de la condición de válvula.

La figura 18 es un diagrama gráfico que representa la relación entre abertura de la palanca y abertura de la válvula estranguladora en una segunda realización.

La figura 19 es un diagrama gráfico que representa parcialmente la relación entre abertura de la palanca y abertura de la válvula estranguladora en una tercera realización.

La figura 20 es un diagrama gráfico que representa la relación entre abertura de la palanca y abertura de la válvula estranguladora en una cuarta realización.

La figura 21 es un diagrama gráfico que representa la relación entre velocidad del motor y potencia.

ES 2 308 351 T3

La figura 22 es un diagrama gráfico que representa la relación entre velocidad del motor y potencia en una quinta realización.

La figura 23 es un diagrama gráfico que representa las relaciones entre velocidad del motor y potencia, en operación de 2 válvulas y en operación de 4 válvulas.

La figura 24 es un diagrama gráfico que representa la relación entre velocidad del motor y coeficiente de corrección de abertura del estrangulador.

Como se representa en las figuras 1 a 3, un motor E es un motor de cuatro cilindros refrigerado por agua para una motocicleta, por ejemplo. En el motor E, una culata de cilindro 40 está fijada en la cara superior de un bloque de cilindro 30, y una cubierta de culata 41 está montada en la cara superior de la culata de cilindro 40.

Se ha formado una caja de cadena excéntrica C en una porción lateral del motor E, el cilindro número 4, el cilindro número 3, el cilindro número 2 y el cilindro número 1 están dispuestos a lo largo de la dirección a lo ancho del vehículo del lado de la caja de cadena excéntrica C, y cada uno de los cilindros está provisto de dos válvulas de admisión y dos válvulas de escape que se describirán más tarde.

Como se representa en las figuras 2 y 3, un cuerpo estrangulador 20 está conectado a la culata de cilindro 40 sustancial y horizontalmente. Un conducto de admisión 16 está conectado en el lado situado hacia arriba del cuerpo estrangulador 20, aire de admisión pasa a través de un paso de admisión 17, y se introduce en cada cilindro mediante un orificio de admisión 18 en la culata de cilindro 40.

Una válvula estranguladora del tipo de mariposa TH está dispuesta en el paso de admisión 17 del cuerpo estrangulador 20 en el estado de poder operar y cerrarse entre una posición completamente abierta y una posición completamente cerrada. La válvula estranguladora TH es del denominado sistema de control de estrangulador electrónico en que la válvula estranguladora TH se abre y cierra en unión con un motor 21 según la abertura de la palanca (variable de operación de la válvula estranguladora) θ_g , es decir, la intención del conductor de acelerar o análogos. Además, un sensor de abertura de válvula estranguladora (mecanismo de control de válvula estranguladora) 22 para detectar la abertura de la válvula estranguladora está conectado a la válvula estranguladora TH de modo que el ángulo de giro exacto de la válvula estranguladora TH girada por el motor 21 pueda ser detectado.

Como se representa en la figura 4, en el cuerpo estrangulador 20, un cuerpo principal de cuerpo estrangulador 200 está provisto de cuatro válvulas estranguladoras TH, TH, TH, TH independientes en la base de cada cilindro. El cuerpo principal de cuerpo estrangulador 200 se forma interconectando un tercer-cuarto cuerpo principal de cuerpo estrangulador 200A correspondiente al cilindro número 4 y al cilindro número 3, un segundo cuerpo principal de cuerpo estrangulador 200B correspondiente al cilindro número 2, y un primer cuerpo principal de cuerpo estrangulador 200C correspondiente al cilindro número 1.

Por lo tanto, el cilindro número 3 y el cilindro número 4 correspondientes al tercer-cuarto cuerpo principal de cuerpo estrangulador 200A constituyen un primer grupo de cilindros, el cilindro número 2 correspondiente al segundo cuerpo principal de cuerpo estrangulador 200B constituye un segundo grupo de cilindros aunque es un solo cilindro, y el cilindro número 1 correspondiente al primer cuerpo principal de cuerpo estrangulador 200C constituye un tercer grupo de cilindros aunque es un solo cilindro; así, el motor se compone de los tres grupos de cilindros.

En una porción de extremo, en el lado de la caja de cadena excéntrica C, de un tercer-cuarto eje 23 que es un eje de válvula, el sensor de abertura de válvula estranguladora 22 está montado coaxialmente en el tercer-cuarto cuerpo principal de cuerpo estrangulador 200A por tornillos pequeños 24. Además, una polea 25 está montada en una porción de extremo, en el lado opuesto de la caja de cadena excéntrica C, del tercer-cuarto eje 23. Por otra parte, un inyector 26 para inyectar un carburante a cada paso de admisión (véase la figura 2) está insertado y fijado a una porción superior, o una pared superior, del tercer-cuarto cuerpo principal de cuerpo estrangulador 200A, de forma inclinada hacia la culata de cilindro 40.

El inyector 26 está conectado a un tubo de suministro de carburante 27 (véase la figura 1). Además, un tercer-cuarto motor (mecanismo de control de válvula estranguladora) 21A está montado en el tercer-cuarto cuerpo principal de cuerpo estrangulador 200A en el lado opuesto del inyector 26 por unos medios de sujeción 29, con su eje de accionamiento 28 puesto paralelo al tercer-cuarto eje 23. Aquí, una polea 31 está montada en una porción de extremo, en el lado opuesto de la caja de cadena excéntrica C, del eje de accionamiento 28 del tercer-cuarto motor 21A.

Una polea 32 para abrir y cerrar la válvula estranguladora TH del segundo cuerpo principal de cuerpo estrangulador 200B está montada en una porción de extremo en el lado opuesto de la caja de cadena excéntrica C. El sensor de abertura de válvula estranguladora 22 está montado en una porción inferior del segundo cuerpo principal de cuerpo estrangulador 200B. Una polea 33 está montada en una porción de extremo, en el lado opuesto de la caja de cadena excéntrica C, de un eje de sensor 34 del sensor de abertura de válvula estranguladora 22.

Además, como se representa en la figura 4, un motor 21B está montado en el lado delantero del sensor de abertura de válvula estranguladora 22 y en el lado opuesto del inyector 26 a través de un soporte (no representado), con su

ES 2 308 351 T3

eje de accionamiento puesto paralelo al eje 35 de la válvula estranguladora TH, y una polea 36 está montada en una porción de extremo, en el lado opuesto de la caja de cadena excéntrica C, de un eje de accionamiento del motor 21B.

Además, una ranura de polea 32M de la polea 32 y una ranura de polea de la polea 36 del motor 21B están conectadas por un alambre sinfín 37, mientras que una ranura de polea 32 de la polea 32 del eje 35 y una ranura de polea de la polea 33 del sensor de abertura de válvula estranguladora 22 están conectadas por un alambre sinfín 38.

Igualmente, las poleas 32, 33, 36 están montadas en una porción de extremo, en el lado opuesto de la caja de cadena excéntrica C, del primer cuerpo principal de cuerpo estrangulador 200C, y el sensor de abertura de válvula estranguladora 22 y el motor 21B en una relación delantera-trasera están montados en una porción inferior del primer cuerpo principal de cuerpo estrangulador 200C. La polea 32 y la polea 36 del motor 21B están conectadas por un alambre sinfín 37, mientras que la polea 32 y la polea 33 del sensor de abertura de válvula estranguladora 22 están conectadas por un alambre sinfín 38.

Como se representa en las figuras 2 y 3, la culata de cilindro 40 está provista de una porción rebajada 43 para definir una cámara de combustión 42 conjuntamente con el bloque de cilindro 30 y un pistón 39, y la porción rebajada 43 está provista de orificios de válvula de admisión 441, 442 y orificios de válvula de escape 451, 452. El orificio de la primera válvula de admisión 441 se abre y cierra por una primera válvula de admisión 461, y el orificio de la segunda válvula de admisión 442 se abre y cierra por una segunda válvula de admisión 462. Igualmente, el orificio de la primera válvula de escape 451 se abre y cierra por una primera válvula de escape 471, y el orificio de la válvula de escape 452 se abre y cierra por una segunda válvula de escape 472. A propósito, en el cilindro número 4 representado en las figuras 2 y 3, la primera válvula de admisión 461 es una válvula de admisión parable, y la primera válvula de escape 471 es una válvula de escape parable.

Aquí, la primera válvula de admisión 461 y la primera válvula de escape 471 están dispuestas en una línea diagonal, y la segunda válvula de admisión 462 y la segunda válvula de escape 472 están dispuestas en una línea diagonal.

Las válvulas de admisión primera y segunda 461, 462 tienen una configuración en la que el extremo de base de un vástago de válvula 49 está conectado integralmente a una porción de cuerpo de válvula 48 capaz de cerrar el orificio de la válvula de admisión correspondiente 441, 442, y las válvulas de escape primera y segunda 471, 472 tienen una configuración en la que el extremo de base de un vástago de válvula 51 está conectado integralmente a una porción de cuerpo de válvula 50 capaz de cerrar el orificio correspondiente de la válvula de escape 451, 452.

Los vástagos de válvula 49 ... de las válvulas de admisión primera y segunda 461 y 462 están montados deslizantemente en cilindros de guía 52 ... dispuestos en la culata de cilindro 40.

Igualmente, los vástagos de válvula 51 ... de las válvulas de escape primera y segunda 471 y 472 están montados deslizantemente en cilindros de guía 53 ... dispuestos en la culata de cilindro 40.

Un retén 54 está fijado a una porción, que sobresale hacia arriba del cilindro de guía 52, del vástago de válvula 49 de la primera válvula de admisión 461, y la primera válvula de admisión 461 es empujada en la dirección de cierre del orificio de la primera válvula de admisión 441 por un muelle de válvula en forma de bobina 551 dispuesto entre el retén 54 y la culata de cilindro 40. Igualmente, un retén 54 está fijado a una porción, que sobresale hacia arriba del cilindro de guía 52, del vástago de válvula 49 de la segunda válvula de admisión 462, y la segunda válvula de admisión 462 es empujada en la dirección de cierre del orificio de la segunda válvula de admisión 442 por un muelle de válvula en forma de bobina 552 dispuesto entre el retén 54 y la culata de cilindro 40.

De la misma manera que antes, la primera válvula de escape 471 es empujada en la dirección de cierre del orificio de la primera válvula de escape 451 por un muelle de válvula en forma de bobina 571 dispuesto entre un retén 56 fijado al vástago de válvula 51 de la primera válvula de escape 471 y la culata de cilindro 40, y la segunda válvula de escape 472 es empujada en la dirección de cierre del orificio de la segunda válvula de escape 452 por un muelle de válvula en forma de bobina 572 dispuesto entre un retén 56 fijado al vástago de válvula 51 de la segunda válvula de escape 472 y la culata de cilindro 40.

Las válvulas de admisión primera y segunda 461 ..., 462 ... de las cámaras de combustión 42 ... son movidas por un dispositivo operativo de válvula de lado de admisión 58. El dispositivo operativo de válvula de lado de admisión 58 incluye: un eje de excéntrica 60 provisto de primeras excéntricas operativas de válvula de lado de admisión 591 ... correspondientes respectivamente a las primeras válvulas de admisión 461 ... y segundas excéntricas operativas de válvula de lado de admisión 592 ... correspondientes respectivamente a las segundas válvulas de admisión 462 ...; empujadores de válvula cilíndricos con fondo 611 ... deslizados al ser movidos por las primeras excéntricas operativas de válvula de lado de admisión 591 ...; y empujadores de válvula cilíndricos con fondo 612 deslizados al ser movidos por las segundas excéntricas operativas de válvula de lado de admisión 592

El eje de excéntrica 60 tiene un eje ortogonal a las extensiones de los ejes de los vástagos de válvula 49 ... en las válvulas de admisión primera y segunda 461 ..., 462 ..., y es soportado rotativamente entre la culata de cilindro 40 y la cubierta de culata 41 unida a la culata de cilindro 40. Los empujadores de válvula 611 ... están montados deslizantemente en la culata de cilindro 40 en la dirección coaxial con los ejes de los vástagos de válvula 49 ... en las primeras válvulas de admisión 461 ..., y las superficies exteriores de extremo de cierre de los empujadores de válvula

ES 2 308 351 T3

611 ... están en contacto deslizante con las primeras excéntricas operativas de válvula de lado de admisión 591 Igualmente, el empujador de válvula 612 ... está montado deslizantemente en la culata de cilindro 40 en la dirección coaxial con los ejes de los vástagos de válvula 49 ... en las segundas válvulas de admisión 462 ..., y las superficies exteriores de extremo de cierre de los empujadores de válvula 612 ... están en contacto deslizante con las segundas excéntricas operativas de válvula de lado de admisión 592

Además, como se representa en la figura 2, los extremos de vástago de los vástagos de válvula 49 ... en la segunda válvula de admisión 462 se ponen en contacto con la superficie interior de extremo de cierre del empujador de válvula 612 a través de una cuña 62, y son abiertos y cerrados normalmente por las segundas excéntricas operativas de válvula de lado de admisión 592 durante la operación del motor E.

Por otra parte, como se representa en la figura 3, un mecanismo de parada de válvula 63 que puede cambiar entre acción y no acción de la fuerza de presión en la dirección de apertura de válvula del empujador de válvula 611 a la primera válvula de admisión 461 y que pone la primera válvula de admisión 461 en el estado de reposo a pesar de la operación deslizante del empujador de válvula 611 poniendo la fuerza de presión en un estado inactivo en un rango de operación especificado, por ejemplo, un rango de carga baja tal como un rango de operación a velocidad baja del motor E, está dispuesto entre los vástagos de válvula 49 ... de la primera válvula de admisión 461 y el empujador de válvula 611.

Como se representa en la figura 5 que representa una parte de la figura 3 en una forma ampliada, el mecanismo de parada de válvula 63 incluye un soporte de pasador 74 montado deslizantemente en el empujador de válvula 611, un pasador deslizante 76 montado deslizantemente en el soporte de pasador 74 formando al mismo tiempo una cámara de aceite de presión 75 entre él y la superficie interior del empujador de válvula 611, un muelle de retorno 77 dispuesto entre el pasador deslizante 76 y el soporte de pasador 74 presentando al mismo tiempo una fuerza elástica para empujar el pasador deslizante 76 en la dirección de reducir el volumen de la cámara de aceite de presión 75, y un pasador de tope 78 dispuesto entre el soporte de pasador 74 y el pasador deslizante 76 inhibiendo al mismo tiempo que el pasador deslizante 76 gire alrededor de su eje. Además, un sensor de discriminación de reposo 71 para detectar la posición del pasador deslizante 76 está montado en el lado de la culata de cilindro 40.

Como se representa en las figuras 6 y 7, el soporte de pasador 74 tiene una porción de aro 74a montada deslizantemente en el empujador de válvula 611 (véase la figura 5), y una ranura anular 79 está dispuesta en la circunferencia exterior de la porción de aro 74a. Además, una porción de puente 74b que conecta entre porciones circunferenciales interiores de la porción de aro 74a está formada integralmente a lo largo de un diámetro de la porción de aro 74a, y las porciones entre la circunferencia interior de la porción de aro 74a y ambas superficies laterales de la porción de puente 74b están aligeradas, para lograr una reducción del peso. Tal soporte de pasador 74 se forma por vaciado a la cera perdida o forja de hierro o una aleación de aluminio, o se hace de una resina sintética, y se aplica un tratamiento de cementación a la superficie circunferencial exterior del soporte de pasador 74, es decir, la superficie circunferencial exterior de la porción de aro 74a, que se hace de un metal, y a la superficie circunferencial interior del empujador de válvula 611.

La porción de puente 74b está provista de un agujero de deslizamiento 80 que tiene un eje en la dirección longitudinal de la porción de puente 74b, es decir, en una dirección ortogonal al eje del empujador de válvula 611. El agujero de deslizamiento 80 tiene una forma con fondo, abriéndose un extremo a la ranura anular 79 y estando cerrado el otro extremo. Además, la porción de puente 74b está dispuesta en su porción central inferior con un agujero de introducción 81 en comunicación con el agujero de deslizamiento 80. La porción de puente 74b está dispuesta en su porción central superior con un agujero de extensión 82 en comunicación con el agujero de deslizamiento 80, coaxialmente con el agujero de introducción 81. La porción de puente 74b se ha dispuesto integralmente, en la periferia del agujero de extensión 82, con una porción cilíndrica hueca de tubo de contención 83 coaxialmente con el eje del agujero de extensión 82. Además, la porción de puente 74b está provista en su porción superior de un agujero de montaje 90 en comunicación con el agujero de deslizamiento 80, en el rango de una porción correspondiente a un extremo (extremo abierto) del agujero de deslizamiento 80 al agujero de extensión 82. Igualmente, como se representa en la figura 5, la porción de puente 74b está provista en su porción inferior de un agujero de montaje 89 en comunicación con el agujero de deslizamiento 80, en el rango de una porción correspondiente a un extremo del agujero de deslizamiento 80 al agujero de introducción 81. El agujero de montaje 89 está formado coaxialmente con el agujero de montaje 90, y el pasador de tope 78 está montado en él.

A propósito, una cuña en forma de disco 84 está montada en la porción de tubo de contención 83 del soporte de pasador 74, y por ello se cierra una porción de extremo del agujero de extensión 82. Una porción sobresaliente 85 dispuesta en una porción central de la superficie interior del extremo cerrado del empujador de válvula 611 apoya en la cuña 84. Un extremo de vástago 49a del vástago de válvula 49 de la primera válvula de admisión 461 está insertado en el agujero de introducción 81 en la porción inferior del soporte de pasador 74. Además, el pasador deslizante 76 se monta deslizantemente en el agujero de deslizamiento 80. La cámara de aceite de presión 75 en comunicación con la ranura anular 79 se ha formado entre un extremo del pasador deslizante 76 y la superficie interior del empujador de válvula 611, y el muelle de retorno 77 se contiene en una cámara de muelle 86 formada entre el otro extremo del pasador deslizante 76 y el extremo cerrado del agujero de deslizamiento 80. Donde el soporte de pasador 74 se hace de una resina sintética, su porción para contacto deslizante con el pasador deslizante 76 solamente se puede hacer de un metal.

ES 2 308 351 T3

Como se representa en las figuras 5 y 8, el pasador deslizante 76 está provisto de un agujero de contención 87 en una porción intermedia en su dirección axial. El agujero de contención 87 está coaxialmente en comunicación con el agujero de introducción 81 y el agujero de extensión 82, y tiene un diámetro tal que el extremo de vástago 49a del vástago de válvula 49 se pueda contener en él. Además, una porción de extremo, en el lado del agujero de introducción 81, del agujero de contención 87 se abre a una superficie plana de tope 88 formada en la superficie exterior de una porción inferior del pasador deslizante 76 de manera opuesta al agujero de introducción 81. Aquí, la superficie de tope 88 se forma de manera que sea comparativamente larga a lo largo de la dirección axial del pasador deslizante 76, y el agujero de contención 87 se abre a una porción, en el lado de la cámara de muelle 86, de la superficie de tope 88. Además, una hendidura 91 abierta al lado de la cámara de aceite de presión 75 está dispuesta en un lado de extremo del pasador deslizado 76. A propósito, un elemento generador de magnetismo, tal como un imán, está incrustado en el pasador deslizado 76 con el fin de mejorar la exactitud de la detección de un sensor magnético de discriminación de reposo 71 que se describirá más tarde.

Además, el pasador deslizado 76 está provisto de un agujero de comunicación 96 para comunicar la cámara de muelle 86 con el agujero de contención 87, para evitar que tengan lugar variaciones en la presión dentro de la cámara de muelle 86 cuando el pasador deslizado 76 sea movido en la dirección axial. Además, como se representa en la figura 5, el soporte de pasador 74 está provisto de un agujero de comunicación 97 para comunicar el espacio entre el soporte de pasador 74 y el empujador de válvula 611 con la cámara de muelle 86, para evitar que la presión en el espacio varíe con la temperatura. Además, una porción de pared 79a de la ranura anular 79 que forma la cámara de muelle 86 está provista de un agujero 79b. El diámetro del agujero 79b se hace menor que el diámetro del muelle de retorno 77.

Además, un muelle helicoidal 92 para empujar el soporte de pasador 74 en la dirección de apoyar la cuña 84 montada en el soporte de pasador 74 contra la porción sobresaliente 85 del empujador de válvula 611 está dispuesto entre el soporte de pasador 74 y la culata de cilindro 40. El muelle helicoidal 92 se monta así rodeando el vástago de válvula 49 en una posición tal que evite el contacto de su circunferencia exterior con la superficie interior del empujador de válvula 611, y la porción de puente 74b del soporte de pasador 74 está provista integralmente de un par de salientes 93, 94 para colocar una porción de extremo del muelle helicoidal 92 en una dirección ortogonal al eje del vástago de válvula 49.

En el soporte de pasador 74, ambos salientes 93, 94 se han dispuesto integralmente sobresaliendo una cantidad de proyección no superior al diámetro del alambre del muelle helicoidal 92, y están formados en una forma de arco circular, con el eje del vástago de válvula 49 como un centro del círculo. Además, uno 93 de los salientes 93, 94 está provisto de una porción de paso 95 que apoya en una porción de extremo, en el lado de la primera válvula de admisión 461, del pasador de tope 78 para impedir por ello que el pasador de tope 78 se desplace al lado de la primera válvula de admisión 461.

La culata de cilindro 40 está provista de un agujero de soporte 98 para conectar el empujador de válvula 611 en él con el fin de soportar deslizantemente el empujador de válvula 611, y el agujero de soporte 98 está provisto en su superficie interior de una porción anular rebajada 99 para rodear el empujador de válvula 611. La porción anular rebajada 99 está conectada a un paso de suministro de aceite a presión operativa 103 formado en la culata de cilindro 40, y recibe aceite de trabajo. Además, el empujador de válvula 611 está provisto de un agujero de liberación 101 y un agujero de comunicación 100 para comunicar la porción anular rebajada 99 con la ranura anular 79 en el soporte de pasador 74.

El agujero de comunicación 100 está dispuesto en una posición tal que comunique la porción anular rebajada 99 con la ranura anular 79 a pesar del deslizamiento del empujador de válvula 611 en el agujero de soporte 98. El agujero de liberación 101 está dispuesto en el empujador de válvula 611 en una posición tal que la porción anular rebajada 99 esté en comunicación con el interior del empujador de válvula 611 en el lado inferior del soporte de pasador 74 cuando el empujador de válvula 611 se mueva a una posición superior como se representa en la figura 5 y que la comunicación con la porción anular rebajada 99 se interrumpa cuando el empujador de válvula 611 sea movido hacia abajo de la posición superior como se representa en la figura 5, y el aceite de trabajo es lanzado a través del agujero de liberación 101 al interior del empujador de válvula 611 como aceite lubricante.

El aceite de trabajo suministrado desde el paso de suministro de aceite a presión operativa 103 a la ranura anular 79 del soporte de pasador 74 a través del agujero de comunicación 100 y el agujero de liberación 101 es suministrado a la cámara de aceite de presión 75 mediante un extremo del agujero de deslizamiento 80. El pasador deslizante 76 desliza en la dirección axial de tal manera que una fuerza de presión de aceite que actúa en un lado de extremo del pasador deslizante 76 debido a la presión de aceite dentro de la cámara de aceite de presión 75 y una fuerza de muelle que actúa en el otro lado de extremo del pasador deslizante 76 debido al muelle de retorno 77 se equilibren entre sí. En un tiempo sin operación en que la presión de aceite en la cámara de aceite de presión 75 es baja, el extremo de vástago 49a del vástago de válvula 49 insertado en el agujero de introducción 81 es movido al lado derecho en la figura 5 de manera que se contenga en el agujero de contención 87 y el agujero de extensión 82. En una condición de trabajo donde la presión de aceite en la cámara de aceite de presión 75 es alta, el extremo de vástago 49a del vástago de válvula 49 es movido al lado izquierdo en la figura 5 con el fin de escalonar el agujero de contención 87 de los ejes del agujero de introducción 81 y el agujero de extensión 82 y de apoyar en la superficie de tope 88 del pasador deslizante 76.

Aquí, la rotación del pasador deslizante 76 alrededor de su eje la impide el pasador de tope 78. El pasador de tope 78 atraviesa la hendidura 91 del pasador deslizante 76. Específicamente, el pasador de tope 78 se monta en el

soporte de pasador 74 atravesando el pasador deslizante 76 permitiendo al mismo tiempo que el pasador deslizante 76 se mueva en la dirección axial, de modo que el tope del pasador de tope 78 en una porción cerrada de extremo interior de la hendidura 91 retenga el extremo de movimiento del pasador deslizante 76 en el lado de la cámara de aceite de presión 75.

5 Además, el sensor magnético de discriminación de reposo 71 está montado en la porción anular rebajada 99 de la culata de cilindro 40 mirando al agujero de comunicación en el empujador de válvula 611 y al agujero 79b en el soporte de pasador 76. El sensor magnético de discriminación de reposo 71 es un sensor que tiene la finalidad de detectar la distancia d_s desde el sensor magnético de discriminación de reposo 71 a través del agujero de comunicación
10 100 y el agujero 79b a una porción de pared 76a del pasador deslizante 76, incluye un imán y una bobina, y detecta la distancia d_s detectando una variación del flujo magnético generada cuando se mueve el pasador deslizante 76 hecho de un metal. Un cable 71a para enviar los resultados de la detección está conectado al sensor magnético de discriminación de reposo 71. El cable 71a se pasa a través de un agujero de introducción formado en la culata de cilindro 40, y está conectado a una UEC (unidad de control de número de cilindro) 70 (véase la figura 9) que se describirá más tarde.
15 A propósito, tal sensor de discriminación de reposo no se limita al sensor magnético; se puede utilizar un sensor para detectar la distancia d_s mediante la utilización de luz, un sensor para detectar la distancia d_s detectando una variación de la capacidad electrostática, un sensor para detectar la distancia d_s utilizando ultrasonido, y análogos.

Como se representa en las figuras 2 y 3, las válvulas de escape primera y segunda 471 ---, 472 ... de las cámaras de
20 combustión 42 ... son movidas por un dispositivo operativo de válvula de lado de escape 68. El dispositivo operativo de válvula de lado de escape 68 tiene un árbol de levas 65 provisto de unas primeras excéntricas operativas de válvula de lado de escape 641 ... correspondientes respectivamente a las primeras válvulas de escape 471 ... y de segundas excéntricas operativas de válvula de lado de escape 642 ... correspondientes respectivamente a las segundas válvulas de escape 472 ..., y tiene empujadores de válvula cilíndricos huecos con fondo 661 ... que deslizan mientras son movidos
25 por las primeras excéntricas operativas de válvula de lado de escape 641 ... y empujadores de válvula cilíndricos huecos con fondo 662 ... que deslizan mientras son movidos por las segundas excéntricas operativas de válvula de lado de escape 642

El árbol de levas 65 tiene un eje ortogonal a las extensiones de los ejes de los vástagos de válvula 51 ... de las
30 válvulas de escape primera y segunda 471 ..., 472 ..., y se soporta rotativamente entre la culata de cilindro 40 y la cubierta de culata 41 unida a la culata de cilindro 40, como el árbol de levas 60 del dispositivo operativo de válvula de lado de admisión 58. Los empujadores de válvula 661 ... están montados deslizantemente en la culata de cilindro 40 coaxialmente con los ejes de los vástagos de válvula 51 ... de las primeras válvulas de escape 471 ..., y las superficies exteriores de los extremos cerrados de los empujadores de válvula 661 ... están en contacto deslizante con las primeras
35 excéntricas operativas de válvula de lado de escape 641

Además, los empujadores de válvula 662 ... están montados deslizantemente en la culata de cilindro 40 coaxialmen-
te con los ejes de los vástagos de válvula 51 ... de las segundas válvulas de escape 472 ..., y las superficies exteriores de los extremos cerrados de los empujadores de válvula 662 ... están en contacto deslizante con las segundas excéntricas
40 operativas de válvula de lado de escape 642

El extremo de vástago del vástago de válvula 51 ... de la segunda válvula de escape 472 apoya en la superficie interior del extremo cerrado del empujador de válvula 662 a través de la cuña 67, y se abre y cierra normalmente por la segunda excéntrica operativa de válvula de lado de escape 642 ... durante la operación del motor E. Además,
45 un mecanismo de parada de válvula 69 que puede cambiar la acción y no acción de la fuerza de presión ejercida desde el empujador de válvula 661 en la primera válvula de escape 471 en la dirección de apertura de válvula y que pone la primera válvula de escape 471 en un estado de reposo independientemente del deslizamiento del empujador de válvula 661 poniendo la fuerza de presión en un estado inactivo en un rango de operación especificado del motor E, por ejemplo, en un rango de carga baja tal como un rango de operación a velocidad baja, está dispuesto entre los
50 extremos de vástago 51a del vástago de válvula 51 ... de la primera válvula de escape 471 y el empujador de válvula 661. El mecanismo de parada de válvula 69 del dispositivo operativo de válvula de lado de escape 68 está configurado de la misma manera que el mecanismo de parada de válvula 63 (véase la figura 5) en el dispositivo operativo de válvula de lado de admisión 58.

Aquí, en el cilindro número 3, el mecanismo de parada de válvula 63 y el mecanismo de parada de válvula 69
55 configurados de la misma manera que en el cilindro número 4 se han previsto para la segunda válvula de escape 472 (correspondiente a un orificio de la segunda válvula de escape 452) y la segunda válvula de admisión 462 (correspon-
diente a un orificio de la segunda válvula de admisión 442), de manera contraria al cilindro número 4. Además, en el cilindro número 1 y el cilindro número 2, el mecanismo de parada de válvula 63 y el mecanismo de parada de válvula
60 69 se han previsto para todas las válvulas de admisión 461, 462 y las válvulas de escape 471, 472.

Por lo tanto, dado que en el cilindro número 1 y el cilindro número 2 los mecanismos de parada de válvula 63, 69
se han previsto para todas las válvulas de motor, estos mecanismos de parada de válvula 63, 69 funcionan como un
65 mecanismo de parada de cilindros, y se puede llevar a cabo parada de un cilindro donde todas las válvulas de motor están en reposo (los cilindros son cilindros que pueden parar). Además, en el cilindro número 3 y el cilindro número 4, se puede llevar a cabo una parada de válvula donde una válvula de motor en el lado de admisión y el lado de escape está en reposo (los cilindros son cilindros normalmente operativos).

ES 2 308 351 T3

Como se representa en la figura 1, una pared lateral en el lado del cilindro número 4 de la culata de cilindro 40 está provista de una caja de cadena excéntrica C, y una cadena excéntrica (no representada) para mover los árboles de levas 60, 65 de los dispositivos operativos de válvula de lado de admisión y de lado de escape 58, 68 se aloja en la caja de cadena excéntrica C. Una pared lateral de la culata de cilindro 40 en el lado opuesto de la caja de cadena excéntrica C está provista de orificios de conexión PA, PB, PC de válvulas de control de la presión del aceite (mecanismos de control de número de válvulas variable) 113A, 113B, 113C para controlar el suministro del aceite de trabajo a los mecanismos de parada de válvula 63, 69 ... (véase las figuras 2 y 3) de los dispositivos operativos de válvula de lado de admisión y de lado de escape 58, 68.

Aquí, el orificio de conexión PA está conectado a un paso de suministro de aceite de trabajo 103A que se extiende en la culata de cilindro 40 entre una porción central en la dirección delantera-trasera de la culata de cilindro 40 a cada orificio de válvula de admisión a lo largo de la dirección longitudinal a la posición de disposición del orificio de la segunda válvula de admisión 442 del cilindro número 2 y que se bifurca hacia el orificio de la segunda válvula de escape 452 del cilindro número 2 y el orificio de la segunda válvula de escape 452 del cilindro número 2. El orificio de conexión PB está conectado a un paso de suministro de aceite de trabajo 103B que se extiende en la culata de cilindro 40 entre una porción central en la dirección delantera-trasera de la culata de cilindro 40 a cada orificio de la válvula de escape a lo largo de la dirección longitudinal a la posición de disposición del orificio de la primera válvula de escape 451 del cilindro número 1 y que se bifurca hacia el orificio de la primera válvula de escape 451 del cilindro número 1 y el orificio de la primera válvula de admisión 441 del cilindro número 1.

El orificio de conexión PC está conectado a un paso de suministro de aceite de trabajo 103C que se extiende en la otra pared lateral de la culata de cilindro 40 a lo largo de la dirección longitudinal a la posición de disposición del orificio de la primera válvula de escape 451 del cilindro número 4 y que se bifurca hacia el orificio de la primera válvula de escape 451 del cilindro número 4, el orificio de la segunda válvula de escape 452 del cilindro número 3, el orificio de la primera válvula de escape 451 del cilindro número 2 y el orificio de la segunda válvula de escape 452 del cilindro número 1.

Además, en correspondencia con el paso de suministro de aceite de trabajo 103C, se ha formado un paso de suministro de aceite de trabajo 103C' en la pared lateral trasera de la culata de cilindro 40 a lo largo de la dirección longitudinal de la culata de cilindro 40 a la posición de disposición del orificio de la primera válvula de admisión 441 del cilindro número 4, y el paso de suministro de aceite de trabajo 103C y el paso de suministro de aceite de trabajo 103C' están conectados uno a otro a través de un paso de cruce 103X. Además, el paso de suministro de aceite de trabajo 103C' se bifurca para conectar con el orificio de la primera válvula de admisión 441 del cilindro número 4, el orificio de la segunda válvula de admisión 442 del cilindro número 3, el orificio de la primera válvula de admisión 441 del cilindro número 2 y el orificio de la segunda válvula de admisión 442 del cilindro número 1.

Por lo tanto, en el cilindro número 1 y el cilindro número 2 entre el cilindro número 1, el cilindro número 2 y el cilindro número 3, es decir, los cilindros situados en el lado opuesto de la caja de cadena excéntrica C, todas las válvulas de motor que constan de la primera válvula de admisión 461, la segunda válvula de admisión 462, la primera válvula de escape 471 y la segunda válvula de escape 472, están configuradas de manera que se puedan parar.

Cuando se activan solenoides (no representados), las válvulas de control de la presión del aceite 113A, 113B, 113C operan de manera que la presión de aceite de trabajo se ejerza en los orificios de conexión PA, PB, PC mediante un orificio de entrada IN; cuando los solenoides se desactivan, la presión de aceite ejercida va a un orificio de drenaje D, y las válvulas de control de la presión del aceite 113A, 113B, 113C operan de modo que el aceite de trabajo sea suministrado a los mecanismos de parada de válvula 63, 69 a través del paso de suministro de aceite de trabajo 103A, el paso de suministro de aceite de trabajo 103B, y el paso de suministro de aceite de trabajo 103C (103C'). A propósito, en la figura 1, el símbolo IN denota un orificio de entrada, OUT denota un orificio de potencia, y D denota un orificio de drenaje.

Como se representa en la figura 9, las válvulas de control de la presión del aceite 113A, 113B, 113C reciben el aceite de trabajo reservado en una bandeja colectora de aceite 120. Un paso principal de presión de aceite 122 provisto de una bomba 121 está conectado a la bandeja colectora de aceite 120, y, en el lado de descarga de la bomba 121, un paso de bifurcación 123 conectado a las válvulas de control de la presión del aceite 113A, 113B, 113C se bifurca del paso principal de presión de aceite 122. Además, los orificios de drenaje D (véase la figura 1) de las válvulas de control de la presión del aceite 113A, 113B, 113C están conectados a un paso de drenaje 124 de modo que el aceite de trabajo pueda ser recuperado a la bandeja colectora de aceite 120.

El control de las válvulas de control de la presión del aceite 113A, 113B, 113C lo realiza la UEC 70, que es una unidad electrónica de control, en base a la abertura de la palanca (variable de operación de la válvula estranguladora) θ_g detectado por un sensor de abertura de la palanca G, la velocidad del motor Ne, el sensor magnético de discriminación de reposo 71 y análogos. Además, la UEC 70 controla la válvula estranguladora TH enviando una señal de orden de giro a cada uno de los motores 21A, 21B, detectando al mismo tiempo la abertura de la válvula estranguladora por un sensor de abertura de válvula estranguladora 22 con el fin de poner la abertura óptima de la válvula estranguladora en base al valor detectado por el sensor de abertura de la palanca G y análogos. Además, la cantidad de inyección de carburante en el inyector 26 es regulada en base a una señal de control de la UEC 70. Así, la UEC 70 tiene medios para cambiar las válvulas de control de la presión del aceite 113A, 113B, 113C, medios para controlar la abertura de la válvula estranguladora, y medios para controlar la cantidad de inyección de carburante.

ES 2 308 351 T3

A continuación, se describirán la parada de válvula y la parada de cilindro realizadas bajo el control de la UEC 70, centrándose la descripción en las operaciones de las válvulas de admisión 461, 462 y las válvulas de escape 471, 472 provistas de los mecanismos de parada de válvula 63, 69.

Como se representa en la figura 9, cuando se llevan a cabo la parada de válvula y la parada de cilindro, la UEC 70 mueve la válvula estranguladora TH enviando la señal de orden de giro a cada uno de los motores 21A, 21B detectando al mismo tiempo la abertura de la válvula estranguladora por el sensor de abertura de válvula estranguladora 22, en base a las señales de detección alimentadas desde el sensor de abertura de la palanca G y análogos. Además, la cantidad de inyección de carburante en el inyector 26 es regulada en base a la señal de control de la UEC 70.

Aquí, la cámara de aceite de presión 75 del mecanismo de parada de válvula 63 recibe el aceite de trabajo mediante el paso de suministro de aceite de trabajo 103, por lo que el muelle de retorno 77 se comprime, y el pasador deslizante 76 se sitúa en un lado comparativamente izquierdo en la figura 9. Además, el mecanismo de parada de válvula 69 en el lado de escape como se representa en la figura 2 también está configurado de modo que la presión de aceite del aceite de trabajo actúe en el pasador deslizante 76.

Por lo tanto, cuando el empujador de válvula 611 es deslizado por la fuerza de presión ejercida desde el dispositivo operativo de válvula de lado de admisión 58, el soporte de pasador 74 y el pasador deslizante 76 son movidos consiguientemente al lado de la primera válvula de admisión 461, y, concomitantemente, se ejerce una fuerza de presión en la dirección de apertura de válvula en la primera válvula de admisión 441 a la cámara de combustión 42 (carrera de admisión). La mezcla de gas en la cámara de combustión 42 es comprimida por el pistón 38 (véase la figura 2) y posteriormente es inflamada por una bujía (no representada) a combustión.

Además, como se representa en la figura 2, cuando el empujador de válvula 661 es deslizado por una fuerza de presión ejercida por el dispositivo operativo de válvula de lado de escape 68, el soporte de pasador 74 y el pasador deslizante 76 son movidos consiguientemente al lado de la válvula de escape 471, y, concomitantemente, se ejerce una fuerza de presión en la dirección de apertura de válvula en la válvula de escape 471, por lo que los gases de escape escapan a través del orificio de la primera válvula de escape 451 al orificio de escape 19 (carrera de escape).

Aquí, el procesado por la UEC 70 en el caso donde se cumplen condiciones predeterminadas y se llevan a cabo la parada de válvula y la parada de cilindro, se describirá en base a un diagrama de flujo representado en la figura 10. En primer lugar, la UEC 70 detecta la abertura de la palanca θg (paso S1), y se para el paso de corriente al inyector 26, parando por ello el suministro de carburante (F1) (paso S2). A continuación, las válvulas de escape 471, 472 y las válvulas de admisión 461, 462 se paran (paso S3).

La parada de las válvulas de escape 471, 472 y las válvulas de admisión 461, 462 se lleva a cabo como sigue.

Después de la terminación de la carrera de escape, un sensor de ángulo de manivela (no representado) o análogos confirma que se envíe una señal de control a cada una de las válvulas de control de la presión del aceite 113A, 113B, 113C, para descargar el aceite de trabajo de la cámara de aceite de presión 75 (véase la figura 5), y las válvulas de escape 471, 472 se paran. La parada de las válvulas de escape 471, 472 es confirmada mediante el uso del sensor magnético de discriminación de reposo 71. Cuando dicha distancia ds detectada por el sensor magnético de discriminación de reposo 71 ha alcanzado una distancia correspondiente a la posición donde el agujero de contención 87 y el agujero de introducción 81 coinciden, la UEC 70 determina que las válvulas de escape 471, 472 correspondientes al sensor magnético de discriminación de reposo 71 se han parado.

Después de confirmar la parada de las válvulas de escape 471, 472, se envía una señal de control a cada una de las válvulas de control de la presión del aceite 113A, 113B, 113C, para parar las válvulas de admisión 461, 462. La parada de las válvulas de admisión 461, 462 también se realiza en base a la distancia ds detectada por el sensor magnético de discriminación de reposo 71 dispuesto cerca del extremo de vástago 49a de cada una de las válvulas de admisión 461, 462, de la misma manera que antes.

Entonces, la válvula estranguladora TH se pone en un estado cerrado moviendo los motores 21A, 21B (paso S4), y se interrumpe el suministro de potencia eléctrica a la bujía (paso S5). El corte del encendido se lleva a cabo varios ciclos (en esta realización, 10 ciclos), y a continuación se resetea el encendido. Esto hace posible confirmar la parada de cilindro (reposo del cilindro) con un tiempo predeterminado, para evitar que la temperatura de la bujía disminuya al tiempo de la re-operación, y para llevar a cabo con seguridad la re-operación del cilindro con un tiempo predeterminado.

Bajo dicho control, el aceite de trabajo es descargado mediante el paso de drenaje 124 como se representa en la figura 11, el pasador deslizante 76 es movido por la fuerza del muelle de retorno 77 con el fin de reducir la cámara de aceite de presión 75, y el agujero de contención 87 coincide con el agujero de introducción 81 en el soporte de pasador 74. Incluso cuando el empujador de válvula 611 es movido al lado de la primera válvula de admisión 461 por el dispositivo operativo de válvula de lado de admisión 68 en esta condición, el extremo de vástago 49a (véase la figura 5) del vástago de válvula 49 se contiene solamente en el agujero de introducción 81 y el agujero de contención 87, y no se ejerce fuerza de presión en la primera válvula de admisión 461, de modo que el orificio de la primera válvula de admisión 441 se mantiene cerrado.

ES 2 308 351 T3

Además, el aceite de trabajo es descargado igualmente también del mecanismo de parada de válvula 69 en el lado de escape como se representa en la figura 3, el agujero de contención 87 coincide con el agujero de introducción 81 en el soporte de pasador 74, y no se ejerce fuerza de presión en la primera válvula de escape 471, de modo que el orificio de la primera válvula de escape 451 se mantiene cerrado.

A continuación, el procesado por la UEC 70 en el caso de reposición de un cilindro en el estado de reposo, las válvulas de admisión 461, 462 y las válvulas de escape 471, 472 se describirá en base a un diagrama de flujo representado en la figura 12.

En primer lugar, la UEC 70 detecta la abertura de la palanca θg (paso S11), y pone la válvula estranguladora TH en un estado abierto moviendo los motores 21A, 21B detectando al mismo tiempo la abertura de la válvula estranguladora por el sensor de abertura de válvula estranguladora 22, en base a la abertura de la palanca θg (paso S12).

A continuación, se ponen en funcionamiento las válvulas de admisión 461, 462 y las válvulas de escape 471, 472 (paso S13). Las operaciones de las válvulas de escape 471, 472 y las válvulas de admisión 461, 462 se realizan de la siguiente manera.

En primer lugar, se envía una señal de control a cada una de las válvulas de control de la presión del aceite 113A, 113B, 113C, por lo que se ejerce presión de aceite en el pasador deslizante 76 para mover el pasador deslizante 76, con el fin de poner en funcionamiento la primera válvula de escape 471. Las operaciones de las válvulas de escape 471, 472 son confirmadas utilizando del sensor magnético de discriminación de reposo 71. Cuando la distancia ds detectada por el sensor magnético de discriminación de reposo 71 es una distancia correspondiente a una posición donde el agujero de contención 87 y el agujero de introducción 81 no concuerdan, la UEC 70 determina que la válvula de escape 471, 472 correspondiente al sensor magnético de discriminación de reposo 71 ha cambiado a un estado operativo.

Después de confirmar las operaciones de las válvulas de escape 471, 472, se envía una señal de control desde la UEC 70 a cada una de las válvulas de control de la presión del aceite 113A, 113B, 113C (véase la figura 1), por lo que las válvulas de admisión 461, 462 se ponen en funcionamiento. Las operaciones de las válvulas de admisión 461, 462 son confirmadas en base a la distancia ds detectada por el sensor magnético de discriminación de reposo 71, de la misma manera que antes. Después de confirmar las operaciones de las válvulas de admisión 461, 462, el inyector 16 se pone en funcionamiento para iniciar el suministro de carburante (paso S14). A propósito, en este ejemplo, el cierre del encendido ha sido reseteado, de modo que el motor se mueve iniciando el suministro de carburante.

Aquí, se describirá cómo las válvulas de motor (las válvulas de escape 471, 472 y las válvulas de admisión 461, 462) operan según la abertura de la palanca θg y cómo la válvula estranguladora TH se abre para aumentar la potencia del motor, en base a las figuras 14 a 16. A propósito, en las figuras 14 a 16, las válvulas sombreadas son las válvulas de motor en el estado de reposo. Cuando todas las válvulas de admisión 461, 462 y las válvulas de escape 471, 472 que son las válvulas de motor están paradas (todas las válvulas están en reposo), se produce la parada de cilindro. Aquí, la primera válvula de admisión 461 y la primera válvula de escape 472 están dispuestas en una línea diagonal, mientras que la segunda válvula de admisión 462 y la segunda válvula de escape 472 están dispuestas en una línea diagonal, las válvulas de escape adyacentes 471, 472 de los dos cilindros adyacentes están configuradas como cilindros operativos, y una válvula de introducción de aire secundario AI está dispuesta entre las válvulas de escape 471, 472.

Como se representa en la figura 13, en el motor E en esta realización, los cilindros a operar y la abertura de la válvula estranguladora en cada grupo de cilindros se determinan de forma única, en base a la abertura de la palanca θg que mejor representa la intención de acelerar del conductor. Específicamente, el número de los grupos de cilindros a operar se incrementa con un aumento de al menos la abertura de la palanca θg . Además, si el cilindro ha de ser parado u operado se determina en base a si la velocidad del motor N_e es superior o inferior a un umbral. Estos son controlados por la UEC 70.

En primer lugar se describirá el caso donde la velocidad del motor N_e es inferior a un valor umbral α (velocidad del motor de cambio de válvula). En este caso, se establece la operación de 2 válvulas durante un tiempo de carga baja en que los grupos de cilindros individuales, aquí, el grupo de cilindros compuesto del cilindro número 3 y el cilindro número 4, el grupo de cilindros compuesto del cilindro número 2 (en esta realización, un solo cilindro), y el grupo de cilindros compuesto del cilindro número 1 (en esta realización, un solo cilindro) son operados utilizando válvulas únicas de admisión y escape.

En primer lugar, en el rango de un estado de marcha en vacío a la condición donde la abertura de la palanca θg es una abertura θg_2 , la parada de cilindro (reposo de todas las válvulas) se lleva a cabo en el cilindro número 1 y el cilindro número 2, la parada de válvula se lleva a cabo en el cilindro número 3 y el cilindro número 4, y, en esta condición, la abertura de la válvula estranguladora se incrementa gradualmente con un aumento de la abertura de la palanca θg .

En otros términos, en la condición representada en la figura 14, la válvula estranguladora TH para el cilindro número 3 y el cilindro número 4 se abre gradualmente operación de 2 cilindros y 2 válvulas representada en la figura 13). Aquí, la media de una relación de aumento ($dTH/d\theta g$) de la abertura de la válvula estranguladora a la abertura de la palanca en el cilindro número 3 y el cilindro número 4 se pone más alta que la media de la relación de aumento de la abertura de la válvula estranguladora a la abertura de la palanca en el cilindro número 2.

ES 2 308 351 T3

A continuación, cuando la abertura de la palanca θg llega a ser $\theta g2$, se lleva a cabo la parada de cilindro (reposo de todas las válvulas) en el cilindro número 1, mientras que la parada de válvula se lleva a cabo en el cilindro número 2, el cilindro número 3, y el cilindro número 4, y, en esta condición, la válvula estranguladora TH del cilindro número 2 empieza a abrirse, además del cilindro número 3 y el cilindro número 4 en que la abertura de la válvula estranguladora se incrementa continuamente a continuación. Es decir, en la condición representada en la figura 15, la válvula estranguladora TH en el cilindro número 2, además del cilindro número 3 y el cilindro número 4, se abre gradualmente (operación de 3 cilindros y 2 válvulas representada en la figura 13). Aquí, la media de la relación de aumento de la abertura de la válvula estranguladora a la abertura de la palanca en el cilindro número 2 se pone de manera que sea más alta que la del cilindro número 1 en que la válvula estranguladora empieza a abrirse a continuación.

Entonces, cuando la abertura de la palanca $\theta g2$ es una abertura $\theta g1$, la parada de válvula se lleva a cabo en todos los cilindros del cilindro número 1 al cilindro número 4, y, en esta condición, la válvula estranguladora TH del cilindro número 1 empieza a abrirse, además del cilindro número 3, el cilindro número 4, y el cilindro número 2 en que la válvula estranguladora aumenta posteriormente de forma continua. A saber, en la condición representada en la figura 16, la válvula estranguladora TH en el cilindro número 1, además del cilindro número 3 y el cilindro número 4, se abre gradualmente (operación de 4 cilindros y 2 válvulas representada en la figura 13). Por lo tanto, las aberturas de las válvulas estranguladoras en el cilindro número 3 y el cilindro número 4, en el cilindro número 2, y en el cilindro número 1 son diferentes, excepto durante el tiempo de abertura completa y el tiempo de cierre completo de la válvula estranguladora TH.

Por otra parte, cuando la velocidad del motor Ne llega o excede del valor umbral α , se establece la operación de 4 válvulas durante un tiempo de carga alta en que cada grupo de cilindros opera con dos válvulas de admisión y dos válvulas de escape. En primer lugar, en la condición donde no se lleva a cabo parada de válvula en el cilindro número 3, el cilindro número 4, el cilindro número 2 y el cilindro número 1, la abertura de la válvula estranguladora se incrementa secuencialmente según la abertura de la palanca θg , y se pone una abertura de la válvula estranguladora más adecuada a la intención de acelerar del conductor. Es decir, en la condición representada en la figura 17, la válvula estranguladora TH se abre gradualmente y secuencialmente en el orden del cilindro número 3, el cilindro número 4, el cilindro número 2 y el cilindro número 1 (operación de 4 cilindros y 4 válvulas representada en la figura 13). Por lo tanto, las aberturas de las válvulas estranguladoras en el cilindro número 3 y el cilindro número 4, en el cilindro número 2, y en el cilindro número 1 son diferentes, excepto durante el tiempo de abertura completa y el tiempo de cierre completo de la válvula estranguladora TH.

Por lo tanto, según la realización antes descrita, las aberturas de las válvulas estranguladoras en el cilindro número 3 y el cilindro número 4, en el cilindro número 2, y en el cilindro número 1 son diferentes, excepto durante el tiempo de abertura completa y el tiempo de cierre completo de la válvula estranguladora TH, y la válvula estranguladora TH en el grupo de cilindros siguiente se abre antes de que la abertura de la válvula estranguladora en el primer grupo de cilindros llegue al estado completamente abierto. Por lo tanto, en comparación con el caso donde las válvulas estranguladoras en todos los grupos de cilindros se abren simultáneamente para aumentar por ello la potencia, el motor E puede ser operado con alta eficiencia de combustión, que puede contribuir a la mejora del consumo de carburante. Entre otros, dado que la válvula estranguladora en el grupo de cilindros siguiente se abre antes de que la abertura de la válvula estranguladora en el primer grupo de cilindros llegue al estado completamente abierto, es posible eliminar el escalón en la potencia, y llevar a cabo una operación suave.

Además, en esta realización, la media de la relación de aumento ($dTH/d\theta g$) de la abertura de la válvula estranguladora a la abertura de la palanca en el cilindro número 3 y el cilindro número 4 cuyas válvulas estranguladoras se abren primero, se pone más alta que la media de la relación de aumento de la abertura de la válvula estranguladora a la abertura de la palanca en el cilindro número 2 cuya abertura de estrangulación empieza a abrirse posteriormente. Además, la media de la relación de aumento de la abertura de la válvula estranguladora a la abertura de la palanca en el cilindro número 2 se pone más alta que en el cilindro número 1 cuya válvula estranguladora empieza a abrirse a continuación. En otros términos, la relación de aumento en un cilindro cuya válvula estranguladora se abre primero al tiempo de comenzar la operación de agarre, se pone de manera que sea alta, y las relaciones de aumento en los cilindros cuyas válvulas estranguladoras se abren a continuación secuencialmente se ponen de modo que bajen gradualmente. Con referencia a la figura 13, las inclinaciones de las tres líneas se ponen así de modo que la inclinación sea más grande cuando la línea esté situada en el lado más izquierdo.

Por lo tanto, dado que la relación de aumento es alta en un rango de carga baja, poniendo la abertura de la válvula estranguladora al estado completamente abierto antes, es posible operar en el rango con un factor de carga más alto, y reducir la pérdida de bombeo, de modo que se puede lograr una mejora en el consumo de carburante.

Además, limitando la cantidad de aire de admisión en un tiempo de carga baja, es posible mejorar la tasa de flujo del aire de admisión, y mejorar la eficiencia de combustión. Además, parando una válvula o válvulas especificadas, es posible generar un remolino de aire de admisión. Como resultado, el consumo de carburante se puede mejorar más.

Aquí, la figura 18 representa una segunda realización de la presente invención, en la que la abertura de la válvula estranguladora en relación a la abertura de la palanca es diferente en el cilindro número 3 y el cilindro número 4, en el cilindro número 2, y en el cilindro número 1, como se representa en la figura 13. A saber, las aberturas de las válvulas estranguladoras puestas para el cilindro número 3 y el cilindro número 4, para el cilindro número 2, y para el cilindro número 1 se ponen de modo que el factor de aumento se amplíe gradualmente según la abertura de la palanca

ES 2 308 351 T3

θg cerca del cierre completo de la válvula estranguladora y que el factor de aumento se reduzca gradualmente según la abertura de la palanca θg cerca de la abertura completa de la válvula estranguladora. Específicamente, en la figura 18, las aberturas de las válvulas estranguladoras en el cilindro número 3 y el cilindro número 4, en el cilindro número 2, y en el cilindro número 1 se ponen de manera que la relación de aumento (subida) se reduzca gradualmente cerca de la posición de abertura completa, y las aberturas de las válvulas estranguladoras en el cilindro número 2 y el cilindro número 1 se ponen de manera que la relación de aumento (subida) se amplíe gradualmente cerca de la posición de cierre completo.

Por lo tanto, la relación de aumento de la abertura de la válvula estranguladora se reduce gradualmente cerca de la abertura completa de la válvula estranguladora para el cilindro número 3 y el cilindro número 4, y la relación de aumento de la abertura de la válvula estranguladora se amplía al inicio de la abertura de la válvula estranguladora para el cilindro número 2, por lo que el proceso en el que la abertura de la válvula estranguladora para el cilindro número 3 y el cilindro número 4 se pone gradualmente en el estado completamente abierto puede ser compensado por la subida al inicio de la abertura de la válvula estranguladora para el cilindro número 2; por lo tanto, es posible reducir la variación de potencia al tiempo de iniciar la operación del cilindro número 2, lograr una mayor sensación de potencia, y mejorar la conducibilidad.

Además, igualmente, la relación de aumento de la abertura de la válvula estranguladora se reduce gradualmente cerca de la abertura completa de la válvula estranguladora para el cilindro número 2, y la relación de aumento de la abertura de la válvula estranguladora se amplía al inicio de la abertura de la válvula estranguladora para el cilindro número 1, por lo que el proceso en que la abertura de la válvula estranguladora del cilindro número 2 se pone gradualmente en el estado completamente abierto puede ser compensado por la subida al inicio de la abertura de la válvula estranguladora del cilindro número 1. Por lo tanto, es posible reducir la variación de la potencia al tiempo de comenzar la operación del cilindro número 1, lograr una mayor sensación de potencia, y mejorar la conducibilidad.

Además, la figura 19 representa una tercera realización de la presente invención, en que las aberturas al inicio de la abertura de las válvulas estranguladoras TH para el cilindro número 2 y el cilindro número 1 en la primera realización representada en la figura 13 se ponen a una abertura predeterminada (por ejemplo, 5°). A propósito, la figura 19 representa un ejemplo del cilindro número 2.

Según la tercera realización, es posible suprimir la disminución en la potencia debido a la pérdida de bombeo que se generaría al tiempo en que la válvula estranguladora TH del cilindro número 2 está en el estado completamente cerrado durante la operación del cilindro número 2. Por lo tanto, es posible eliminar la disminución de la potencia cuando el cilindro número 2 opera, y asegurar una subida suave. A propósito, esta realización es aplicable también a la segunda realización.

Además, las figuras 20 y 21 muestran una cuarta realización de la presente invención. En esta realización, además de la primera realización, la relación de aumento de la abertura de la válvula estranguladora a la abertura de la palanca se incrementa desde el cierre completo a la abertura completa de la válvula estranguladora. Específicamente, como se representa en la figura 20, las líneas de subida para el cilindro número 3 y el cilindro número 4, para el cilindro número 2, y para el cilindro número 1 se ponen de manera que el grado de subida sea más pronunciado durante el último período cerca del final de la subida.

Como se representa en la figura 21, generalmente, la característica de potencia (PS) contra la velocidad del motor Ne en un cilindro arbitrario se pone según la abertura de la válvula estranguladora; sin embargo, una característica cerca de la de un tiempo de abertura completa (tiempo de plena abertura) (WOT) se visualiza incluso cuando la abertura de la válvula estranguladora es 50% en base a la del tiempo de abertura completa (WOT). Por lo tanto, aunque la potencia se reduzca con respecto al tiempo de abertura completa (WOT) a su 50%, la potencia no baja un grado correspondiente. Por lo tanto, es imposible obtener una característica de potencia que sea lineal en relación a la abertura de la palanca determinando la abertura de la válvula estranguladora, es decir, en relación a la intención del conductor de operar el motor. En otros términos, cuando la válvula estranguladora se abre gradualmente, se puede obtener un cierto grado de subida en la potencia en el período de inicio de la operación de apertura, pero es imposible obtener una subida satisfactoria en la potencia en el período final de la operación de apertura.

En vista de lo anterior, en esta realización, la subida en potencia (la relación de aumento) se suprime en el período de inicio de operación cuando la subida de potencia es grande, y la subida de potencia se pone más grande en el último período cerca del final de la operación de la palanca. Por lo tanto, la variación en característica de potencia con abertura de la palanca es lineal, y se puede mejorar la conducibilidad. Consiguientemente, la potencia se incrementa, sin sentido de incompatibilidad, según la abertura de la palanca que representa la intención de acelerar del conductor, y se puede lograr una operación agradable.

Además, las figuras 22 a 24 muestran una quinta realización de la presente invención. En esta realización, si la válvula se ha de parar u operar se determina dependiendo de si la velocidad del motor Ne es superior o inferior a un valor umbral α ; se lleva a cabo una operación de 2 válvulas cuando la velocidad del motor Ne es inferior al valor umbral α , y se lleva a cabo una operación de 4 válvulas cuando la velocidad del motor Ne no es menor que el valor umbral α . Como se representa en la figura 23, la característica de potencia contra la velocidad del motor Ne es diferente entre la operación de 2 válvulas y la operación de 4 válvulas. Cuando estos dos casos se usan de forma conmutada, como se representa en la figura 22, se genera un punto de discontinuidad P que tiene una caída en la potencia en la

ES 2 308 351 T3

posición del valor umbral α de la velocidad del motor Ne que es una porción de intersección de ambas características, en la característica de potencia contra la velocidad del motor Ne. Con el fin de eliminar el punto de discontinuidad P, la abertura real de la válvula estranguladora se incrementa en el rango desde un punto inmediatamente antes del valor umbral α de la velocidad del motor al tiempo de cambio de operación a un punto inmediatamente después del valor umbral α . Específicamente, mientras que la abertura real de la válvula estranguladora se determina por la fórmula siguiente:

$$(\text{Abertura real de la válvula estranguladora}) = (\text{valor básico de abertura del estrangulador}) \times (\text{coeficiente de corrección}),$$

el coeficiente de corrección puesto normalmente a "1" se incrementa a un valor superior a "1", cerca del punto de discontinuidad P que tiene dicha caída, de modo que el valor del coeficiente de corrección tiene un pico en el punto de discontinuidad P (véase la figura 24), por lo que el valor básico de la abertura del estrangulador se corrige con el fin de obtener la abertura requerida del estrangulador.

Esto hace posible suprimir la variación de par al tiempo de cambio del número de válvulas, para obtener por ello la característica de potencia lineal (indicada con línea de puntos y trazos en la figura 22), y mejorar la conducibilidad.

A propósito, la presente invención no se limita a las realizaciones antes descritas; aunque la descripción se ha realizado tomando como un ejemplo una motocicleta, la invención es aplicable también a vehículos de cuatro ruedas. En ese caso, la abertura del pedal acelerador puede ser usada en lugar de la abertura de la palanca. Además, aunque la descripción se ha realizado tomando como un ejemplo el caso donde el motor tiene cuatro cilindros y cada cilindro está provisto de cuatro válvulas (válvulas de admisión y escape), la invención es aplicable también a un motor en el que cada cilindro está provisto de una válvula de admisión y una válvula de escape. Además, la invención es aplicable no solamente a un motor de 4 cilindros, sino también a un motor de 6 cilindros, y la combinación de cilindros y el número de grupos de cilindros se puede establecer libremente; por ejemplo, tres de los seis cilindros constituyen un grupo de cilindros, dos de los cilindros constituyen otro grupo de cilindros, y el cilindro restante constituye por separado un grupo de cilindros. Dicho mecanismo de parada de válvula es un mero ejemplo, y se puede adoptar un mecanismo de parada de válvula del tipo en el que la parada de válvula se logra mediante la utilización de un brazo basculante. Además, todos los cilindros se pueden poner en la parada de todas las válvulas. Además, aunque se ha descrito el caso donde se establece la operación de 4 cilindros cuando la velocidad del motor Ne en operación de 2 cilindros ha excedido el valor umbral α , se puede adoptar varios modos; por ejemplo, se puede adoptar la transición de operación de 2 cilindros a operación de 3 cilindros y además a operación de 4 cilindros según la velocidad del motor Ne.

63, 69: mecanismo de parada de válvula (mecanismo de parada de cilindros)

70: UEC (unidad de control de válvula estranguladora)

113A, 113B, 113C: válvula de control de la presión del aceite (mecanismo de control de número de válvulas variable)

α : valor umbral (velocidad del motor de cambio de válvula)

TH: válvula estranguladora

θg : abertura de la palanca (variable de operación de la válvula estranguladora)

$dTH/d\theta g$: relación de aumento.

REIVINDICACIONES

1. Un motor de combustión interna de parada de cilindros (E) incluyendo:

una pluralidad de cilindros (número 1, número 2, número 3, número 4) divididos en dos o más grupos, pudiendo pararse al menos algunos de dichos cilindros () a través de un mecanismo de parada de cilindros (63, 69),

una válvula estranguladora (TH) de cada dicho cilindro número 1, número 2, número 3, número 4 que puede operar independientemente en base a dicho grupo al que pertenece dicho cilindro (12A, 12B, 12C, 52, 53),

y controlándose el número de cilindros de parada (número 1, número 2) según una variable de operación de la válvula estranguladora (θg) establecida por el conductor,

donde la abertura de la válvula estranguladora (TH) es diferente entre dichos grupos,

excepto durante el tiempo de abertura completa (WOT) y el tiempo de cierre completo de dicha válvula estranguladora (TH),

y una unidad de control de válvula estranguladora (70) para abrir dicha válvula estranguladora (TH) en el grupo de cilindros siguiente antes de que la abertura de la válvula estranguladora (TH) del primer grupo de cilindros se ponga en un estado completamente abierto,

caracterizado porque,

la media de la relación de aumento ($dTH/d\theta g$) de la abertura de la válvula estranguladora (TH) a dicha variable de operación de la válvula estranguladora (θg) en cada dicho grupo de cilindros se pone más alta para el grupo de cilindros (número 3, número 4) cuya válvula estranguladora (TH) se abre primero al inicio de la operación de la válvula estranguladora, y dicha media se pone de manera que sea gradualmente inferior para los grupos de cilindros (número 1, número 2) cuyas válvulas estranguladoras (TH) se abren a continuación secuencialmente.

2. Un motor de combustión interna de parada de cilindros (E) incluyendo:

una pluralidad de cilindros (número 1, número 2, número 3, número 4) divididos en dos o más grupos,

pudiendo pararse al menos algunos de dichos cilindros (número 1, número 2, número 3, número 4) a través de un mecanismo de parada de cilindros (63, 69),

una válvula estranguladora (TH) de cada dicho cilindro (número 1, número 2, número 3, número 4) que puede operar independientemente en base a dicho grupo al que pertenece dicho cilindro (12A, 12B, 12C, 52, 53),

y controlándose el número de cilindros de parada (número 1, número 2) según una variable de operación de la válvula estranguladora (θg) establecida por el conductor,

donde la abertura de la válvula estranguladora (TH) es diferente entre dichos grupos,

excepto durante el tiempo de abertura completa (WOT) y el tiempo de cierre completo de dicha válvula estranguladora (TH),

y una unidad de control de válvula estranguladora (70) para abrir dicha válvula estranguladora (TH) en el grupo de cilindros siguiente antes de que la abertura de la válvula estranguladora (TH) del primer grupo de cilindros se ponga en un estado completamente abierto,

donde dicha pluralidad de cilindros (12A, 12B, 12C, 52, 53) incluye cilindros normalmente operativos (número 3, número 4) y cilindros que pueden parar (número 1, número 2)

caracterizado porque,

la abertura al inicio de la abertura de dicha válvula estranguladora (TH) en dicho cilindro parable (número 1, número 2) se pone a un valor de abertura inicial predeterminado.

3. El motor de combustión interna de parada de cilindros (E) según cualquiera de las reivindicaciones precedentes, donde la abertura de la válvula estranguladora puesta para cada dicho grupo de cilindros se pone de modo que la relación de aumento ($dTH/d\theta g$) se amplíe gradualmente según dicha variable de operación de la válvula estranguladora (θg) cerca del cierre completo de dicha válvula estranguladora (TH), y la relación de aumento ($dTH/d\theta g$) se reduce

ES 2 308 351 T3

gradualmente según dicha variable de operación de la válvula estranguladora (θg) cerca de la abertura completa de dicha válvula estranguladora (TH).

5 4. El motor de combustión interna de parada de cilindros (E) según alguna de las reivindicaciones precedentes, donde un mecanismo de control de número de válvulas variable (113A, 113B, 113C) está dispuesto en la base de cada cilindro (número 1, número 2, número 3, número 4) y una válvula o válvulas especificadas se paran en un tiempo de carga baja.

10 5. El motor de combustión interna de parada de cilindros (E) según cualquiera de las reivindicaciones precedentes, donde en el caso de cambiar el número de válvulas operativas por dicho mecanismo de control de número de válvulas variable (113A, 113B, 113C), la abertura de la válvula estranguladora se incrementa antes de una velocidad del motor de cambio de válvula (α).

15 6. El motor de combustión interna de parada de cilindros (E) según cualquiera de las reivindicaciones precedentes, donde la relación de aumento ($dTH/d\theta g$) de dicha abertura de la válvula estranguladora a dicha variable de operación de la válvula estranguladora (θg) se incrementa desde el cierre completo de dicha válvula estranguladora (TH) a la abertura completa de dicha válvula estranguladora.

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

FIG. 1

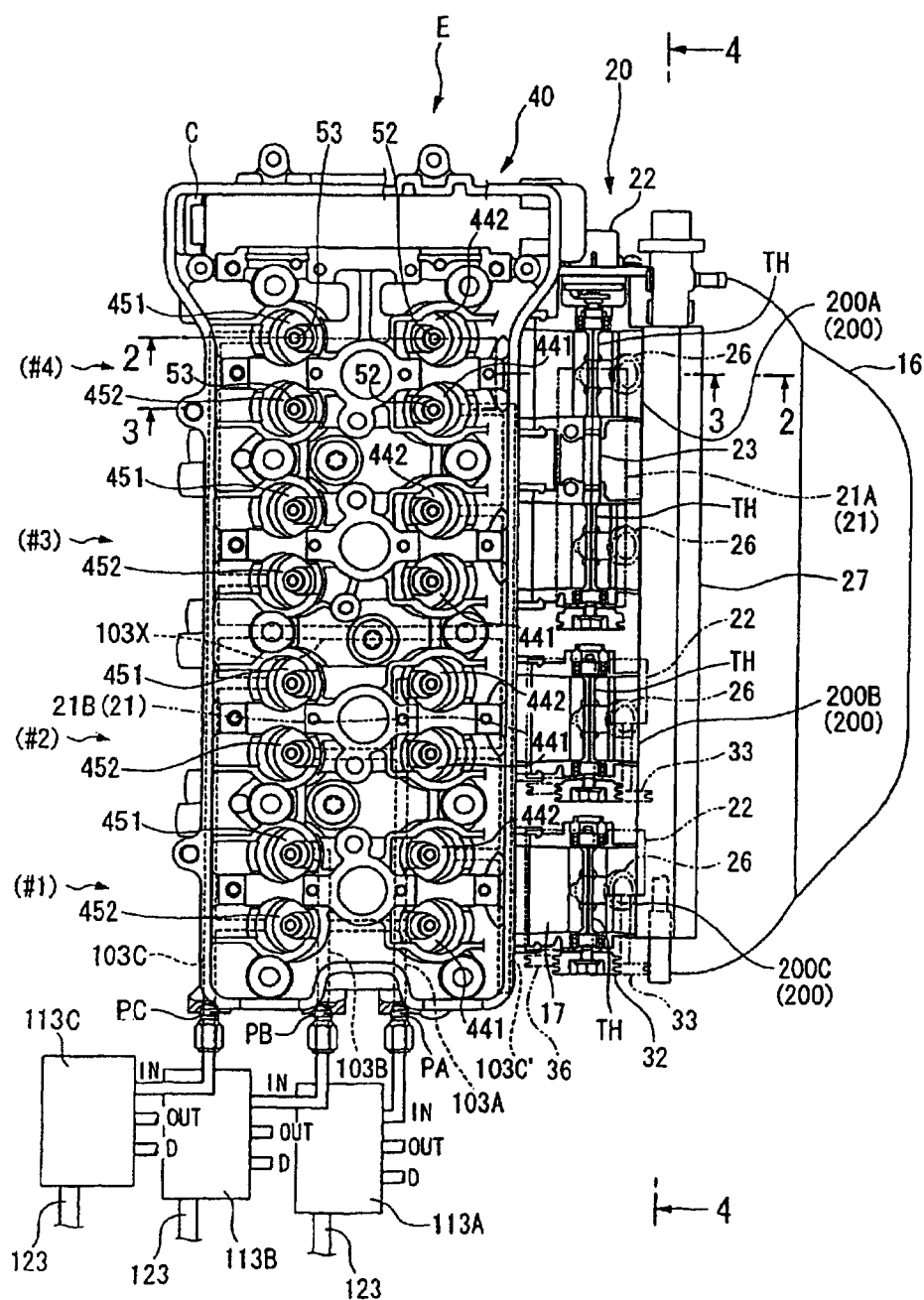


FIG. 2

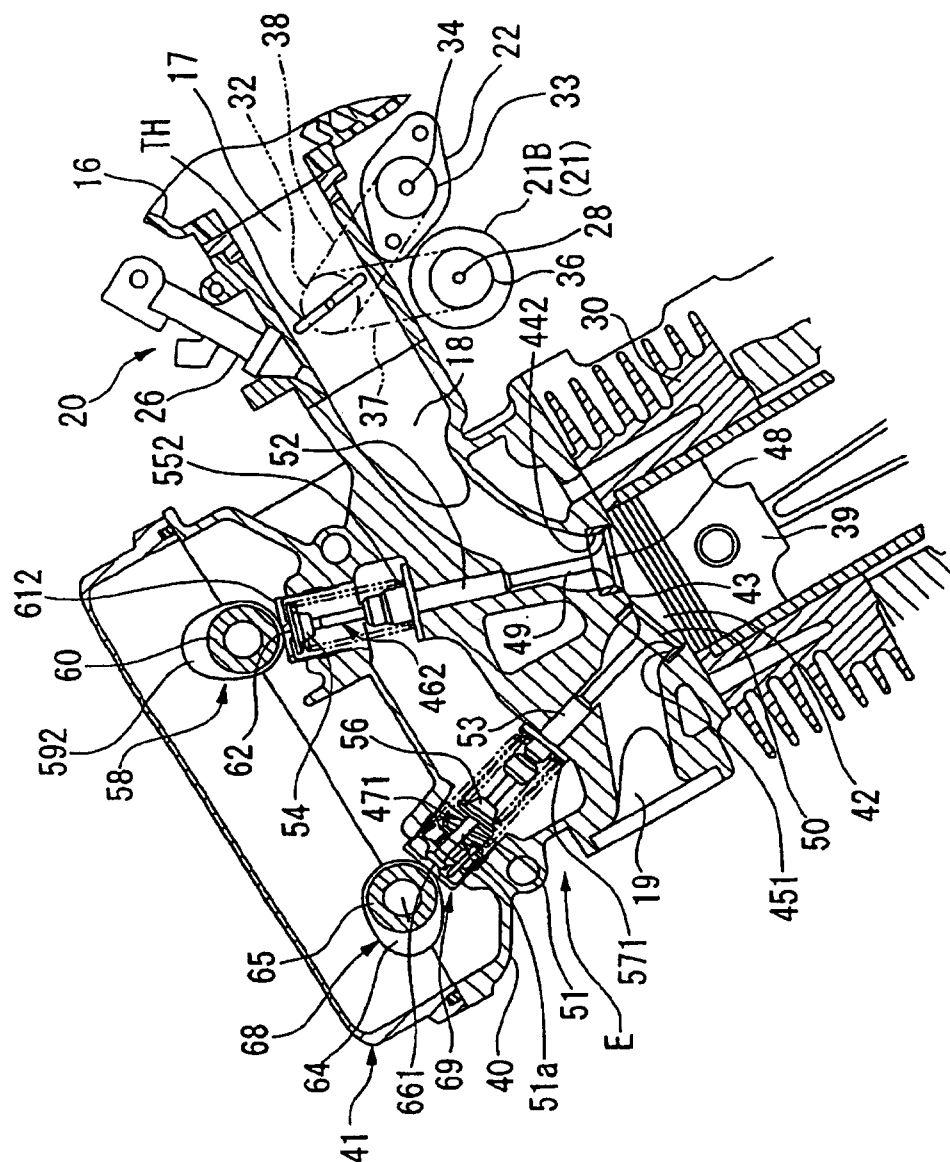


FIG. 3

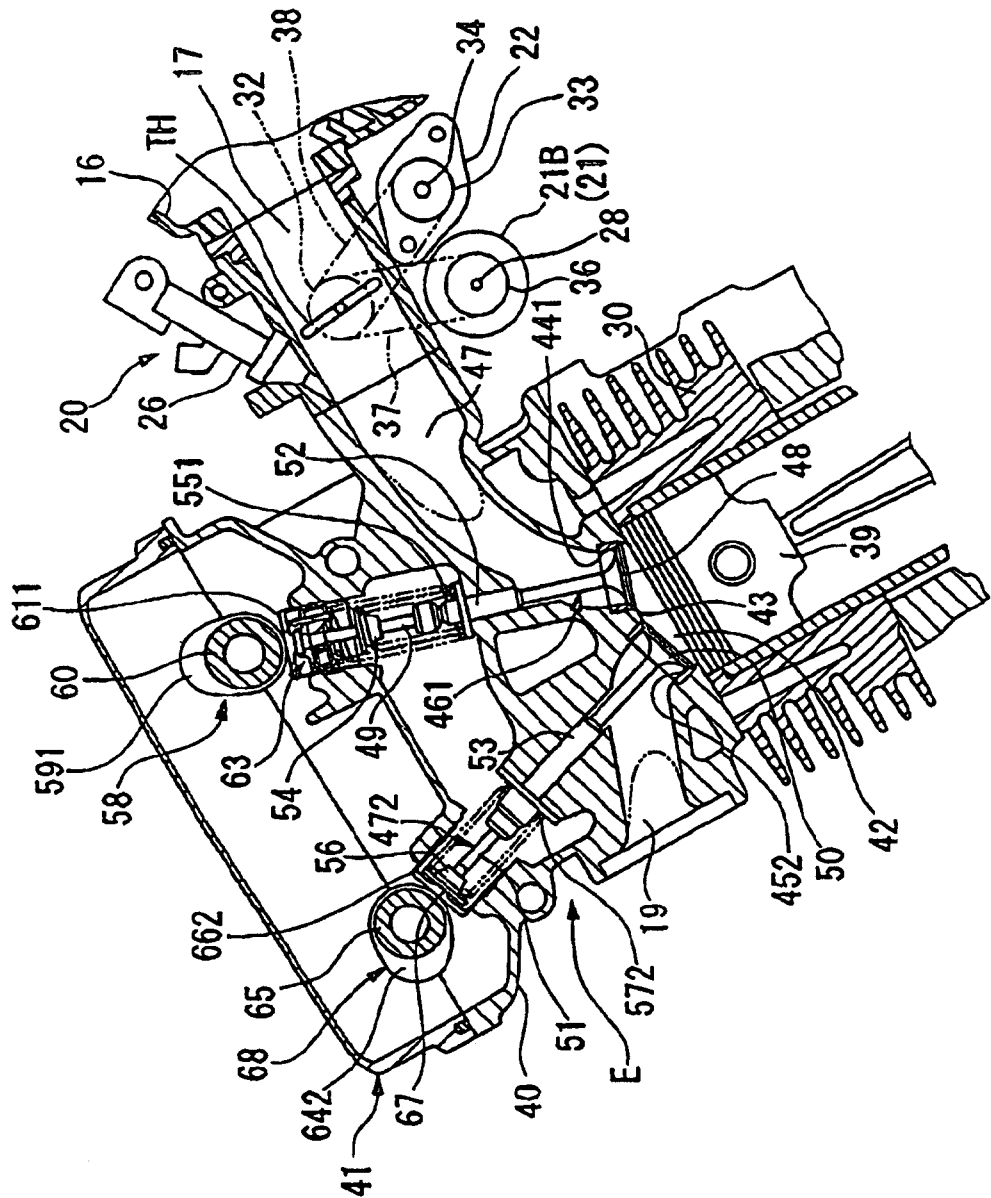


FIG. 4

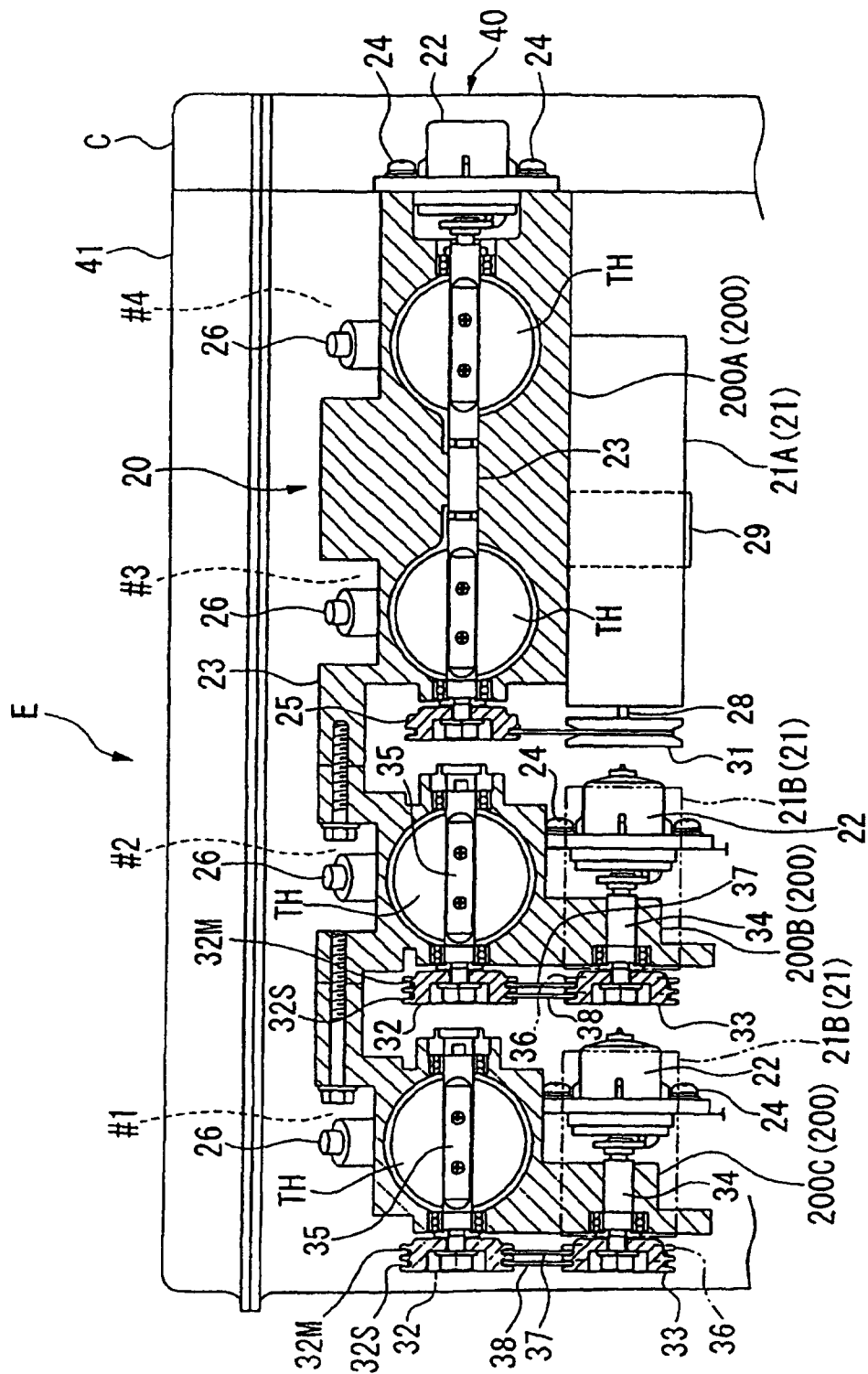


FIG. 5

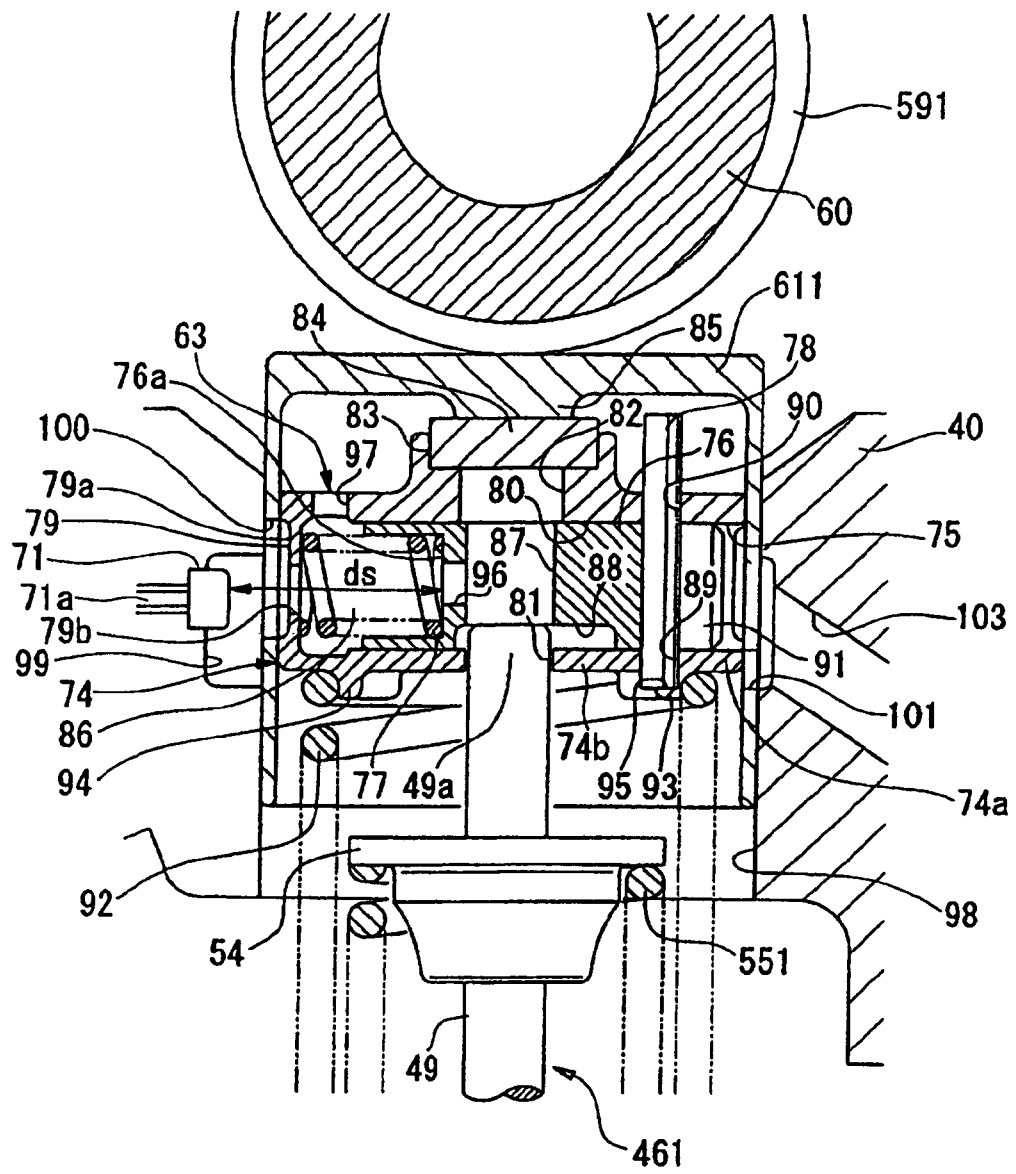


FIG. 6

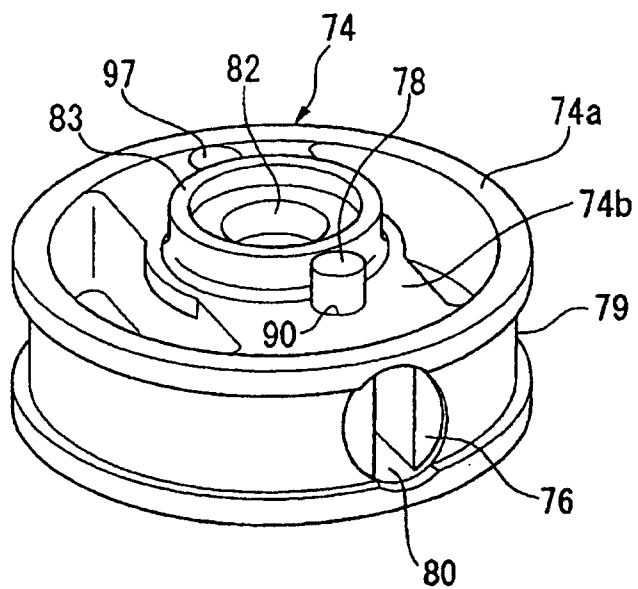


FIG. 7

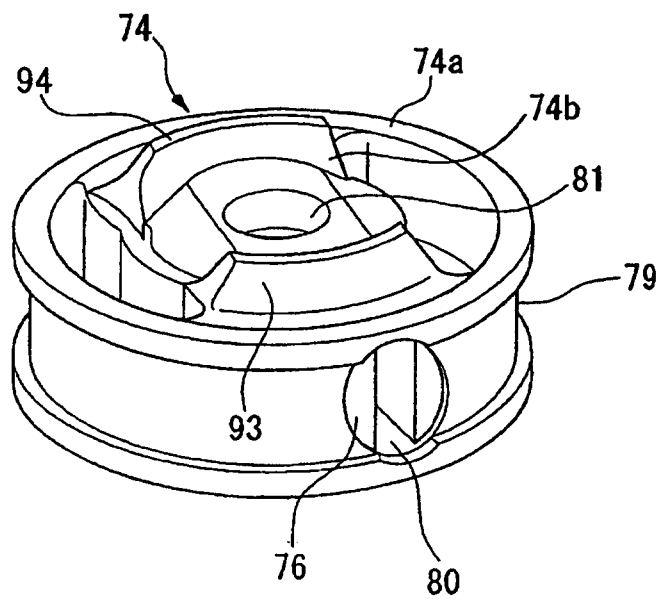


FIG. 8

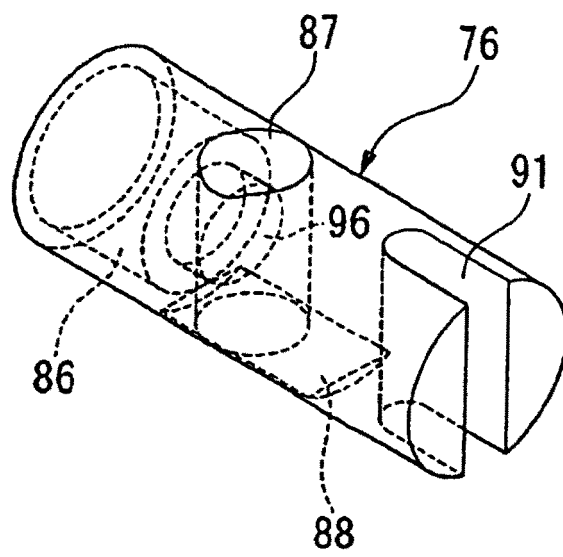


FIG. 9

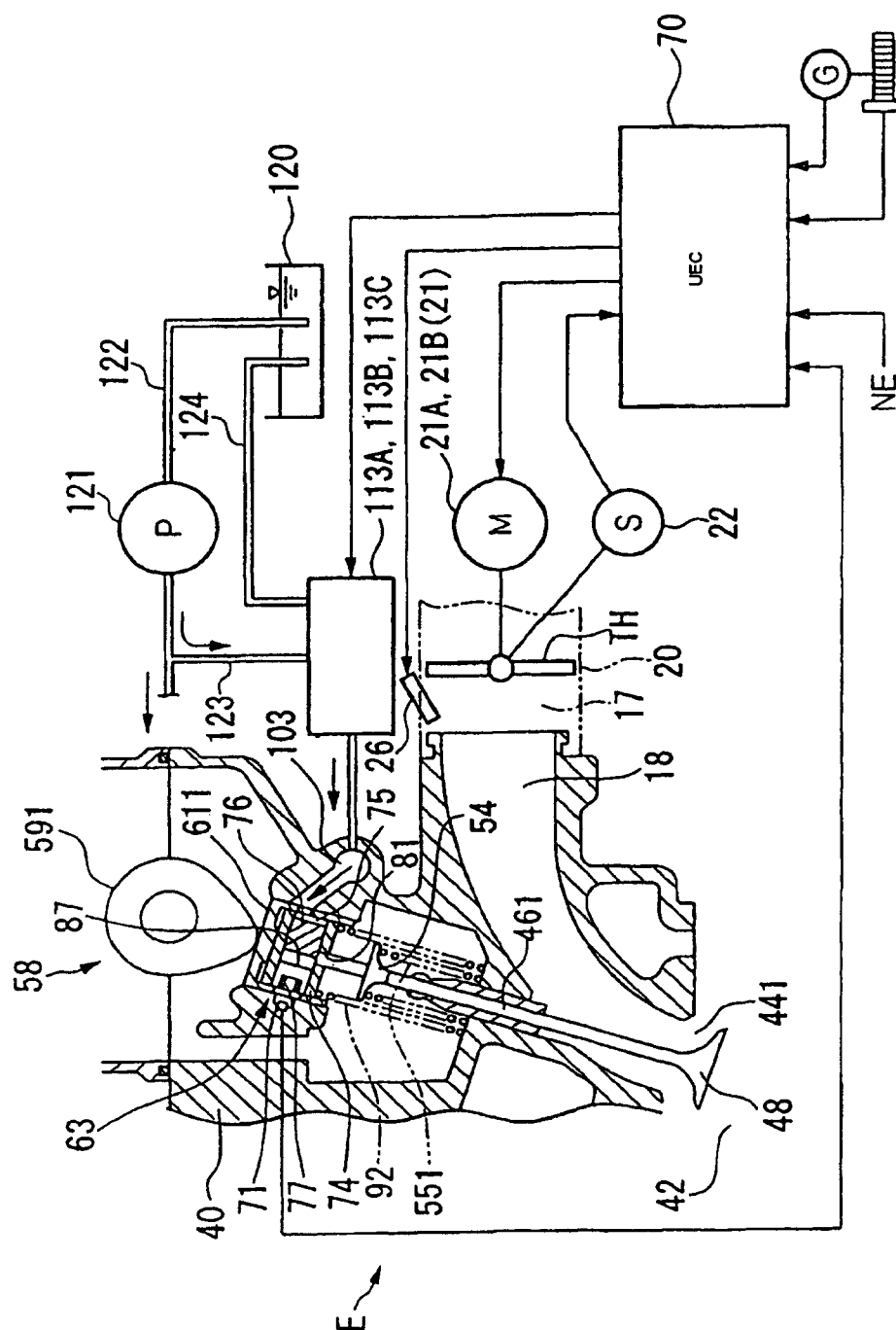


FIG. 10

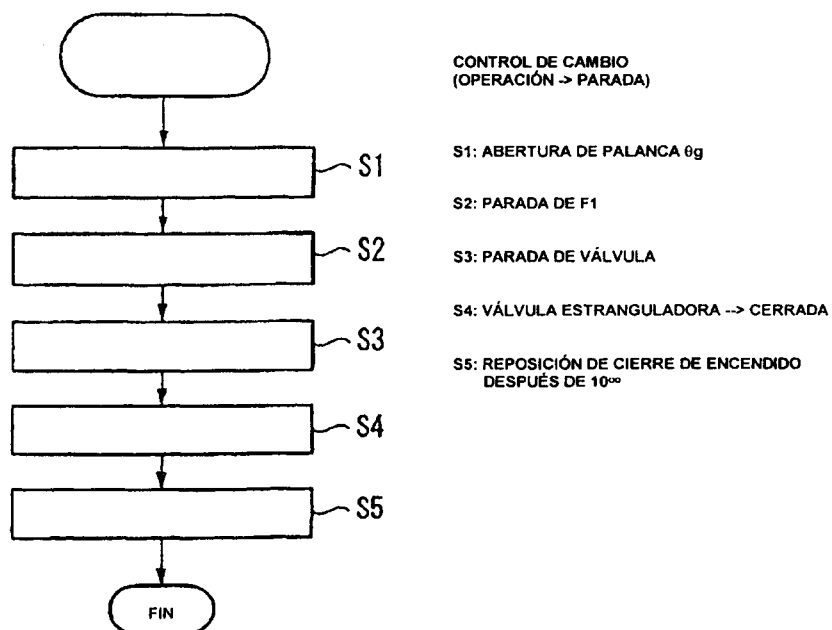


FIG. 11

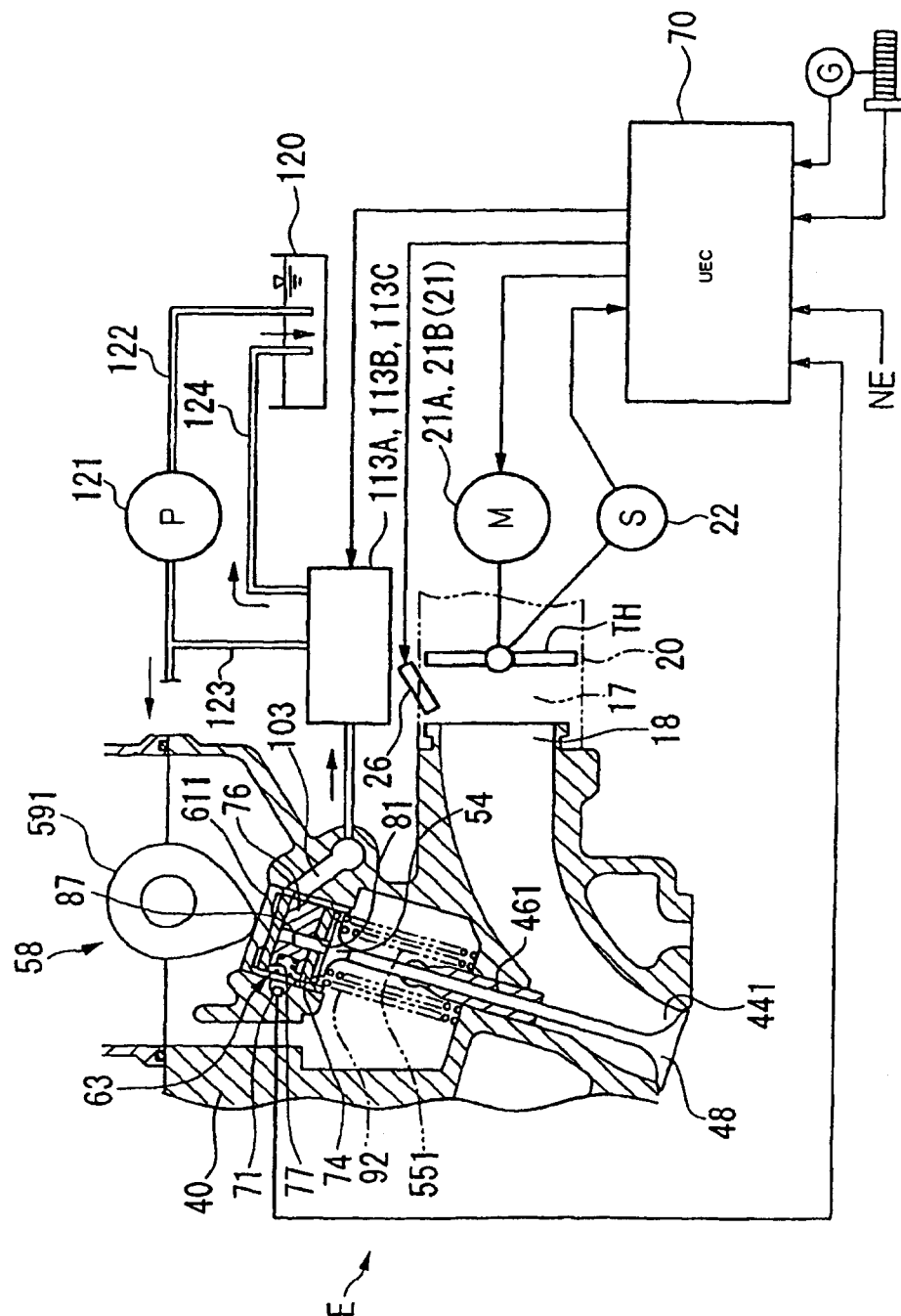


FIG. 12

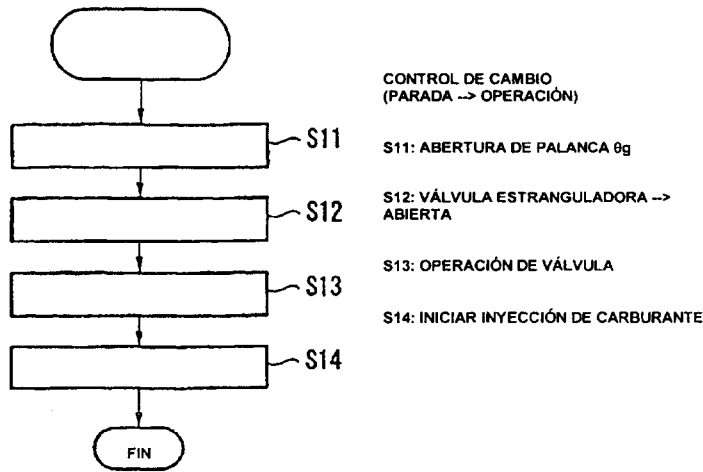


FIG. 13

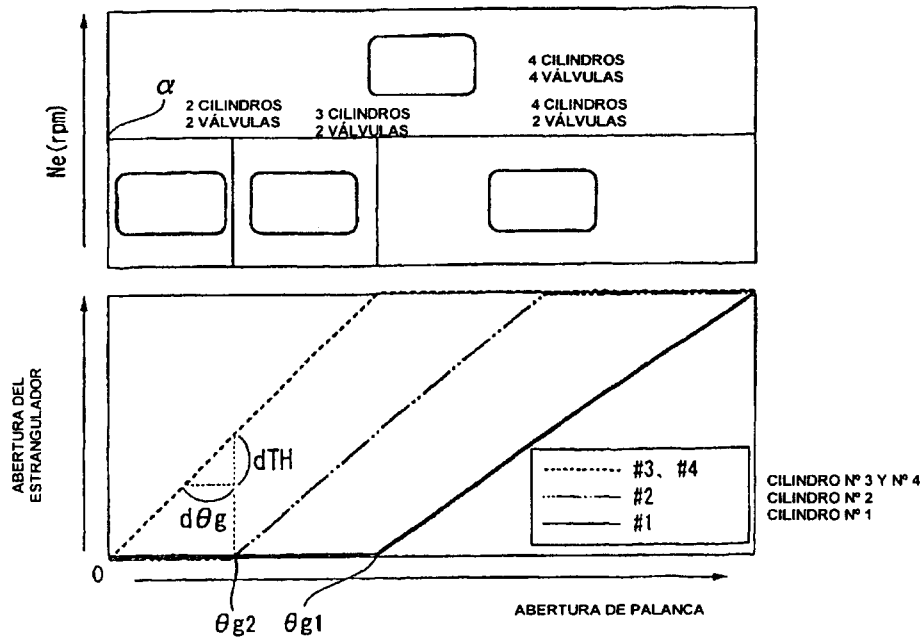


FIG. 14

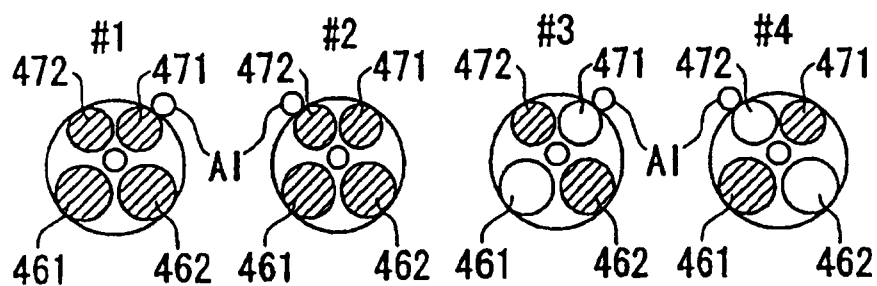


FIG. 15

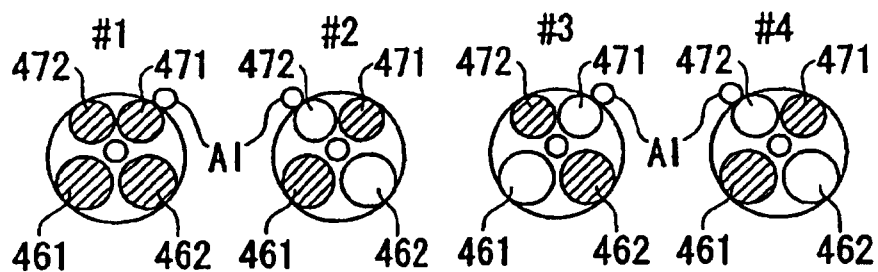


FIG. 16

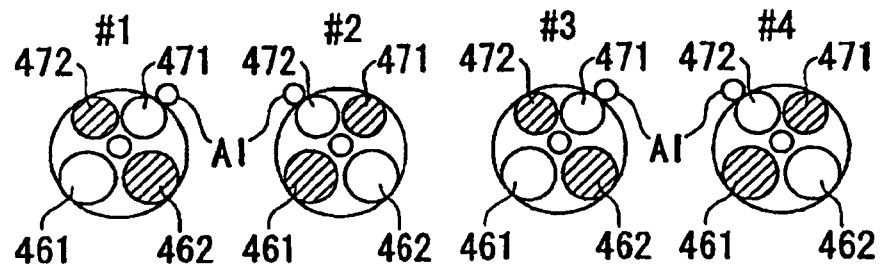


FIG. 17

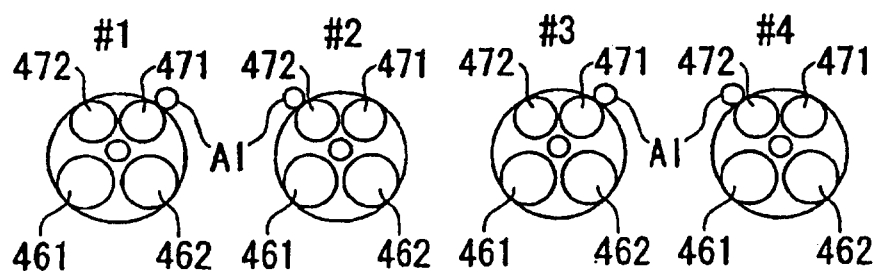


FIG. 18

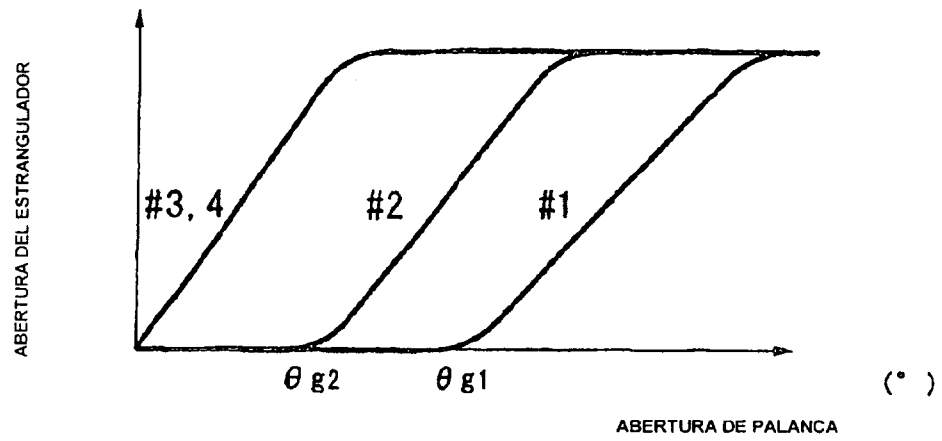


FIG. 19

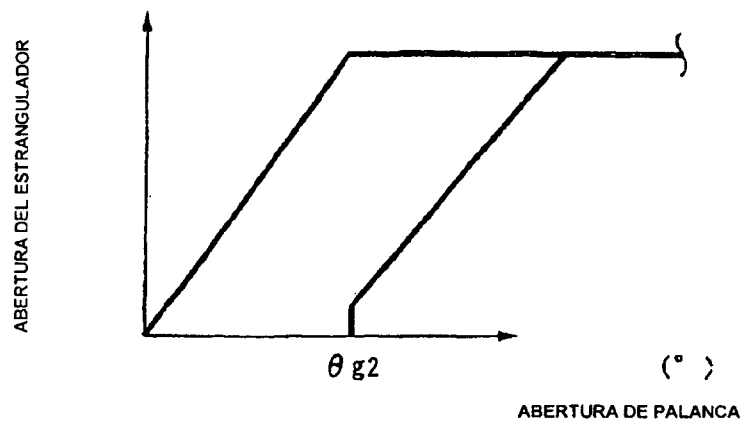


FIG. 20

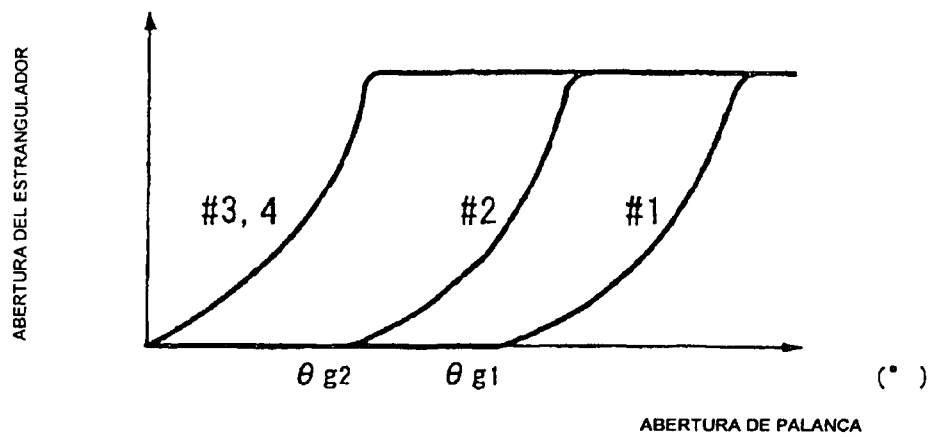


FIG. 21

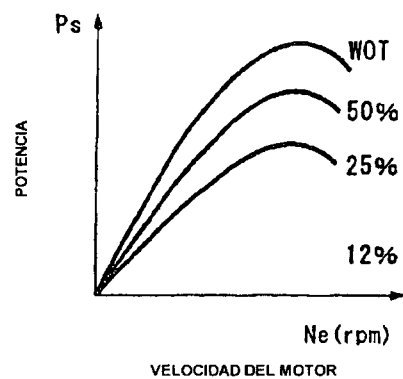


FIG. 22

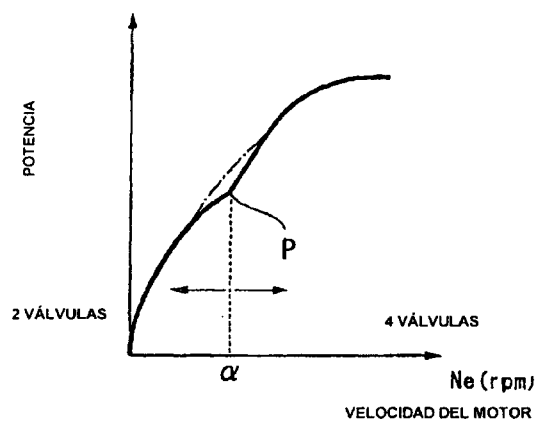


FIG. 23

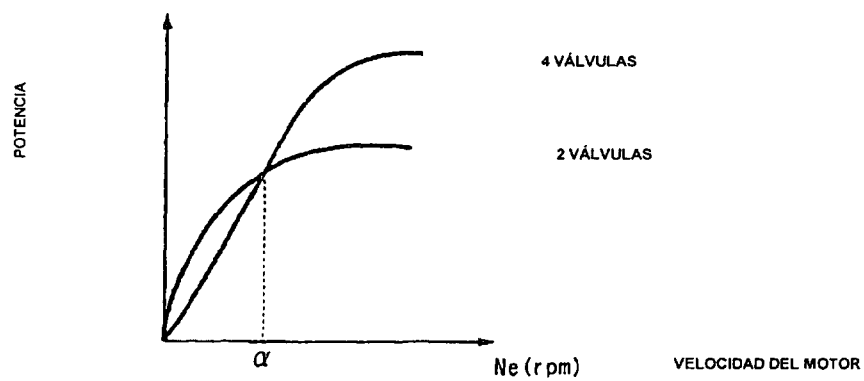


FIG. 24

