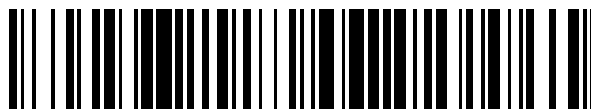


19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 435 815**

51 Int. Cl.:

F02B 71/06 (2006.01)

F01L 9/04 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **23.12.2010** **E 10801692 (4)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **16.10.2013** **EP 2516826**

54 Título: **Sistema de gestión de combustión**

30 Prioridad:

24.12.2009 GB 0922539

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:
23.12.2013

73 Titular/es:

LIBERTINE FPE LTD (100.0%)
Link Hall Wheldrake Lane
York, Yorkshire YO19 4SQ, GB

72 Inventor/es:

COCKERILL, SAM

74 Agente/Representante:

DE ELZABURU MÁRQUEZ, Alberto

ES 2 435 815 T3

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

DESCRIPCIÓN

Sistema de gestión de combustión

La presente invención está relacionada con un sistema de gestión de combustión de un motor de combustión interna. Más específicamente, la presente invención está relacionada con un sistema de gestión de combustión para un motor de combustión que tiene por lo menos un cilindro con unos medios de admisión que comprenden una válvula deslizante de lumbrera y una electroválvula de vástago (*poppet*) dispuestas en serie y que se proporcionan a una distancia de los extremos del cilindro, y una electroválvula de vástago de escape que se proporciona en cada uno de los extremos del cilindro.

Se sabe cómo utilizar motores de combustión interna para generar energía eléctrica. Por otra parte, existen diversos sistemas para generar energía eléctrica que utilizan un generador lineal acoplado a un motor de pistón libre, en donde el movimiento lineal de los pistones en vaivén a través de una o más bobinas eléctricas genera un flujo magnético, por ejemplo el documento US-A-7318506.

Sin embargo, la eficiencia de este tipo de sistema de generación eléctrica es sumamente dependiente de la eficiencia del motor de pistón libre que lo impulsa y, por lo tanto, es sumamente deseable un motor de pistón libre que tenga una buena eficiencia.

Anteriormente, los motores de pistón estaban provistos con medios de admisión y válvula de escape en cada cámara de combustión cerca de los extremos del cilindro, por ejemplo el documento US-A-6199519. Como resultado de que los medios de admisión se encuentran cerca de la válvula de escape en las cámaras de combustión del motor, el barrido (*scavenging*) en la cámara de combustión se logra por lo general mediante ciclos de barrido. Esto se traduce en un barrido incompleto, y además parte de la mezcla de carga de admisión puede ser arrastrada con los gases de escape, lo que ofrece unas pobres prestaciones en las emisiones de hidrocarburos.

Anteriormente, las realizaciones de motores de dos tiempos utilizadas en aplicaciones de vehículos pequeños obtenían una relación de compresión aproximadamente igual a la relación de expansión con el fin de lograr la mayor carga de admisión y potencia de salida por unidad de masa del motor. Una consecuencia de esta disposición es que la carrera de expansión se termina con la apertura de la válvula de escape antes de que los gases se hayan expandido totalmente y cuando sigue habiendo una gran diferencia de presión entre la cámara de combustión en expansión y el colector de escape. Esto tiene como resultado pérdidas de eficiencia del motor y también genera importantes emisiones de ruido.

En un ejemplo de un motor con el que se puede utilizar la presente invención, la relación de expansión es aproximadamente dos veces la relación de compresión. En las relaciones de compresión de 10:1 y 16:1 esto ofrece una mejora en la eficiencia del 10 - 20 %. La pérdida específica de potencia que normalmente acompaña a este tipo de ciclo de expansión se mitiga con el uso de un diámetro interior agrandado del cilindro. La parte del diámetro interior del cilindro que se requiere para continuar la expansión sobre el pistón en una cámara también sirve como la parte del cilindro requerida para la expansión inicial de la cámara opuesta. De esta manera, se obtiene un ciclo de sobre-expansión con muy poca masa adicional y sin sacrificar el volumen de carga de admisión.

El documento KR 2009 0040616 describe un sistema de gestión de combustión para un motor de pistón libre que tiene por lo menos un cilindro con unos medios de admisión que comprenden una válvula deslizante de lumbrera y una válvula de admisión dispuestas en serie y que se proporcionan a una distancia de los extremos del cilindro, y una válvula de escape que se proporciona en cada uno de los extremos del cilindro, que comprende además un pluralidad de bobinas y elementos de estator colocados a lo largo del cilindro, en donde el movimiento del pistón dentro del cilindro induce un flujo magnético en las bobinas.

Según la presente invención, un sistema de ese tipo se caracteriza por unos medios de control de válvula para controlar la válvula de admisión y la válvula de escape independientemente de la posición del pistón que se mueve dentro del cilindro para controlar las relaciones de compresión y de expansión, en donde el pistón se mueve sobre y más allá de los medios de admisión en cada carrera, unos medios de control de relación de compresión que controlan la corriente que fluye en las bobinas para limitar el alcance de movimiento del pistón mediante modulación de la fuerza magnética aplicada al pistón.

Al controlar el momento de apertura de las válvulas de admisión y el momento de cierre de las válvulas de escape, se pueden controlar las relaciones de compresión y de expansión para optimizar la eficiencia del motor.

Preferiblemente, cuando el miembro de pistón está en la extremidad de su movimiento dentro del cilindro, la holgura entre el extremo del pistón y la culata que se proporciona en el extremo del cilindro es más de la mitad del diámetro del pistón para proporcionar una forma de cámara de combustión con una baja relación de área superficial a volumen en el punto muerto superior, lo que tiene como resultado una reducción de la pérdida de calor en el punto muerto superior que ofrece un ciclo aproximadamente adiabático con mínimo rechazo de calor de escape.

- Además, el tamaño de la cámara de combustión actúa eficazmente como un resorte de aire para absorber las variaciones de energía del pistón que se aproxima sin dañar el motor. Estas variaciones pueden surgir debido a la variabilidad de la combustión en la cámara de combustión opuesta, y otras fuentes de variabilidad. La consecuencia de estas variaciones es una mayor o menor relación de compresión que la prevista por los medios de control de la relación de compresión.
- Preferiblemente, los medios de control de válvula se configuran para controlar la apertura de la válvula de admisión y de la válvula de escape independientemente para permitir un control de la recirculación de gases de escape (EGR, *exhaust gas recirculation*), la carga de admisión y la relación de compresión.
- Preferiblemente, la válvula de admisión es una electroválvula de vástago que se controla independientemente para abrirse al final de la carrera de expansión durante un período de tiempo definido mientras que la válvula deslizante de lumbrera permanece abierta para admitir la cantidad deseada de carga de admisión para el próximo evento de combustión. Al controlar la carga de admisión de esta manera se evita la necesidad de un estrangulador independiente y de ese modo aumenta la eficiencia del motor al reducir las pérdidas por estrangulación.
- Preferiblemente, el sistema también comprende unos medios de control de inyección de combustible configurados para inyectar combustible en una cámara de combustión inmediatamente antes de que se cierre la válvula deslizante de lumbrera para reducir las emisiones de hidrocarburos (HC) durante el barrido.
- Preferiblemente, se proporciona un sensor de combustible para determinar el tipo de combustible que se va a utilizar en el motor.
- Preferiblemente se proporciona un sensor de flujo de aire y un sensor de gases de escape para determinar la cantidad de combustible a inyectar en cada cámara, según la cantidad de aire añadido y el tipo de combustible utilizado.
- Preferiblemente, se proporcionan unos medios de control de momento de ignición por chispa para ajustar la distribución de la ignición por chispa de modo que se reduce el impacto adverso de la variabilidad de relación de compresión en las emisiones del motor y la eficiencia.
- Como el sistema también comprende una pluralidad de bobinas y elementos de estator colocados a lo largo del cilindro, en donde el movimiento del pistón dentro del cilindro al pasar las bobinas induce un flujo magnético en las bobinas. Cuando el pistón se mueve dentro del cilindro, el pistón interacciona con un flujo magnético conmutado dentro de los elementos de estator para generar energía eléctrica que se puede utilizar para trabajo útil o se puede almacenar para su uso posterior.
- Preferiblemente, los medios de control de relación de compresión incluyen un sensor de golpeteo, en donde los medios de control de relación de compresión pueden ajustar la relación de compresión mediante el uso de las lecturas que salen del sensor de golpeteo para controlar la recuperación de energía cinética del pistón mediante las bobinas. Por tanto, el sensor de golpeteo puede proporcionar lecturas de salida de detonación de combustión y de auto-ignición para los medios de control de relación de compresión para asegurar que se consiguen las relaciones de compresión óptimas para el tipo de combustible que se está utilizando mediante el control en circuito cerrado del momento de la válvula de escape.
- Preferiblemente, la posición del pistón dentro del cilindro se puede determinar a partir de la salida eléctrica de las bobinas.
- Los medios de control de relación de compresión pueden controlar las bobinas para limitar el alcance de movimiento del pistón mediante la modulación de la fuerza magnética aplicada al pistón, la energía cinética del pistón se puede controlar alrededor del momento de cierre de la válvula de escape y durante la aproximación del pistón a la posición de punto muerto superior de modo que se consigue la relación de compresión deseada.
- Preferiblemente, el sistema también comprende además unos medios de control de temperatura y una pluralidad de sensores de temperatura en las proximidades de las bobinas, dispositivos electrónicos y otros elementos sensibles a las altas temperaturas para proporcionar lecturas de temperatura para los medios de control de temperatura.
- Preferiblemente, los medios de control de temperatura están configurados para aumentar el flujo de aire de refrigeración en los medios de refrigeración en respuesta a un aumento de las temperaturas.
- Preferiblemente, los medios de control de la temperatura también proporcionan un aporte a los medios de control de válvula, de modo que la potencia de salida del motor se reduce cuando se registran temperaturas elevadas mantenidas para evitar daños en el motor.
- El sistema de gestión de combustión de la presente invención puede utilizarse, por ejemplo, con un motor de pistón libre que comprende un cilindro de motor y un solo miembro de pistón que comprende un pistón de doble extremo configurado para moverse dentro del cilindro, en donde el miembro de pistón divide el cilindro en dos cámaras de combustión independientes, cada una de las cuales recibe el suministro de un fluido de trabajo compresible desde

uno o más medios de admisión, el pistón se dispone para moverse sobre y más allá de los medios de admisión durante cada carrera de tal manera que se repone con fluido dentro de una cámara de combustión mientras el pistón comprime el fluido contenido en la otra cámara de combustión.

Al permitir que el pistón se mueva sobre y más allá de los medios de admisión en un motor de este tipo, se consigue una sobre-expansión de los gases de la cámara de combustión sin que sea necesario un motor con peso o tamaño adicional, ya que el diámetro interior del cilindro utilizado para el movimiento de sobre-expansión es compartido con la cámara de combustión opuesta. Similarmente, los medios de admisión se comparten con las dos cámaras de combustión, lo que proporciona un motor eficiente y compacto de bajo coste.

Los medios de admisión de un motor de este tipo se encuentran, preferiblemente, en una posición central a lo largo del cilindro, lo que simplifica la disposición del motor al permitir que la admisión en cada cámara de combustión sea controlada por la posición del pistón dentro del cilindro. Por otra parte, al colocar los medios de admisión en una posición alejada de la válvula de escape, el barrido puede mejorarse en gran medida dentro de la cámara de combustión, lo que a su vez tiene como resultado la mejora de la eficiencia y la mejora de las emisiones.

Por otra parte, los medios de admisión de un motor de este tipo comprenden, preferiblemente, tanto unos medios de admisión de aire como unos medios de inyección de combustible, de modo que la inyección de combustible en una cámara de combustión se puede producir durante la admisión del aire de carga de admisión. Al proporcionar los medios de admisión de aire y los medios de inyección de combustible juntos en los medios de admisión se permite que estas dos características compartan una válvula deslizante de lumbrera común, cada una está rebajada en el hueco por detrás de esta válvula deslizante de lumbrera. Esto tiene como resultado una construcción más simple y por tanto más barata. Preferiblemente los medios de admisión de aire comprenden una válvula deslizante de lumbrera y una electroválvula de vástago dispuestas en serie. La válvula de vástago puede dejar que el aire vaya a la cámara en cualquier momento en el que la válvula deslizante de lumbrera está sin cubrir por el pistón, lo que permite un buen control de la relación de expansión en respuesta a un evento de combustión, independientemente de la posición del pistón dentro de los límites definidos por las posiciones de apertura y de cierre de la válvula deslizante de lumbrera.

Los medios de inyección de combustible de un motor de este tipo comprenden, preferiblemente, dos inyectores dispuestos uno a cada lado de la válvula de vástago de admisión de aire para permitir que el combustible sea inyectado directamente en la cámara respectiva independientemente de si la válvula de vástago de admisión de aire está abierta o cerrada. Los inyectores son, preferiblemente, piezo-inyectores para proporcionar un accionamiento electrónico preciso de bajo coste de la inyección de combustible.

Preferiblemente, los medios de inyección de combustible se configuran para inyectar combustible inmediatamente antes del cierre de la válvula deslizante para asegurar que el combustible inyectado no puede ser llevado a la lumbrera de escape por el barrido de la carga de aire de admisión antes de que se cierre la válvula de escape, lo que reduce las emisiones de hidrocarburos (HC).

En este tipo de motor, también es preferible proporcionar unos medios de ignición por chispa en cada cámara para producir una chispa que inicie la combustión de la mezcla inyectada de aire-combustible. El uso de combustibles de ignición por chispa y sus ciclos de funcionamiento relacionados genera inherentemente menos emisiones de partículas que los combustibles y ciclos de ignición en compresión. Preferiblemente, se proporcionan unos medios de escape en cada cámara de combustión para permitir que los gases quemados se escapen de la cámara después de la combustión. Los medios de escape, preferiblemente, son una electroválvula de vástago de retención en cada cámara de combustión, las válvulas son coaxiales con el cilindro, de tal manera que la zona limitadora en el flujo de escape puede acercarse al 40% del área de la sección del diámetro interior del cilindro, lo que reduce la contrapresión de los gases de escape durante el escape y el barrido.

En este tipo de motor, el cilindro tiene preferiblemente una longitud de por lo menos diez veces mayor que su diámetro, lo que proporciona una menor variabilidad de la relación de compresión en cada ciclo, resultante de la baja velocidad de cambio de la relación de compresión con el error de desplazamiento del pistón en el punto muerto superior. Preferiblemente, el pistón se configura para ser alargado y el cilindro del motor tiene un diámetro interior dimensionado de tal manera que se puede conseguir una relación de compresión de 10:1 y 16:1.

Esta relación de compresión es superior a la que se puede conseguir en un motor convencional de ignición por chispa debido a la detonación (golpeteo). Lo ideal es que el motor sea un motor flexible en cuanto a combustible ('flex-fuel') que funciona con cualquier mezcla de gasolina, etanol anhidro y etanol hidratado. La relación de compresión se puede optimizar mediante el sistema de gestión del motor según la mezcla particular de etanol/gasolina/agua que se utiliza. Además, se puede obtener una relación de expansión mayor que el doble de la relación de compresión. Una carrera de expansión larga permite transmitir al pistón una mayor parte de la energía de combustión, y además permite más tiempo para el control (es decir, para reaccionar a la variabilidad medida de la velocidad del pistón).

Preferiblemente, los medios de admisión se encuentran a una distancia adecuada de la válvula de escape para asegurar que se puede conseguir una relación de compresión de 10:1 y 16:1.

El motor de pistón descrito anteriormente también se puede disponer para proporcionar un generador de motor en forma de una máquina de reluctancia conmutada lineal de flujo transversal si comprende además una pluralidad de bobinas y elementos de estator colocados junto a por lo menos una parte de la longitud del cilindro, en donde el movimiento del pistón dentro del cilindro al pasar por las bobinas interacciona con un flujo magnético conmutado dentro de los elementos de estator para generar energía eléctrica que se puede utilizar para trabajo útil o se puede almacenar para su uso posterior.

Una máquina de reluctancia conmutada lineal de flujo transversal como ésta es particularmente útil para generar energía eléctrica mediante la inducción de flujo magnético como se describe más arriba. Un tipo alternativo de máquina eléctrica que se puede utilizar es una máquina de flujo conmutado lineal de flujo transversal, en la que unas bobinas de CC o imanes permanentes contribuyen al flujo en cada circuito magnético.

Un vehículo puede tener un motor de pistón libre o un generador de motor como se describe más arriba.

Un generador de motor según la descripción anterior dispone de una serie de aplicaciones. Por ejemplo, se puede integrar en la línea de transmisión de un vehículo eléctrico híbrido que incorpora un almacén de energía eléctrica transitoria y uno o más motores impulsores adecuados para el uso como fuente de energía en automóviles en vehículos pequeños de pasajeros, en donde la energía eléctrica generada por el motor de pistón libre se acumula en un dispositivo de almacenamiento de energía eléctrica a bordo del vehículo que se entregará a los motores impulsores del vehículo según la demanda.

Como fuente de energía para un pequeño vehículo de pasajeros, un generador de motor de este tipo funcionaría preferiblemente en un ciclo de motor de dos tiempos con ignición por chispa, con cuatro cilindros dispuestos en una configuración en un plano de tal manera que el motor se podría montar transversal debajo de los asientos delanteros o traseros del vehículo, lo que ofrece mucha más flexibilidad en el diseño para la distribución de los pasajeros y los espacios de almacenamiento en comparación con un motor convencional de combustión interna.

En un motor o generador de este tipo, cada cilindro incluye un pistón libre cuyo movimiento induce energía eléctrica en un generador lineal dispuesto alrededor de cada cilindro, y cuyo movimiento es controlable por diversos medios, incluido el momento de las válvulas y los eventos de ignición, y por la modulación de la potencia extraída del pistón o proporcionada al pistón en cada carrera. El movimiento de los pistones se sincroniza de tal manera que el motor está totalmente equilibrado.

Por otra parte, cada cilindro se carga por medio de un mecanismo de admisión que introduce fluido en el cilindro en posición distal de cada extremo del cilindro. El mecanismo de admisión incluye una válvula de vástago y una válvula deslizante de lumbra en serie, de tal manera que el momento de los eventos de flujo de admisión se puede controlar independientemente de la posición del pistón con respecto al cilindro. Los gases de escape dejan los cilindros por los mecanismos válvula de escape situados en el extremo de cada cilindro.

La geometría del cilindro y la disposición de los mecanismos de admisión y de escape en un motor o generador de este tipo son de tal manera que el barrido de escape se completa con una mezcla limitada entre el fluido de admisión y el fluido de escape. La geometría de la cámara de combustión ofrece una baja proporción de área superficial a volumen, y en la cabeza del pistón y la culata se utilizan materiales de baja conductividad, de modo que desde el motor se rechaza el mínimo calor. La geometría de cilindro y pistón proporciona una relación de expansión que es por lo menos dos veces la relación de compresión.

La disposición y el número de cilindros utilizados en este tipo de motor o generador depende, sin embargo, de la aplicación y el ciclo de funcionamiento del motor también se pueden modificar para diferentes aplicaciones, por ejemplo: combustión interna con ignición por chispa; combustión interna con ignición por compresión de carga homogénea; e ignición por compresión de carga heterogénea. Algunas de las características de este tipo de motor y de la presente invención también pueden plasmarse con un ciclo de combustión externa, tal como el ciclo Stirling. En este tipo de motor, el calor de la fuente de combustión externa se suministra a la cámara que contiene el fluido de trabajo comprimido en el punto muerto superior. Después de la expansión, los gases de escape son expulsados a una cámara de refrigeración cerrada antes de ser readmitidos en la cámara a través de los medios de admisión en un circuito cerrado.

El combustible en diversas realizaciones alternativas puede ser etanol hidratado, mezclas de etanol anhidro y gasolina o gasolina. La invención también se puede plasmar utilizando combustible diésel, metano (GNC, GNL o biogás) u otros combustibles gaseosos o líquidos. En una realización de combustión externa se puede usar una amplia gama de carburantes combustibles.

Por consiguiente, conjuntamente con un sistema de almacenamiento de energía para proporcionar requisitos de picos transitorios de potencia de salida, la presente invención proporciona una fuente de energía de bajo coste y alta eficiencia para aplicaciones de automoción de pequeños vehículos de pasajeros y muchas otras aplicaciones en las que el bajo coste y la alta eficiencia son aspectos fundamentales de diseño, por ejemplo, como generador estático de energía para la generación de energía distribuida.

Ahora se describirá un ejemplo de un motor de pistón libre y un sistema de gestión de combustión de la presente invención, haciendo referencia a las figuras acompañantes, en las que:

La Figura 1 muestra una sección longitudinal a través de un cilindro que tiene un pistón según un ejemplo de la presente invención;

5 La Figura 2 es una sección longitudinal a través del pistón, que muestra la construcción de elementos en un plano;

La Figura 3 es una sección perpendicular a través del pistón, que muestra la disposición concéntrica del árbol y los elementos en un plano;

La Figura 4 es una vista en sección del cilindro de la Figura 3 que ilustra el flujo magnético en los elementos de estator conmutado provocado por el movimiento del pistón según la presente invención;

10 La Figura 5a es una sección perpendicular a través de un cilindro que muestra el estator de generador lineal y el circuito magnético formado por un elemento permeable en el primer pistón;

La Figura 5b es una sección perpendicular de una disposición alternativa del estator de generador lineal para dos cilindros adyacentes en donde el estator de generador lineal y el circuito magnético se forman mediante un elemento permeable en el primer pistón;

15 La Figura 6 es una vista parcial en sección del cilindro que ilustra su construcción;

La Figura 7 es una sección longitudinal más detallada de la válvula de vástago de admisión, la válvula de lumbrera de admisión y la disposición de inyector de combustible durante la fase de barrido por desplazamiento de carga de admisión;

20 La Figura 8 es una sección longitudinal más detallada de los medios de escape, que incluyen la válvula de vástago de escape y el dispositivo de accionamiento durante la fase de escape;

La Figura 9 es un gráfico de tiempo-desplazamiento que muestra la posición cambiante del pistón dentro de un cilindro durante un ciclo completo del motor, y el momento de los eventos del ciclo del motor durante este período;

La Figura 9a muestra una tabla que muestra diferentes medios de control de relación de compresión que se pueden emplear para controlar la relación de compresión en el ciclo típico de un motor;

25 La Figura 9b es un diagrama de flujo que muestra un ejemplo de secuencia de control de relación de compresión;

La Figura 10 es un gráfico presión-volumen que muestra un gráfico típico de presión de un cilindro durante un ciclo completo del motor;

30 La Figura 11 es una sección esquemática longitudinal a través de un cilindro en el punto muerto superior, al final de la fase de compresión y alrededor del momento de ignición por chispa y el inicio del evento de combustión en la primera cámara;

La Figura 12 es una sección esquemática longitudinal a través de un cilindro a medio camino a través de la fase de expansión de la primera cámara;

La Figura 13 es una sección esquemática longitudinal a través de un cilindro al final de la fase de expansión, pero antes de que se abra la válvula de vástago de admisión;

35 La Figura 14 es una sección esquemática longitudinal a través de un cilindro tras la apertura de la válvula de vástago de admisión a la cámara de carga 1, que permite que la presión del fluido de carga de admisión se iguale con la presión inferior del cilindro en la primera cámara;

La Figura 15 es una sección esquemática longitudinal a través de un cilindro tras la apertura de la válvula de vástago de escape, y mientras la válvula de vástago de admisión permanece abierta, barriendo la primera cámara;

40 La Figura 16 es una sección esquemática longitudinal a través de un cilindro durante la inyección de combustible en la primera cámara después de que se haya cerrado la válvula de vástago de admisión;

La Figura 17 es una sección esquemática longitudinal a través de un cilindro durante la inyección de lubricante sobre la superficie exterior del pistón;

45 La Figura 18 es una sección esquemática longitudinal a través de un cilindro mientras la válvula de vástago de escape está abierta, y después de que la válvula de vástago de admisión y la válvula deslizante de lumbrera se hayan cerrado, de tal manera que la continua expulsión de los gases de escape desde la primera cámara se consigue por el desplazamiento del pistón;

La Figura 19 es una sección esquemática longitudinal a través de un cilindro a medio camino a través de la fase de compresión en la primera cámara;

La Figura 20 es una sección esquemática perpendicular a través de una construcción de motor de cuatro cilindros a través de los medios de admisión, que incluyen el compresor de carga eléctrica;

5 La Figura 21 es una sección esquemática perpendicular a través de una construcción de motor de cuatro cilindros a través de unos medios de generador eléctrico; y

La Figura 22 es una sección esquemática perpendicular a través de una construcción de motor de cuatro cilindros a través de unos medios de escape.

10 La Figura 1 muestra un ejemplo de un motor de pistón libre adecuado para el uso con la presente invención, que comprende un cilindro lineal hueco 1. Dentro del cilindro 1 se proporciona un pistón 2, el pistón 2 tiene un diámetro constante que está configurado para ser ligeramente más pequeño que el diámetro interior del cilindro 1, pero sólo en la medida en que el pistón 2 es libre para moverse a lo largo de la longitud del cilindro 1. El pistón 2 está constreñido de otro modo en alineación coaxial con el cilindro 1, dividiendo eficazmente de ese modo el cilindro 1 en una primera cámara de combustión 3 y una segunda cámara de combustión 4, cada cámara tiene un volumen variable que depende de la posición del pistón 2 dentro del cilindro 1. Ninguna pieza del pistón 2 se extiende fuera del cilindro 1. Con la primera cámara 3 como ejemplo, cada una de las cámaras 3, 4 tiene una altura variable 3a y un diámetro fijo 3b.

20 El cilindro 1 es, preferiblemente, rotacionalmente simétrico alrededor de su eje y es simétrico respecto a un plano perpendicular a su eje. Aunque se podrían utilizar otras formas geométricas para realizar la invención, por ejemplo pistones de sección cuadrada o rectangular, se prefiere la disposición que tiene pistones con sección circular. El cilindro 1 tiene una serie de aberturas 1a, 1b, que se proporcionan a lo largo de su longitud y son distales de los extremos, preferiblemente en una ubicación central. Con el movimiento del pistón 2, las aberturas 1a, 1b forman una válvula deslizante de lumbrera de admisión 6a, que se dispone para funcionar conjuntamente con una admisión de aire 6b, que se proporciona alrededor de por lo menos una parte del cilindro 1, como se describe con detalle a continuación.

25 La Figura 2 muestra un pistón 2 que tiene una superficie exterior 2a y que comprende un árbol central 2c sobre el que se monta una serie de elementos cilíndricos. Estos elementos cilíndricos pueden incluir una cabeza 2d de pistón en cada extremo del árbol central 2c, cada cabeza 2d de pistón se construye preferiblemente a partir de un material resistente a la temperatura y aislante, tal como la cerámica. La superficie extrema 2b de la cabeza del pistón es, preferiblemente, ligeramente cóncava, lo que reduce las relaciones de área superficial a volumen de la primera y la segunda cámara 3, 4 en el punto muerto superior y de ese modo se reducen las pérdidas de calor. Por supuesto, si el cilindro tuviera una geometría diferente entonces por consiguiente habría que adaptar la configuración de estos elementos.

30 La cabeza 2d del pistón puede incluir unas características 2e de control de aceite para controlar el grado de lubricación del cilindro 1 durante el funcionamiento del motor. Estas características de control de aceite pueden comprender un surco y un anillo (segmento) de control de aceite que se emplean comúnmente en los motores convencionales de combustión interna.

35 En el árbol 2c del pistón también se montan unos elementos centrales laminados 2f. Cada elemento central 2f se construye a partir de láminas de un material magnéticamente permeable, tal como la ferrita de hierro, para reducir las pérdidas por corrientes de Foucault durante el funcionamiento del motor.

40 En el árbol 2c del pistón también se montan unos elementos espaciadores 2g. Cada elemento espaciador 2g tiene idealmente baja permeabilidad magnética y se construye preferiblemente a partir de un material ligero, tal como aleación de aluminio y tiene un vacío 2h formado dentro de él, para reducir aún más su peso y, por tanto, reducir las fuerzas mecánicas ejercidas sobre el motor que los utiliza. Los elementos espaciadores 2g se incluyen para fijar la posición relativa de cada uno de los elementos centrales 2f y también actúan para limitar la pérdida de gases entre pistón y cilindro ("blow-by") que salen de cada una de las cámaras 3, 4 a través de la separación entre la pared del pistón y la pared del cilindro, mientras se mantiene la masa total del conjunto de pistón 2 en el mínimo.

45 En el árbol 3c del pistón también se montan unos elementos de apoyo 2i, que se encuentran a aproximadamente el 25% y el 75% de la longitud del pistón 2 para reducir el riesgo de distorsión inducida térmicamente del eje del pistón 2 haciendo que el cilindro 1 se trabe o se dañe de otro modo el cilindro 1. Cada uno de los elementos de apoyo 2i tiene un vacío de reducción de peso 2j y tienen un diámetro ligeramente más grande que los elementos centrales 2f y los elementos espaciadores 2g. Los elementos de apoyo 2i también tienen una superficie exterior perfilada 2k para apoyar el peso del pistón 2, y cualquier otra carga lateral presente, mientras se mantienen en el mínimo las pérdidas por rozamiento y el desgaste. Los elementos de apoyo 2i se construyen preferiblemente a partir de un material duro resistente al desgaste, tal como cerámica o carbono y la superficie exterior perfilada 2k puede ser recubierta de un material de bajo rozamiento.

El elemento de apoyo 2i también puede incluir unas características de control de aceite para controlar el grado de lubricación del cilindro 1 durante el funcionamiento del motor. Estas características pueden comprender un surco y un anillo (segmento) de control de aceite que se emplean comúnmente en los motores convencionales de combustión interna.

5 La longitud total del pistón es, preferiblemente, por lo menos cinco veces su diámetro y, en cualquier caso, es por lo menos lo suficientemente largo como para cerrar completamente la válvula deslizante de lumbrera, de tal manera que en ningún momento la válvula deslizante de lumbrera permite que las cámaras de combustión 3 y 4 se comuniquen.

10 La Figura 3 es una vista en sección del pistón 2, que muestra el árbol 2c del pistón pasando a través de un elemento central 2f. Los extremos 21 del árbol del pistón se deforman mecánicamente o se fijan de otro modo a la cabeza 2d del pistón de tal manera que los elementos 2f, 2g, 2i, que están montados en el árbol 2c del pistón se retienen con seguridad bajo la acción de la tensión que se mantiene en el árbol 2c del pistón.

15 La disposición alternada de los elementos centrales 2f y los espaciadores 2g sitúa a las láminas centrales 2f con la separación correcta para un funcionamiento eficiente como, por ejemplo, parte de una máquina de generador lineal de reluctancia conmutada que comprende el pistón móvil 2 y unos medios de generador lineal, por ejemplo una pluralidad de bobinas espaciadas a lo largo de la longitud del cilindro en el que el pistón se mueve en vaivén.

20 La Figura 4 muestra un ejemplo de unos medios de generador lineal 9 que se proporcionan alrededor del exterior del cilindro 1, a lo largo de por lo menos una parte de su longitud, para facilitar la transferencia de energía entre el pistón 2 y los medios de salida eléctrica 9e. Los medios de generador lineal 9 incluyen varias bobinas 9a y varios estatores 9c, que se alternan a lo largo de la longitud de los medios de generador lineal 9.

Los medios de generador lineal 9 pueden ser distintos tipos de máquinas eléctricas, por ejemplo un generador lineal de reluctancia conmutada. En la disposición mostrada, las bobinas 9a se conmutan mediante un dispositivo de conmutación 9b para inducir campos magnéticos en los estatores 9c y las láminas centrales 2e de pistón.

25 El flujo magnético transversal que se crea en los estatores 9c y en las láminas centrales 2f de pistón bajo la acción de las bobinas conmutadas 9a también se indica en la Figura 4. Los medios de generador lineal 9 funcionan como un dispositivo lineal de reluctancia conmutada, o como un dispositivo lineal de flujo conmutado. En los medios de salida eléctrica 9e se genera energía, se establece en los estatores 9c y se induce en las láminas centrales 2f de pistón, a medida que el movimiento del pistón 2 corta los circuitos de flujo. Esto permite unos medios de generación eléctrica sumamente eficientes sin el uso de imanes permanentes, que se pueden desmagnetizar en condiciones de alta temperatura dentro de un motor de combustión interna, y que de otro modo podrían añadir costes significativos al motor debido al uso de los costosos metales de tierras raras.

30 Además, se puede emplear un módulo de control 9d, que comprenda diferentes medios de control, como se describe a continuación. Los diferentes medios de control se proporcionan para conseguir la velocidad deseada de transferencia de energía entre el pistón 2 y los medios de salida eléctrica 9e con el fin de entregar una salida eléctrica máxima al mismo tiempo que se satisfacen las características deseadas de movimiento del pistón 2, incluida la velocidad y la relación de compresión, la velocidad y la relación de expansión y el tiempo de permanencia del pistón en el punto muerto superior de cada cámara 3, 4.

35 Se pueden utilizar unos medios de control de válvula para controlar la válvula de admisión 6c y la válvula de escape 7b. Al controlar el cierre de la válvula de escape 7b, los medios de válvula de control con capaces de controlar el inicio de la fase de compresión. De manera similar, los medios de control de válvula también se pueden utilizar para controlar la recirculación de gases de escape (EGR), la carga de admisión y la relación de compresión.

40 También se pueden emplear unos medios de control de relación de compresión que sean adecuados para el tipo de máquina eléctrica. Por ejemplo, en caso de una máquina de reluctancia conmutada, el control de la relación de compresión se consigue parcialmente mediante la variación de la fase, la frecuencia y la corriente aplicada a las bobinas conmutadas 9a. Esto cambia la velocidad a la que el movimiento del pistón 2 corta el flujo transversal inducido y, por lo tanto, cambia la fuerza que se aplica al pistón 2. Por consiguiente, las bobinas 9a se pueden usar para controlar la energía cinética del pistón 2, tanto en el punto de cierre de la válvula de escape 7b como durante la posterior desaceleración del pistón 2.

45 Entonces se pueden emplear unos medios de control del momento de ignición por chispa para responder a cualquier variabilidad residual de ciclo a ciclo en la relación de compresión para asegurar que se minimizan los efectos adversos de esta variabilidad residual en las emisiones y la eficiencia de los motores, de la siguiente manera. En general, la relación de compresión que se espera al final de cada fase de compresión es el objetivo de relación de compresión más un error que está relacionado con la variabilidad del sistema, tal como el evento de combustión que se produce en la cámara de combustión opuesta 3, 4, y las características del sistema de control. Los medios de control del momento de ignición por chispa pueden ajustar el momento del evento de ignición por chispa en respuesta a la velocidad y la aceleración medidas del pistón que se aproxima 2 para optimizar el evento de combustión para la relación de compresión esperada al final de cada fase de compresión.

El objetivo de relación de compresión normalmente será una constante que depende el combustible 5a que se utiliza. Sin embargo, un error de relación de compresión se puede derivar de una variación de +/- 20% de la altura 3a de la cámara de combustión. Por tanto, si el objetivo de relación de compresión es 12:1, la relación de compresión real puede estar en el intervalo de 10:1 hasta 15:1. El adelanto o retraso del evento de ignición por chispa mediante los medios de control del momento de ignición por chispa reducirá, por lo tanto, el impacto adverso de este error en las emisiones y en la eficiencia.

Además, se pueden emplear unos medios de control de inyección de combustible para controlar el momento de la inyección de combustible 5a de modo que se inyecte en una cámara de combustión 3, 4 inmediatamente antes de que la válvula deslizante de lumbrera 6a se cierre para disminuir las emisiones de hidrocarburos (HC) durante el barrido.

Por otra parte, se pueden proporcionar unos medios de control de temperatura, incluidos uno o más sensores de temperatura situados en las proximidades de las bobinas 9a, dispositivos electrónicos y otros elementos sensibles a las altas temperaturas, para controlar el flujo de aire de refrigeración en el sistema a través del compresor 6e en respuesta a los cambios de temperatura detectados. Los medios de control de temperatura pueden estar en comunicación con los medios de control de válvula para limitar la potencia de salida del motor cuando se detectan lecturas de temperatura elevada mantenida para evitar daños en el motor.

Unos sensores adicionales que puede utilizar el módulo de control 9d incluyen preferiblemente un sensor de gases de escape (Lambda) y un sensor de flujo de aire para determinar la cantidad de combustible 5a a inyectar en la cámara baja según la cantidad de aire añadido, para un determinado tipo de combustible. Por consiguiente, también se puede emplear un sensor de combustible para determinar el tipo de combustible que se está utilizando.

La Figura 5a muestra una sección perpendicular a través de uno de los elementos de estator 9c, que muestra la disposición relativa entre las bobinas 9a y el estator y 9c. En la Figura 5b se muestra una realización alternativa, en la que se utiliza un solo estator y bobina para inducir flujo magnético en dos pistones adyacentes 2. Esta configuración tiene una ventaja de costes en comparación con la que se muestra en la Figura 5a debido al reducido número de bobinas 9a.

La Figura 6 es una vista en sección del cilindro 1, que preferiblemente se construye a partir de un material de baja permeabilidad magnética, tal como una aleación de aluminio. La superficie interior 1c del cilindro 1 tiene un revestimiento 1e de material duro, resistente al desgaste, tal como el material de níquel carburo de silicio, nitruro de silicio adherido por reacción, cromado u otros revestimientos metálicos, cerámicos o de otras sustancias químicas. En la superficie exterior 1d se aplica un revestimiento aislante 1f, tal como óxido de circonio u otra cerámica suficientemente aislante térmicamente. Para un experto en la técnica será evidente que todo el cilindro tiene una construcción idéntica a esta vista en sección de la parte del cilindro cerca del extremo 1g de cilindro.

La Figura 7 muestra los medios de admisión 6 que se proporcionan alrededor del cilindro 1, los medios de admisión 6 comprenden unas aberturas 6a, que tienen un tamaño correspondiente y se alinean con las aberturas 1a, 1b, que se proporcionan en el cilindro 1, y una admisión de aire 6b. Las aberturas 6a en los medios de admisión 6 están conectadas por un canal 6h en el que se asienta una válvula de vástago de admisión 6c. El canal 6h tiene un volumen mínimo, ya sea porque tiene una longitud corta, una pequeña área en sección transversal o una combinación de ambas, para minimizar las pérdidas por expansión incontrolada en el canal 6h durante la fase de expansión.

La válvula de vástago de admisión 6c sella el canal 6h respecto a un colector de admisión 6f que se proporciona junto al cilindro 1 como parte de la admisión de aire 6b. La válvula de vástago de admisión 6c se acciona mediante un dispositivo de accionamiento 6d de válvula de vástago, que pueden ser unos medios de solenoide de accionamiento eléctrico u otros medios adecuados mecánicos o electrónicos.

Cuando la válvula de admisión deslizante de lumbrera 6a y la válvula de vástago de admisión 6c se abren ambas con respecto a una de entre la primera o la segunda cámara 3, 4, el colector de admisión 6f está en comunicación de fluidos con esa cámara a través del canal 6h. Los medios de admisión 6 preferiblemente están provistos de un rebaje 6g dispuesto para recibir la válvula de vástago de admisión 6c cuando está completamente abierta para asegurar que el fluido puede fluir libremente a través del canal 6h.

La admisión de aire 6b también incluye un compresor 6e de carga de admisión, que puede funcionar eléctrica o mecánicamente o bajo la acción de las ondas de presión procedentes de la admisión de aire 6b. El compresor 6e de carga de admisión también puede funcionar bajo la acción de ondas de presión procedentes de unos medios de escape 7 que se proporcionan en cada extremo del cilindro 1, como se describe a continuación. El compresor 6e de carga de admisión puede ser un dispositivo de desplazamiento positivo, un dispositivo centrífugo, un dispositivo de flujo axial, un dispositivo de ondas de presión o cualquier otro dispositivo adecuado de compresión. El compresor 6e de carga de admisión eleva la presión en el colector de admisión 6f de tal manera que cuando la admisión de aire 6b se abre, la presión en el colector de admisión 6f es mayor que la presión en la cámara 3, 4 conectadas al colector de admisión 6f, permitiendo con ello un flujo de fluido de carga de admisión.

- También se proporcionan unos medios 5 de inyección de combustible dentro de los medios de admisión 6, tal como un inyector-solenoide o piezo-inyectores 5. Aunque puede ser adecuado un único inyector 5 de combustible, situado en el centro, preferiblemente hay un inyector 5 de combustible en cada lado de la válvula de vástago de admisión 6c y dispuesto próximo a las extremidades de las válvulas deslizantes de lumbrera 6a. Los inyectores 5 de combustible preferiblemente están rebajados en los medios de admisión 6 de tal manera que el pistón 2 puede pasar sobre y más allá de las válvulas deslizantes de lumbrera de admisión 6a y la entrada de aire 6b sin obstrucción. Los inyectores de combustible 5 están configurados para inyectar combustible en las respectivas cámaras 3, 4 a través de cada una de las válvulas deslizantes de lumbrera de admisión 6a
- También se proporcionan unos medios de lubricación 10 preferiblemente rebajados dentro de los medios de admisión 6 y dispuestos de tal manera que el pistón 2 puede pasar sobre y más allá de los medios de admisión 6 sin obstrucción, por lo que se puede lubricar el pistón.
- La Figura 8 muestra los medios de escape 7 en cada extremo del cilindro 1. Los medios de escape 7 comprenden una culata 7a conectada de manera desmontable, mediante tornillos o similares, en el extremo del cilindro 1. Dentro de cada culata 7a se encuentra una válvula de vástago de escape 7b, alineada coaxialmente con el eje del cilindro 1. La válvula de vástago de escape 7b se acciona mediante un dispositivo de accionamiento 7d de válvula de vástago de escape, que pueden ser unos medios de solenoide de accionamiento eléctrico u otros medios mecánicos o electrónicos. Por consiguiente, cuando la válvula de vástago de admisión 6c y la válvula de vástago de escape 7b dentro de la primera o la segunda cámara 3, 4, están cerradas a la vez, esa cámara está sellada eficazmente y un fluido de trabajo contenido en la misma se puede comprimir o expandir.
- Los medios de escape 7 también incluyen un canal 7d de colector de escape que se proporciona dentro de la culata, en el que pueden fluir los gases de escape, bajo la acción de un diferencial de presión entre la primera o la segunda cámara 3 y 4, y el fluido dentro del canal 7d de colector de escape cuando la válvula de vástago de escape 7b está abierta. El flujo de los gases de escape se pueda ver mejor en la disposición de cilindros ilustrados en la Figura 20, que muestra que el sentido del flujo de gases de escape es substancialmente perpendicular al eje del cilindro 1.
- También se pueden proporcionar unos medios de ignición 8, tal como una bujía, en cada extremo del cilindro 1, los medios de ignición 8 se encuentran dentro de la culata 7a y, preferiblemente, están rebajados de tal manera que no hay obstrucción para el pistón 2 durante el ciclo normal de funcionamiento del motor.
- Preferiblemente, la disposición coaxial de la válvula de vástago de escape 7b con el eje del cilindro 1 permite que el diámetro de la válvula de vástago de escape 7b sea mucho más grande en relación con el diámetro de las cámaras 3, 4, que en un motor convencional de combustión interna.
- Cada culata 7a se construye a partir de un material resistente al desgaste y buen aislante, tal como cerámica, para minimizar el rechazo de calor y evitar la necesidad de componentes independientes de asiento de válvula.
- La Figura 9 muestra un gráfico de tiempo-desplazamiento de un motor que es adecuado para el uso con la presente invención, que ilustra el movimiento del pistón 2 en el transcurso de un ciclo completo del motor. Aunque el funcionamiento del motor se describe aquí haciendo referencia a la primera cámara 3, un experto en la técnica reconocerá que el funcionamiento y la secuencia de eventos de la segunda cámara 4 son exactamente igual que para la primera cámara 3, pero desfasados 180 grados. En otras palabras, el pistón 2 llega al punto muerto superior en la primera cámara 3 al mismo tiempo que alcanza el punto muerto inferior en la segunda cámara 4.
- La Figura 9a es una tabla que muestra varios diferentes medios de control de relación de compresión que se pueden emplear para controlar la relación de compresión en respuesta a los cambios de las señales recibidas desde varias diferentes variables que pueden afectar a la relación de compresión durante un ciclo de motor. La Figura 9b es un diagrama de flujo correspondiente a la Figura 9a que ilustra un ejemplo de secuencia de control de relación de compresión. Los medios de control de relación de compresión pueden comprender parte del módulo de control 9d, como se ha mencionado antes.
- Tanto la tabla como el diagrama de flujo ilustran las principales variables que pueden afectar a la relación de compresión en las diferentes fases (A a F) de un ciclo de motor, tal como el que se ilustran en la Figura 9. Estas variables incluyen: demanda de energía por parte del usuario, el tipo de combustible que se está utilizando, la relación de compresión y el estado de golpeteo del ciclo anterior del motor, posición del pistón, y la energía cinética de un pistón. La tabla y el diagrama de flujo ilustran los diferentes procesos que tienen lugar para controlar la relación de compresión y cómo afectan las diferentes variables a éstos en todo un ciclo de motor y también el efecto subsiguiente de cada proceso, que pueden tener un efecto en más de uno de los procesos de control en todo el ciclo del motor. Se puede ver que en la última etapa de la secuencia, una vez que se ha determinado la relación de compresión esperada, los medios de control de momento de ignición por chispa consiguen un momento óptimo de ignición al ajustar el momento del evento de la chispa.
- Los eventos A a F, destacados a lo largo del ciclo del motor, corresponden a los eventos A a F ilustrados en la Figura 10, que muestra un gráfico típico de presión-volumen de una cámara de combustión 3, 4 en el transcurso del

mismo ciclo de motor. En el siguiente análisis de las Figuras 11 a 19 se hace referencia a los eventos representados en las Figuras 9 a 10.

Considerando ahora un ciclo completo del motor, en el inicio del ciclo de motor, la primera cámara 3 contiene una mezcla comprimida compuesta principalmente de combustible y aire mezclados de antemano, con una proporción minoritaria de gases de escape residuales del ciclo anterior. Es bien sabido que la presencia de una cantidad controlada de gases de escape es ventajosa para un funcionamiento eficiente del motor, ya que esto puede reducir o eliminar la necesidad de estrangulación de la carga de admisión como un medio de modulación de la potencia del motor, que es una fuente significativa de pérdidas en los motores de ignición por chispa. Además, se reduce la formación de gases contaminantes de óxido nitroso dado que los picos de temperaturas y presiones de combustión son inferiores a los de un motor sin retención de gases de escape. Esto es una consecuencia de que la fracción de gases de escape no contribuye a la reacción de combustión, y debido a la alta capacidad calorífica del dióxido de carbono y el agua en los gases retenidos.

La Figura 11 muestra la posición del pistón respecto al cilindro 1, que define la geometría de la primera cámara 3 en el punto muerto superior (A). Este también está alrededor del punto de inicio de la fase de combustión AB. La distancia entre la parte superior del pistón 2b y el extremo de la primera cámara 3 es por lo menos la mitad del diámetro de la primera cámara 3, que proporciona una menor relación entre área superficial y volumen en comparación con las cámaras de combustión en los motores convencionales de combustión interna, y reduce las pérdidas de calor desde la primera cámara 3 durante la combustión. Los medios de ignición 8 están rebajados dentro de la culata 7a de modo que en el caso en el que el pistón 2 se acerque al punto muerto superior de una manera incontrolada no hay posibilidad de contacto entre los medios de ignición 8 y la cabeza 2d del pistón. En cambio, la compresión continuará hasta que el movimiento del pistón 2 sea detenido por el continuo aumento de presión debido a la compresión aproximadamente adiabática en la primera cámara 3. Con referencia a la Figura 10, la fase de combustión-expansión AB se inicia mediante un evento de ignición (A).

La Figura 12 muestra la posición del pistón 2 con respecto a los medios de generador lineal 9 a medio camino a través de la fase de expansión (AB y BC). La primera cámara 3 se expande cuando el pistón 2 se mueve bajo la acción del diferencial de presión entre la primera cámara 3 y la cámara segunda 4. La presión en la segunda cámara 4 en este punto es aproximadamente equivalente a la presión en el colector de admisión 6f. La expansión de la primera cámara 3 tiene la oposición de la acción de los medios de generador lineal 9, que se puede modular con el fin de conseguir una velocidad de expansión deseada, para cumplir las prestaciones, la eficiencia y los objetivos de emisiones del motor.

La Figura 13 muestra la posición del pistón 2 en el punto muerto inferior con respecto a la primera cámara 3. Al final de la fase de expansión (C), el movimiento del pistón 2 se detiene bajo la acción de los medios de generador lineal 9 y la diferencial de presión entre la primera cámara 3 y la cámara segunda 4. La presión en la segunda cámara 4 en este punto es aproximadamente igual a la presión alta en la primera cámara 3 en su posición de punto muerto superior (A). Preferiblemente, la relación de expansión es por lo menos dos veces la relación de compresión, en donde la relación de compresión es de 10:1 a 16:1. Esto da una mejor eficiencia térmica en comparación con los motores convencionales de combustión interna en donde la relación de expansión es similar a la relación de compresión.

La Figura 14 muestra la disposición del pistón 2 y los medios de admisión 6 y el flujo inicial de gas de admisión en el momento del punto muerto inferior durante la fase de igualación de admisión (CD). Esta disposición también se puede ver en la Figura 7. En este punto, la válvula deslizante de lumbrera de admisión 6a está abierta debido a que el pistón 2 se desliza a través y más allá de las aberturas 1a, 1b, que se proporcionan a lo largo de la pared interior 1c del cilindro 1. La presión en la primera cámara 3 es menor que la presión en el colector de admisión 6f debido a la sobre-expansión que reduce la presión del fluido en la primera cámara 3 y debido a que el compresor de admisión 6e eleva la presión en el colector de admisión 6e. Alrededor de este momento, la válvula de vástago de admisión 6c es abierta por el dispositivo de accionamiento 6d de válvula de vástago de admisión, lo que permite que la carga de admisión entre en la primera cámara 3 dentro del cilindro 1 cuya presión se aproxima a la igualación con la presión en el colector de admisión 6f. Un corto periodo de tiempo después de que se abra la válvula de vástago de admisión 6c, la válvula de vástago de escape 7b también se abre permitiendo que los gases de escape salgan de la cámara primera 3 bajo la acción del diferencial de presión entre la primera cámara 3 y el canal 7d de colector de escape, que permanece cerca de la presión atmosférica ambiental.

La Figura 15 muestra la posición del pistón 2 durante la fase (DE) de barrido por desplazamiento de carga de admisión. El barrido de los gases de escape se consigue por el continuo desplazamiento de los gases de escape en la primera cámara 3 hacia el canal 7d de colector de escape con carga de admisión nueva introducida en el extremo del pistón de la primera cámara 3. Una vez que se ha admitido la cantidad pretendida de carga de admisión en la primera cámara 3, la válvula de vástago de admisión 6c se cierra y la expulsión de los gases de escape continúa por el movimiento del pistón 2, como se muestra en la Figura 17, se explica a continuación.

La Figura 16 muestra la disposición del pistón 2 y los medios de admisión 6 en el punto de inyección de combustible (E). El combustible 5a se introduce directamente sobre la cabeza 2d del pistón que se aproxima que tiene los efectos de vaporizar rápidamente el combustible, enfriar la cabeza 2d del pistón y minimizar las pérdidas y las

emisiones de combustible sin quemar como una película húmeda en la pared interior 1c del cilindro 1, que de otro modo se podría vaporizar en la segunda cámara 4 durante la fase de expansión.

La Figura 17 muestra la posición del pistón 2 durante la lubricación (E), por la que los medios de lubricación 10 introducen periódicamente una pequeña cantidad de lubricante directamente en la superficie exterior 2a del pistón a medida que pasa por la válvula deslizante de lumbrera de admisión 6a. Esta disposición minimiza las emisiones de hidrocarburos asociadas con la humectación con lubricante en la pared interior del cilindro, y también pueden reducir el alcance de la disolución de combustible en la película de aceite de la pared interior del cilindro. Unas características 2e de anillo de control de aceite se incluyen en la cabeza 2d del pistón y/o los elementos de apoyo 2i para reducir aún más el grado de humectación de la pared con lubricante en la primera y la segunda cámara 3, 4.

La Figura 18 muestra la posición del pistón 2 durante la fase EF de barrido por desplazamiento del pistón. La válvula de vástago de admisión 6c está cerrada y la expulsión de los gases de escape continúa por el movimiento del pistón 2. El pistón 2 en este momento se está moviendo hacia los medios de escape 7 y reduce el volumen de la primera cámara 3 debido al evento de combustión en la segunda cámara 4.

Como resultado del diámetro relativamente mayor de la válvula de vástago de escape, como se ha mencionado anteriormente, el área limitadora en el flujo de escape que pasa el vástago de la válvula puede aproximarse al 40% del área en sección del diámetro interior del cilindro, lo que resulta en bajas pérdidas por contrapresión de escape durante la fase (DE) de barrido por desplazamiento de carga de admisión y la fase (EF) de barrido por desplazamiento del pistón.

La Figura 19 muestra una sección longitudinal de la posición del pistón 2 con respecto al cilindro 1 a mitad de camino a través de la fase de compresión (FA). Cuando se ha conseguido suficiente expulsión de gases de escape, de tal manera que la proporción de gases de escape en el fluido en la primera cámara 3 está cerca del nivel pretendido, la válvula de vástago de escape 7b se cierra y la fase de compresión (FA) comienza. La compresión continúa a velocidad variable cuando el pistón 2 acelera y decelera bajo la acción del diferencial de presión entre la primera cámara 3 y la cámara segunda 4. La presión en la segunda cámara 4 en este punto está cayendo durante las fases de expansión (AB y BC) y por la acción de los medios de generador lineal 9. La fuerza del generador lineal puede ser modulada con el fin de conseguir la relación de compresión deseada para satisfacer los objetivos de prestaciones, eficiencia y emisiones del motor. La velocidad de compresión en la primera cámara 3 es sustancialmente igual y opuesta a la velocidad de expansión en la cámara 4.

La Figura 20, Figura 21 y Figura 22 muestran la construcción de un ejemplo de disposición de motor que comprende cuatro motores de pistón libre, configurados para funcionar en ciclos que se sincronizan para crear un motor totalmente equilibrado. En esta configuración, la longitud total del motor que genera 50 kW con una eficiencia térmica de alrededor del 50% es de aproximadamente 1.400 mm.

La Figura 20, en particular, muestra cómo se puede colocar el cilindro 1 coaxialmente dentro de un alojamiento 11 de cilindro, que proporciona un soporte estructural y unos medios de refrigeración 12. El alojamiento 11 de cilindro puede ser ligeramente más corto que el cilindro 1 y las culatas 7a pueden conectarse, mediante fijaciones de tornillo o cualquier otro medio adecuado, al alojamiento 11 de cilindro para mantener la compresión entre cada culata 7a y la superficie de cada extremo 1d del cilindro. El alojamiento 11 de cilindro se conecta, mediante fijaciones de tornillo o cualquier otro medio adecuado, a un alojamiento estructural 13 que proporciona la base para la conexión mecánica del motor a un vehículo u otro dispositivo que consume energía eléctrica de los medios de salida eléctrica 9e. Un recinto 14 proporciona un recinto físico para el motor, los colectores y los sistemas de control. Se proporcionan unas interfaces a través del recinto 14 para los flujos de admisión y de escape, la admisión de combustible y el lubricante, el rechazo de calor, la producción de energía eléctrica y la entrada de energía eléctrica para el arranque y el control.

La Figura 22 muestra una vista desde el extremo de una disposición en la que la culata 7a aloja cuatro motores, por lo que los gases de escape salen de una cámara de combustión 3, 4 del motor a través de la válvula de vástago de escape 7b y fluyen sustancialmente perpendiculares a los ejes de los cilindros 1.

Ventajosamente, con un motor de pistón libre que sea adecuado para el uso con la presente invención, la geometría de diámetro interno estrecho de la primera cámara 3, y las posiciones relativas de los medios de admisión 6 y los medios de escape 7, que se encuentran en los extremos opuestos de la cámara primera 3, permite un proceso de barrido sumamente eficaz y eficiente con poca mezcla entre la carga de admisión y los gases de escape. Este sistema ofrece varias ventajas en comparación con el barrido en los motores de dos tiempos convencionales o en los motores de dos tiempos de pistón libre.

En primer lugar, la expulsión de los gases de escape se puede controlar con precisión mediante el momento de cierre de la válvula de escape, al proporcionar una recirculación interna variable de los gases de escape como medios de control de la potencia del motor sin la necesidad de un dispositivo de estrangulamiento y las pérdidas asociadas por bombeo del motor.

En segundo lugar, la mezcla limitada entre los gases de escape retenidos y la carga de admisión puede mejorar la completitud de la combustión dado que el frente de llama de la combustión dentro de la carga nueva no se ve interrumpido por focos de gases de escape no combustibles mezclados con la mezcla de carburante combustible y aire.

En tercer lugar, la introducción de combustible 5a por parte de los medios 5 de inyección de combustible poco antes del cierre de la válvula deslizante del lumbrera de admisión 6a, y también la introducción de lubricante por parte de los medios de lubricación 10 alrededor de ese momento, es improbable que tenga como resultado que el combustible o el lubricante sean arrastrados por los gases de escape y se produzcan emisiones de hidrocarburos en el tubo de escape.

Por otra parte, la geometría de las cámaras 3, 4 es de tal manera que en el punto muerto superior, la distancia entre la parte superior del pistón 2b y el extremo de las cámaras 3, 4 es por lo menos la mitad del diámetro de la cámara 3, 4. La velocidad de cambio de la relación de compresión con desplazamiento del pistón en el punto muerto superior es por lo tanto menor que en un motor convencional de pistón libre de diámetro similar, pero en el que la profundidad de la cámara 3, 4 es menor. Como resultado, el impacto de pequeñas variaciones en la profundidad de la primera cámara 3 en el punto muerto superior debido a las variaciones de combustión en la segunda cámara 4, se reducen considerablemente las tolerancias del sistema de control u otras fuentes de variabilidad. La estabilidad y el control del ciclo de funcionamiento del motor se mejoran considerablemente con esta característica.

Tras la detención del movimiento del pistón 2 en el punto muerto superior (A), se puede conseguir una relación de compresión deseada. Un objetivo de relación de compresión puede estar en el intervalo de 10:1 a 16:1 y mayores relaciones de compresión, por lo general, permiten una mayor eficiencia térmica. Se pueden establecer diferentes objetivos de relación de compresión para diferentes combustibles, para aprovechar las características de número de octanos del combustible en particular o la mezcla de combustibles en uso. Cualquier combinación de señales de realimentación desde un sensor de golpeteo, del movimiento del pistón, de la composición de los gases de escape, y de otras características de funcionamiento del motor pueden utilizarse como aporte para el módulo de control 9d con el fin de lograr la velocidad y la relación de compresión deseadas.

Un beneficio adicional de esta realización en comparación con otros motores de combustión interna es que se reducen los niveles de ruido debido al ciclo de sobre-expansión y que tiene como resultado un bajo diferencial de presión en la válvula de escape inmediatamente antes de abrir. Como resultado, se evitan sustancialmente las ondas de choque que se propagan a través del sistema de escape y que provocan el ruido del escape en un motor de combustión interna o motor de pistón libre convencionales.

Si el motor de pistón libre que es adecuado para el uso con la presente invención se incorpora en un vehículo de pasajeros de bajo coste que tiene una configuración de cadena de transmisión de serie híbrida, el coste para el usuario del vehículo como medio para la generación de energía eléctrica para automóviles se reduce en comparación con los diseños de motores de combustión interna existentes. Esta reducción de costes es el resultado de una serie de factores, entre ellos el bajo coste del combustible por unidad de energía eléctrica generada debido a la alta eficiencia térmica. Otros factores incluyen el bajo coste de fabricación de los componentes debido al número relativamente pequeño de dimensiones necesarias con alta tolerancia y, por tanto, el bajo coste del conjunto de componentes. Además, el coste de mantenimiento es bajo debido al pequeño número necesario de componentes independientes y piezas en movimiento.

Por otra parte, el evitar los sistemas auxiliares complejos y con la eliminación de rutas complejas de transmisión de fuerza que incluyen características de apoyo plano hidrodinámico con grandes tensiones presentes en los motores convencionales de combustión interna y el bajo coste de los materiales para el motor, debido a la reducción en el número de piezas y el pequeño número de componentes que tiene limitaciones de diseño funcional que exigen el uso de materiales de alto coste, tales como imanes permanentes o aleaciones especializadas de aluminio o de acero, son factores que contribuyen a mantener bajos costes.

La eficiencia térmica también se mejora en comparación con los diseños de los motores existentes de combustión interna. Además de los factores ya mencionados, la mejora de la eficiencia también es el resultado de un buen intercambio de calor, que transfiere una proporción de las pérdidas de calor de los gases de escape, el motor y el generador eléctrico a la carga de admisión, reducidas pérdidas por rozamiento debido a la eliminación de cargas en la pared del cilindro durante la conversión de la carga de presión del cilindro al par del cigüeñal y la eliminación de las pérdidas por estrangulación debido a que la modulación de la potencia del motor se logra mediante la duración variable del flujo de carga de admisión a plena presión de refuerzo de la admisión y la recirculación interna variable de los gases de escape y no por la estrangulación del flujo de aire de admisión, tal y como se hace en un motor convencional de ignición por chispa.

Además, las emisiones por el tubo de escape (incluidas las de NOx, hidrocarburos y las emisiones de partículas) se reducen en comparación con otros diseños conocidos de motores de pistón libre. Esta reducción de las emisiones del tubo de escape es el resultado de una serie de factores, entre ellos: mejor control de la relación de compresión en cada ciclo debido a la geometría alargada del generador eléctrico, que tiene como resultado una alta autoridad del control eléctrico sobre el movimiento del pistón durante la carrera de compresión y, por lo tanto, un menor error

de desplazamiento del pistón en el punto muerto superior; y una composición variable de los gases de escape retenidos de la carga comprimida para reducir los picos de temperaturas y presiones de combustión que determinan la formación de NOx.

REIVINDICACIONES

1. Un sistema (9d) de gestión de combustión para un motor de pistón libre que tiene por lo menos un cilindro (1) con unos medios de admisión (6c) que comprenden una válvula deslizando de lumbrera y una válvula de admisión dispuestas en serie y que se proporcionan a una distancia de los extremos del cilindro, y una válvula de escape (7b) que se proporciona en cada uno de los extremos del cilindro, que comprende además un pluralidad de bobinas (9a) y elementos de estator (9c) colocados a lo largo del cilindro, en donde el movimiento del pistón (2) dentro del cilindro induce un flujo magnético en las bobinas,
5 el sistema de gestión de combustión se caracteriza por
unos medios de control de válvula para controlar la válvula de admisión (6c) y la válvula de escape (7b) independientemente de la posición del pistón (2) que se mueve dentro del cilindro (1) para controlar la relación de compresión y de expansión, en donde el pistón se mueve sobre y más allá de los medios de admisión en cada carrera,
10 unos medios (9d) de control de relación de compresión que controlan la corriente que fluye en las bobinas (9a) para limitar el alcance de movimiento del pistón (2) mediante la modulación de la fuerza magnética aplicada al pistón.
- 15 2. El sistema (9d) de la reivindicación 1, configurado de tal manera que cuando el pistón (2) se encuentra en la extremidad de su movimiento dentro del cilindro (1), la distancia entre la parte superior del pistón y el extremo de la cámara de combustión es más de la mitad del diámetro del pistón.
3. El sistema (9d) de la reivindicación 1 o 2, en donde los medios de control de válvula están configurados para controlar independientemente la apertura de la válvula de admisión (6c) y de las válvulas de escape (7b).
- 20 4. El sistema (9d) de cualquier reivindicación precedente, en donde la válvula de admisión (6c) se controla independientemente para abrir un sub-período dentro de un período para el que la válvula deslizando de lumbrera se abre como resultado de la posición del pistón.
5. El sistema (9d) de cualquier reivindicación precedente, que comprende además unos medios (5) de inyección de combustible configurados para inyectar combustible en una cámara de combustión (34), inmediatamente antes de que se cierre la válvula deslizando de lumbrera.
- 25 6. El sistema (9d) de cualquier reivindicación precedente, que comprende además un sensor de combustible para determinar el tipo de combustible que se utilizará en el motor.
7. El sistema (9d) de cualquier reivindicación precedente, que comprende además un sensor de flujo de aire y un sensor de gases de escape para determinar la cantidad de combustible a inyectar en cada cámara (3,4) según la cantidad de aire y el tipo de combustible utilizado.
- 30 8. El sistema (9d) de cualquier reivindicación precedente, que comprende además unos medios de control de momento de ignición por chispa para ajustar el momento de la ignición por chispa.
9. El sistema (9d) de la reivindicación 8, en donde el sistema determina un momento óptimo de ignición una vez que se ha determinado la relación de compresión esperada durante la carrera de compresión, y los medios de control de momento de ignición por chispa ajustan el momento del evento de chispa según este momento óptimo de ignición.
- 35 10. El sistema (9d) de cualquier reivindicación precedente, en donde los medios (9a) de control de relación de compresión incluyen un sensor de golpeteo, en donde los medios de control de relación de compresión pueden ajustar la relación de compresión mediante el uso de las lecturas que salen del sensor de golpeteo para controlar la recuperación de energía cinética del pistón (2) mediante las bobinas.
- 40 11. El sistema (9d) de cualquier reivindicación precedente, en donde la posición del pistón (2) dentro del cilindro (1) se puede determinar a partir de la salida eléctrica de las bobinas (9a).
12. El sistema (9d) de cualquier reivindicación precedente, en donde los medios (9d) de control de relación de compresión pueden controlar las bobinas (9a) para limitar el alcance de movimiento del pistón (2) por la modulación de la fuerza magnética aplicada al pistón.
- 45 13. El sistema (9d) de cualquier reivindicación precedente, que comprende además unos medios de control de temperatura y una pluralidad de sensores de temperatura en las proximidades de las bobinas (9a), dispositivos electrónicos y otros elementos sensibles a las altas temperaturas para proporcionar lecturas de temperatura para los medios de control de temperatura.

14. El sistema (9d) de la reivindicación 13, en donde los medios de control de temperatura están configurados para aumentar el flujo de aire de refrigeración en los medios de refrigeración en respuesta a un aumento de las temperaturas.

5 15. El sistema (9d) de cualquier reivindicación precedente, en donde los medios de control de la temperatura también proporcionan un aporte a los medios de control de válvula, de modo que la potencia de salida del motor se reduce cuando se detectan lecturas mantenidas de temperatura elevada para evitar daños en el motor.

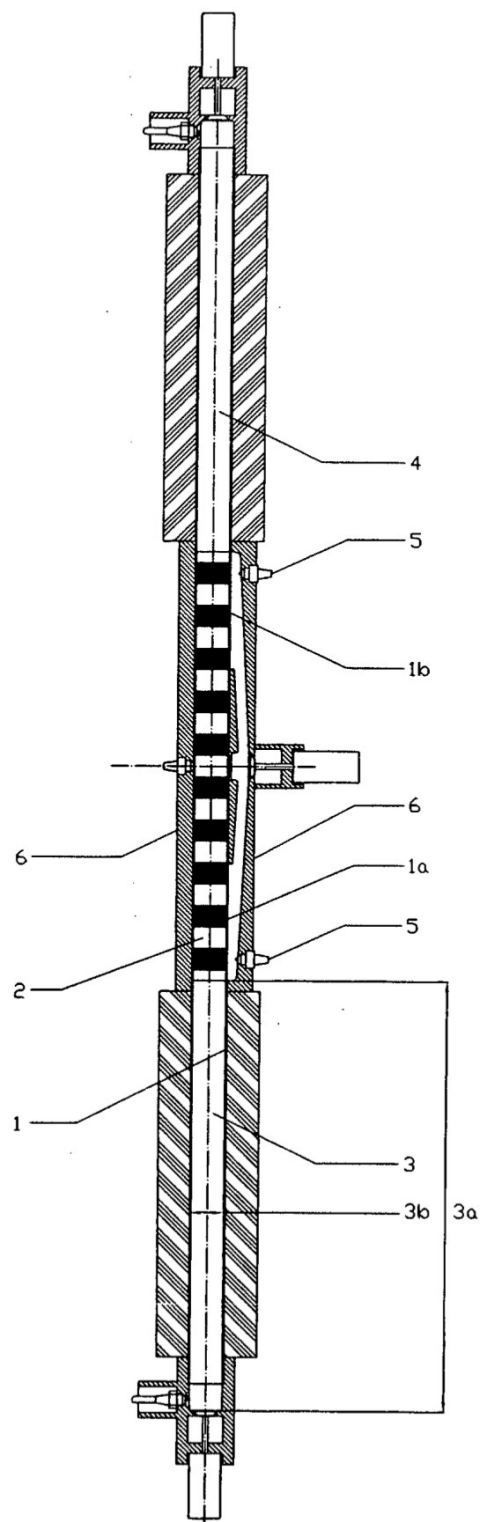
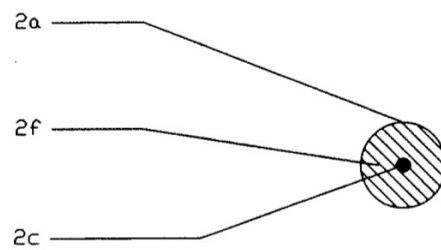
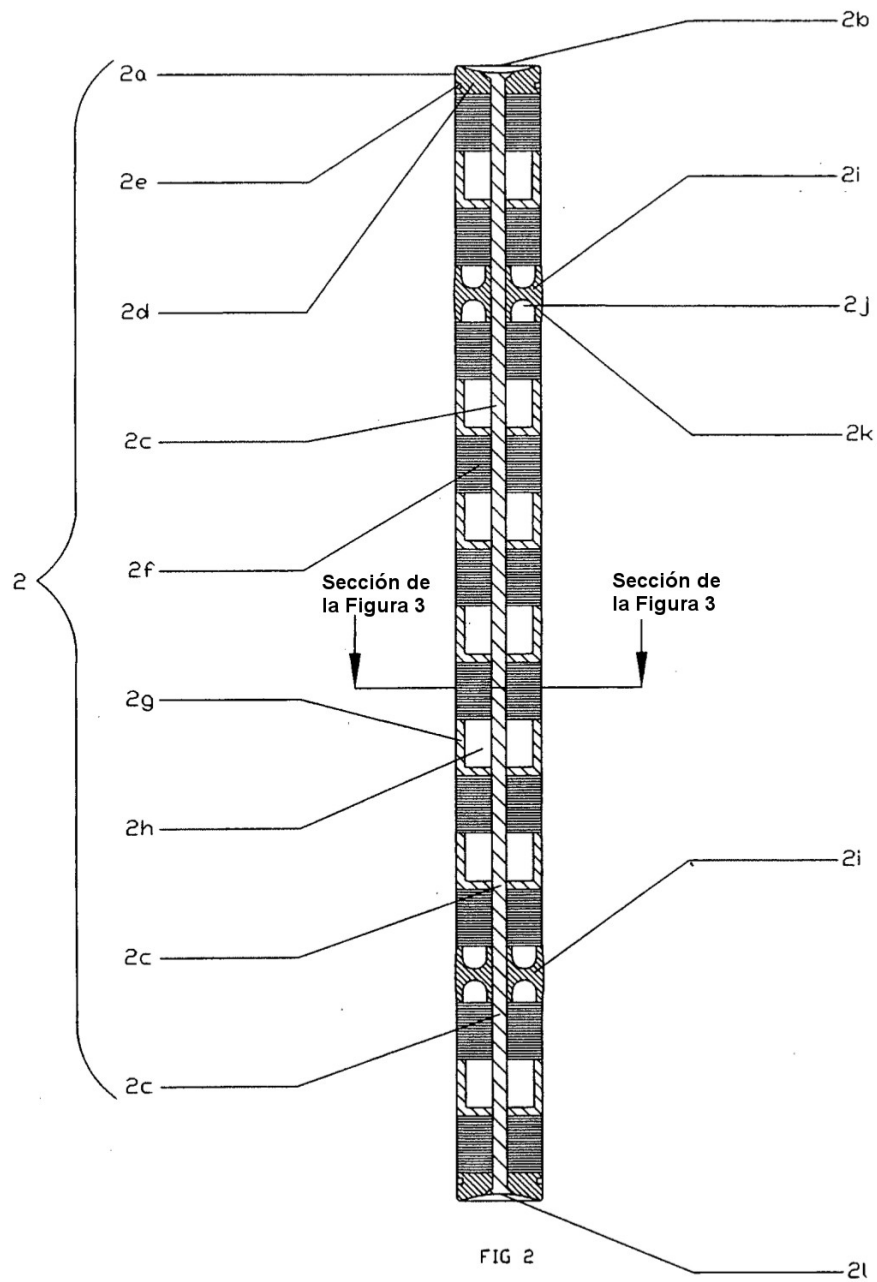


FIG 1



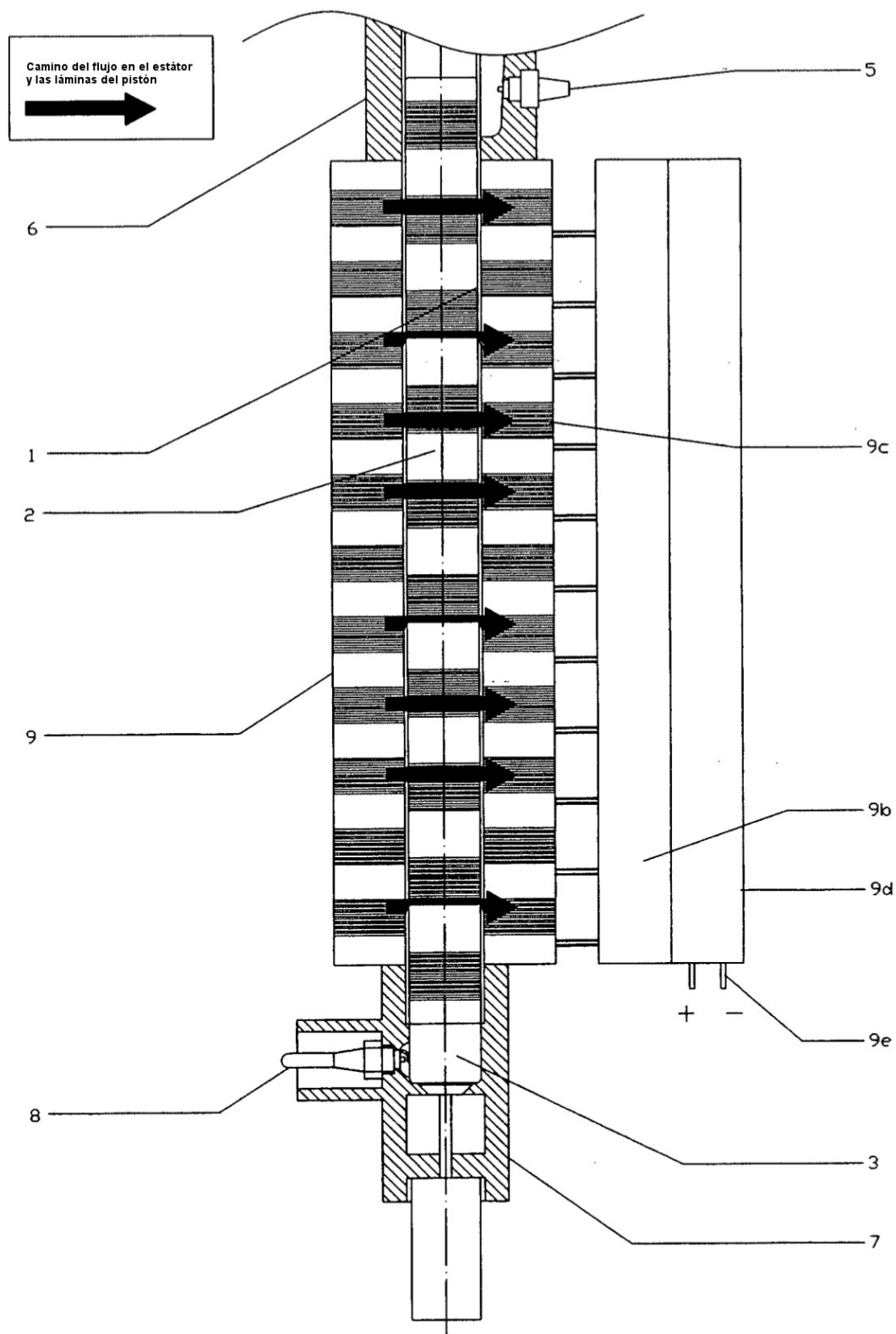


FIG 4

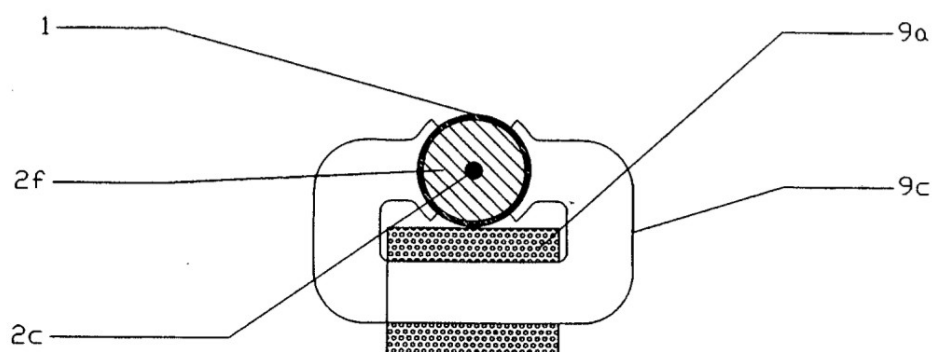


FIG 5a

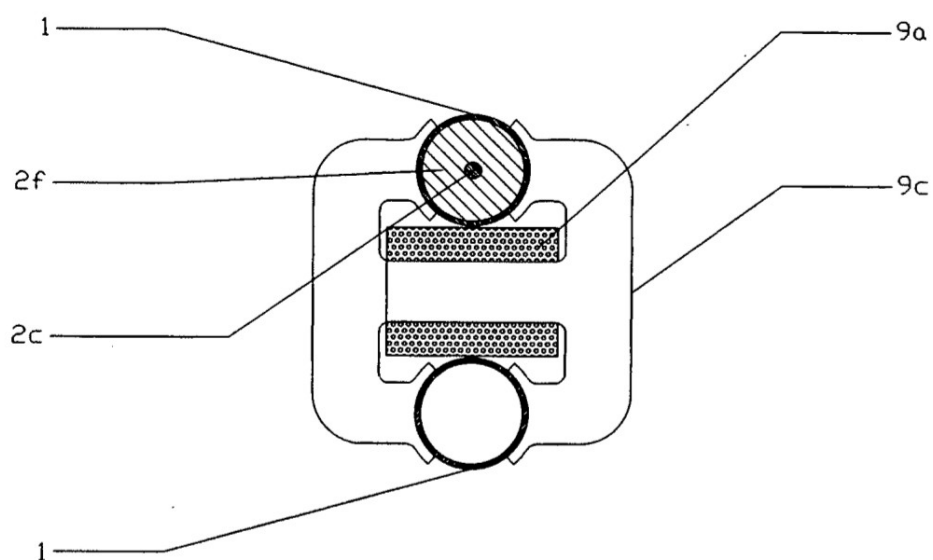


FIG 5b

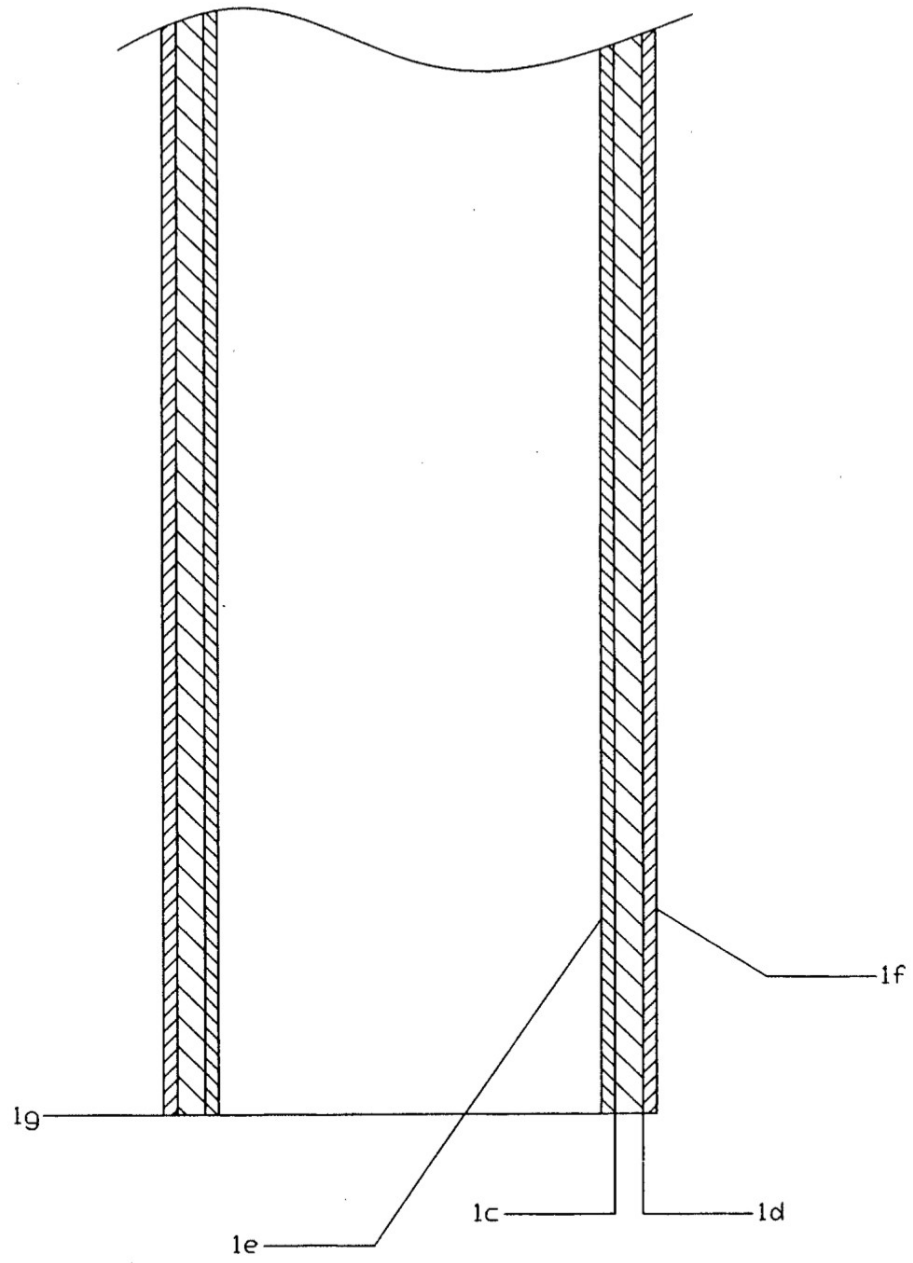


FIG 6

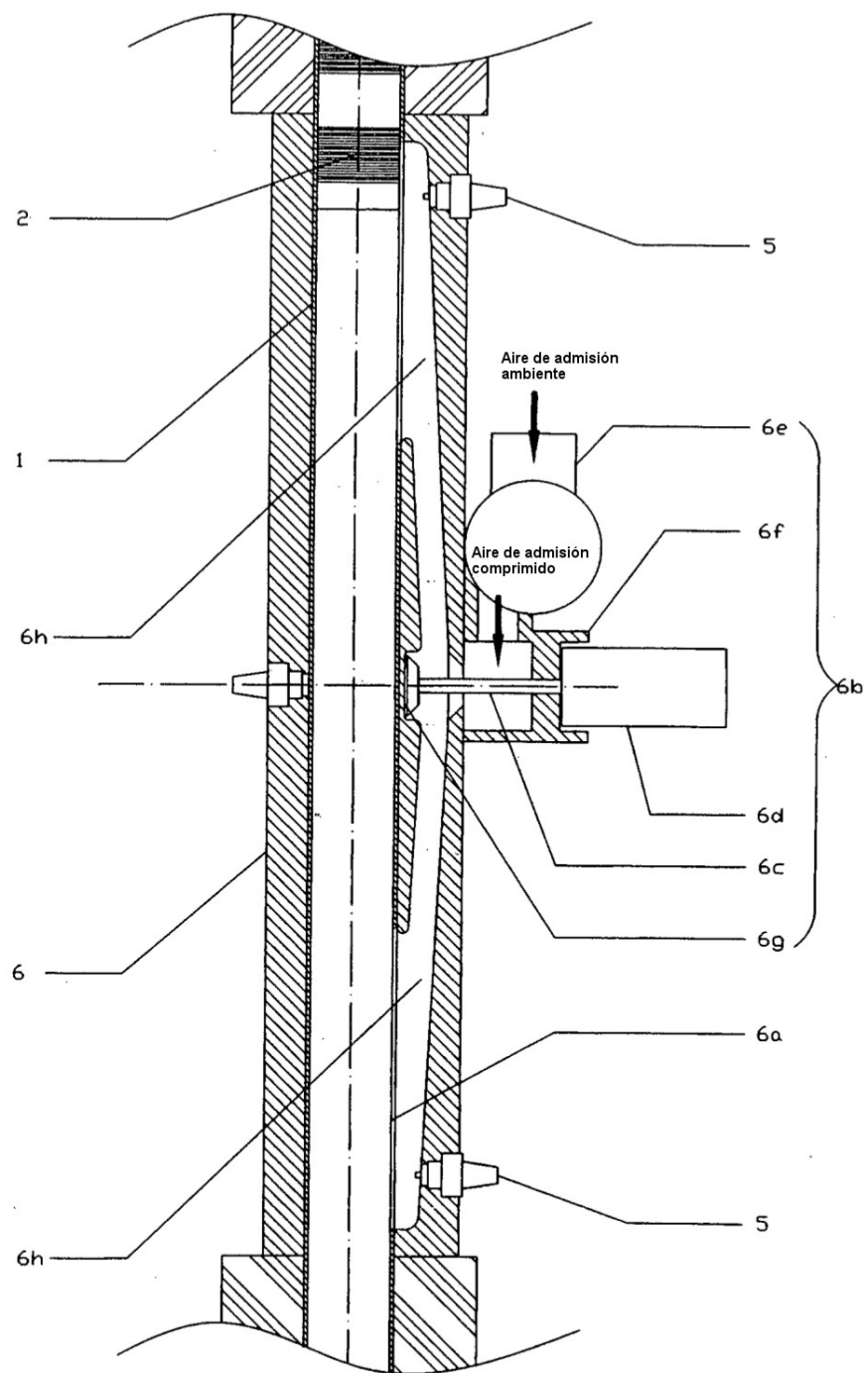


FIG 7

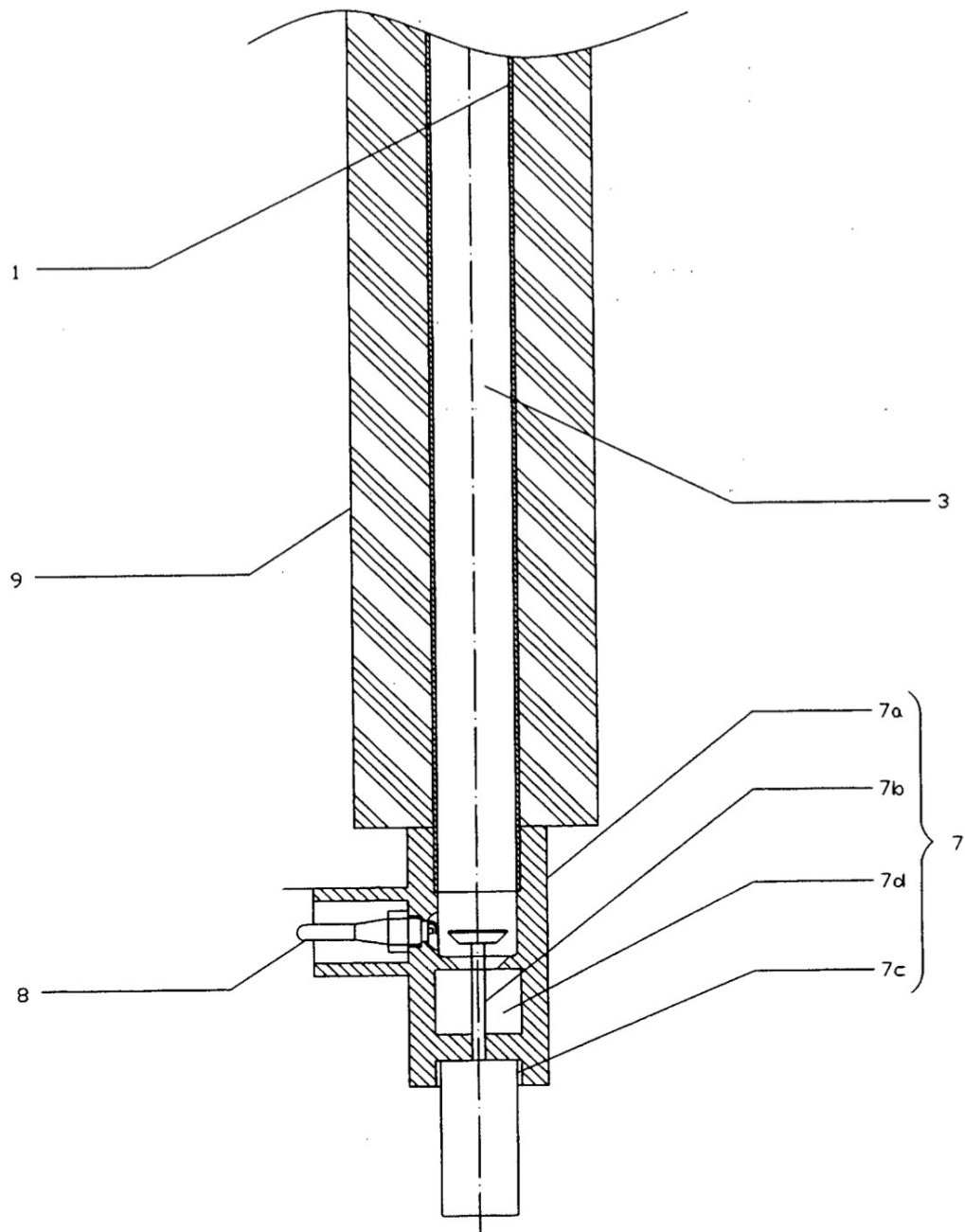


FIG 8

Lumbrera deslizando hacia la cámara 1

Medios de admisión

Estado de medios de escape

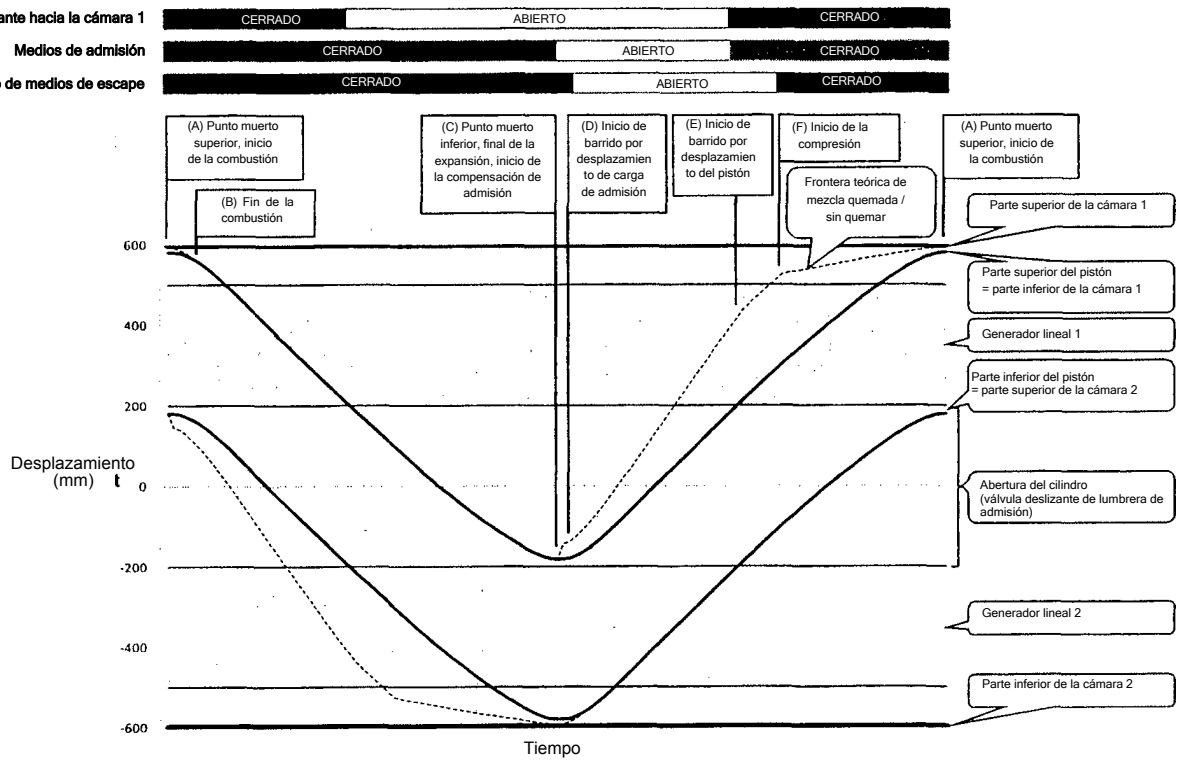


FIG 9

Determinación de la relación de compresión y respuesta a la relación de compresión				
Etapa	Parte del ciclo (Cámara 3)	Señal	Medios de control de relación de compresión	Respuesta
1	Continua durante varios ciclos	Salida de potencia necesaria del motor (carga)	Medios de control de válvula de admisión	Duración del período de apertura de la válvula de admisión
		Velocidad del motor		Admisión de aire a la cámara 3 y 4 (señal de control)
2		Salida de potencia necesaria del motor (carga)	Bobinas	Establecer la fuerza de modo que la recuperación de energía cinética del pistón = potencia de salida = energía de combustión en la cámara 4
3		Tipo de combustible	(Calculado)	Objetivo de relación de compresión de este ciclo (señal de control)
		Señal de golpeteo en un ciclo anterior		
		Objetivo de relación de compresión en un ciclo anterior		
4		Admisión de aire a la cámara 3	(Calculado)	Objetivo de punto de cierre de la válvula de escape (señal de control)
		%EGR deseado		
5	Fases de igualación y barrido	Energía cinética del pistón (calculada a partir de la salida de las bobinas)	(Calculado)	Error de energía cinética calculado sobre la base de la EC teórica versus la EC real para lograr el objetivo de velocidad y relación de compresión (señal de control)
		Objetivo de punto de cierre de la válvula de escape		
6		Error de energía cinética	Bobinas	Ajustar fuerza de modo que el cambio de recuperación de energía cinética del pistón sea igual y anule la señal de error de energía cinética
7	Fase de compresión	Energía cinética del pistón (calculada a partir de la salida de las bobinas)	(Calculado)	Relación de compresión esperada (señal de control)
		Posición del pistón		
		Aire, combustible y gas de escape en la cámara de combustión		
		Momento de cierre de gases de escape		
8		Relación de compresión esperada	medios de control del momento de ignición	Momento optimizado para la relación de compresión esperada

FIG. 9a

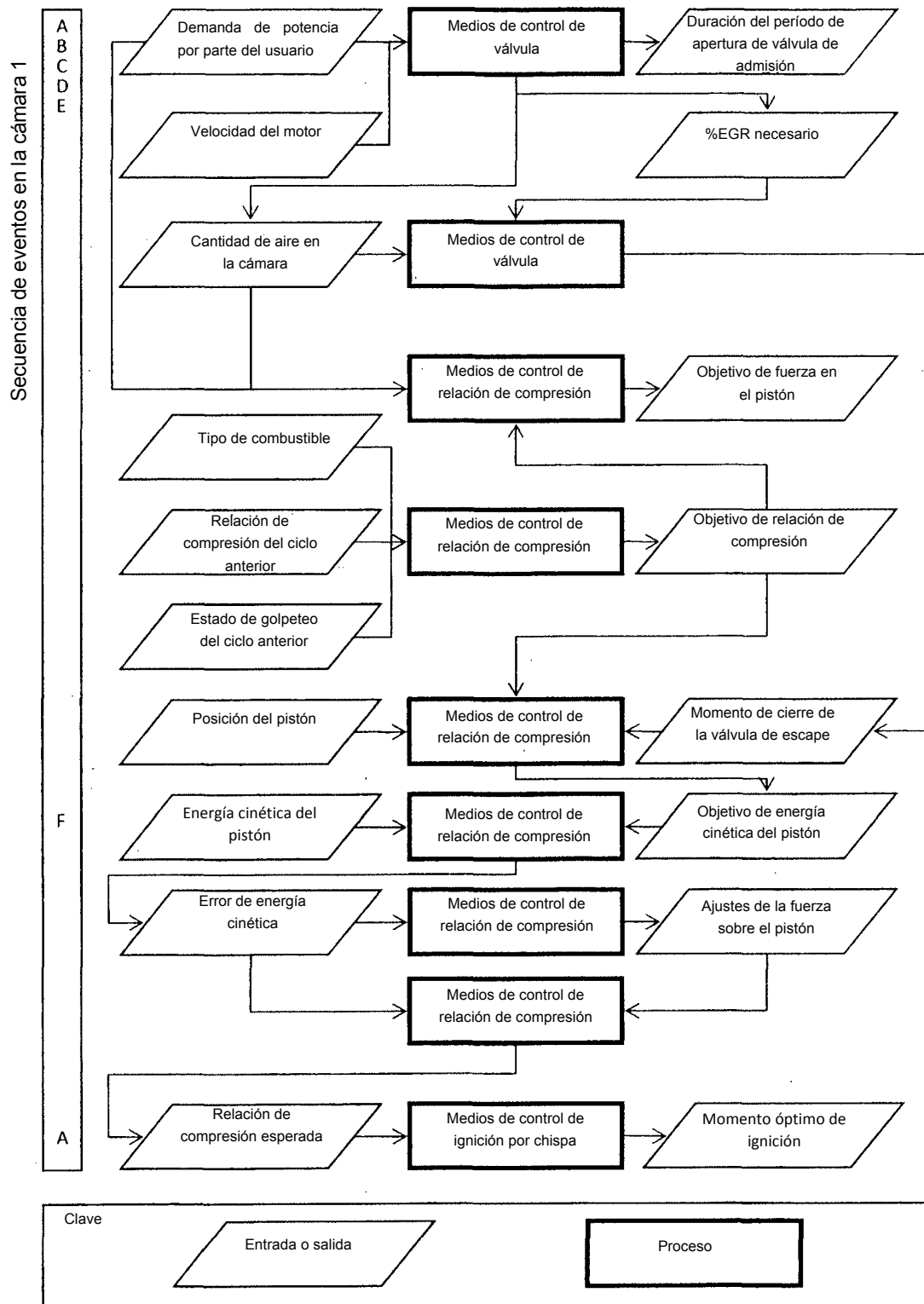


FIG 9b

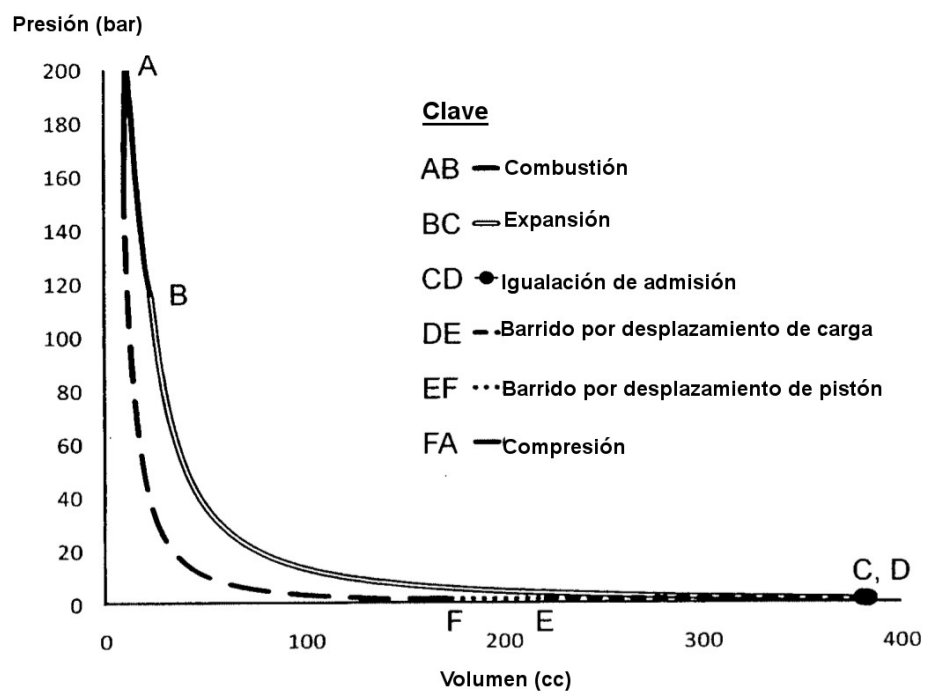


FIG 10

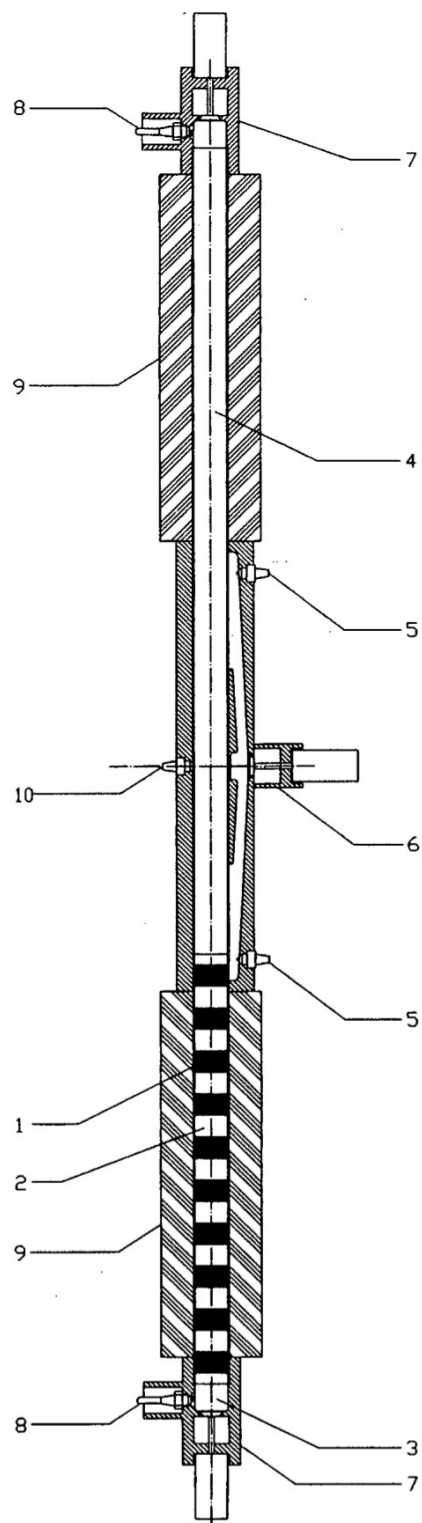


FIG 11

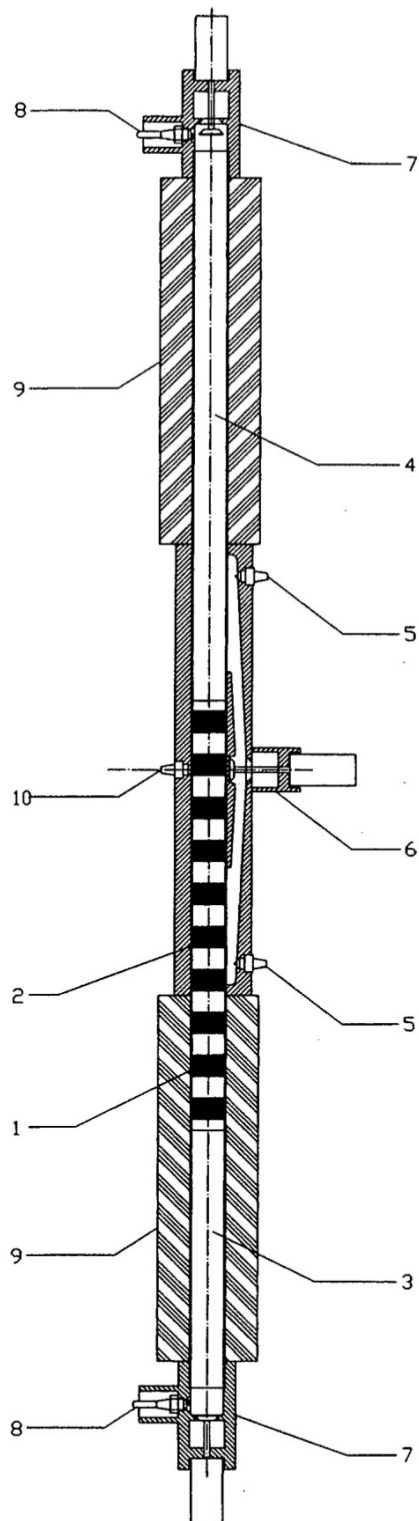


FIG 12

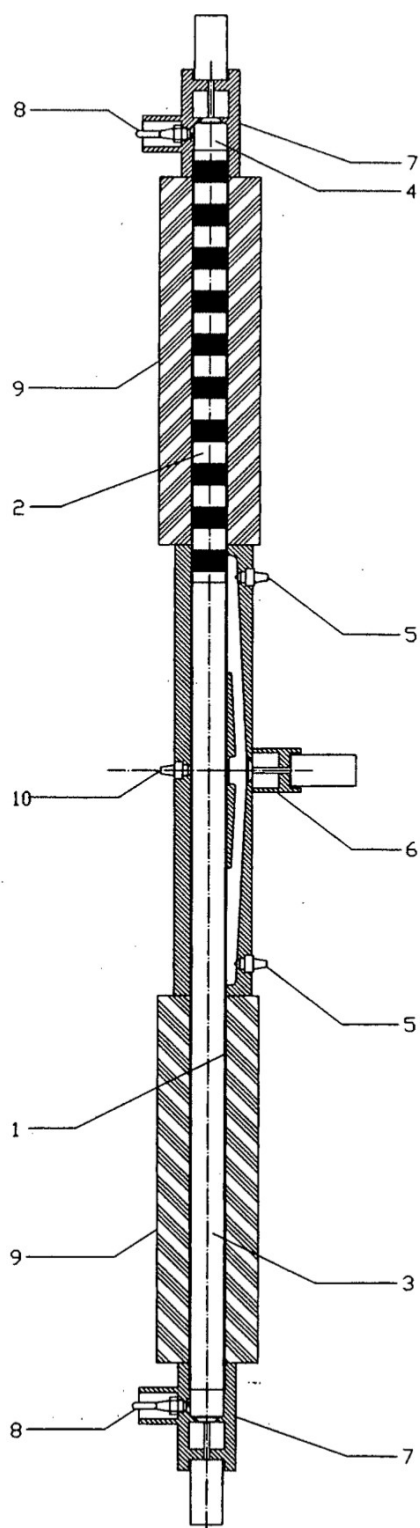


FIG 13

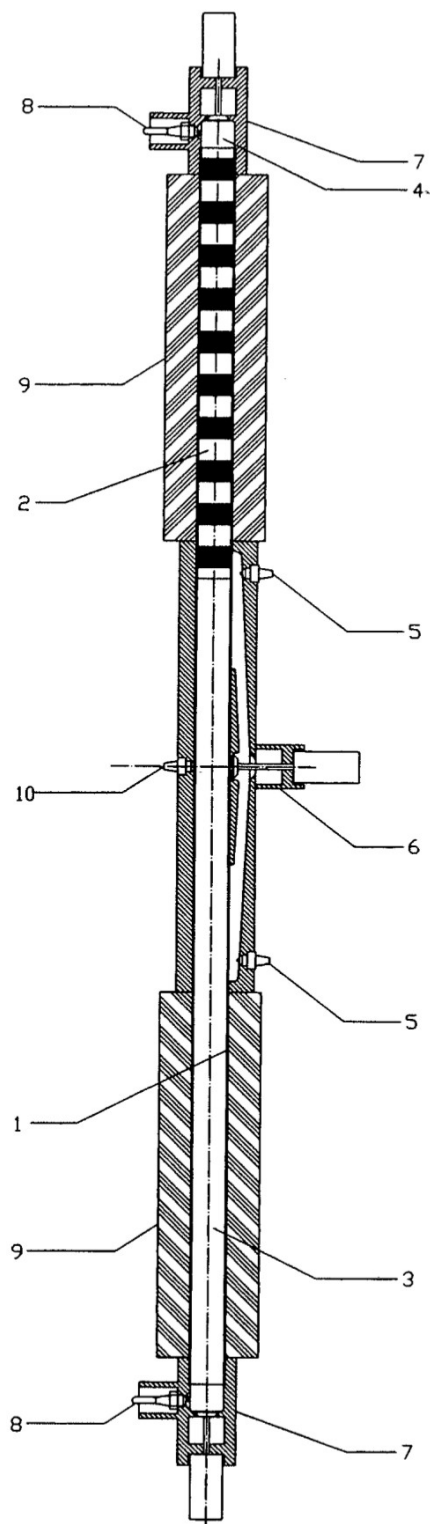


FIG 14

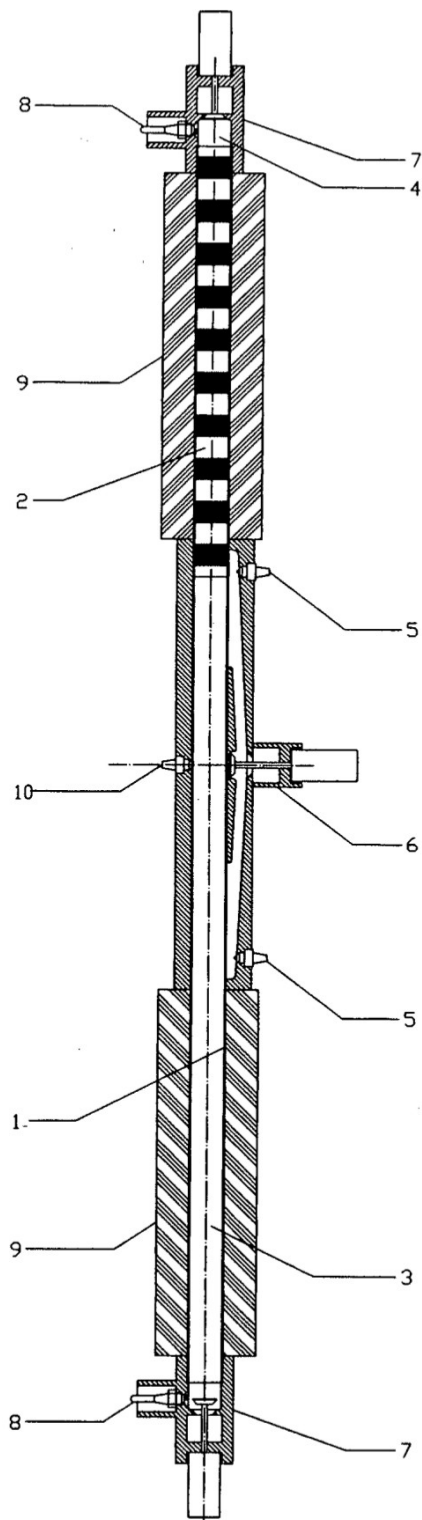


FIG 15

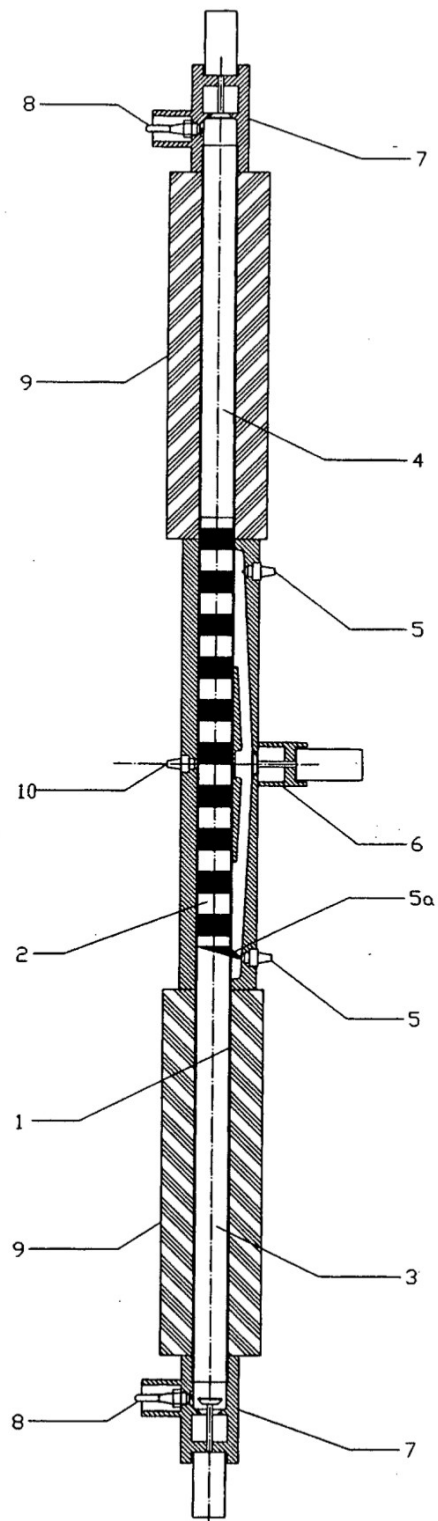


FIG 16

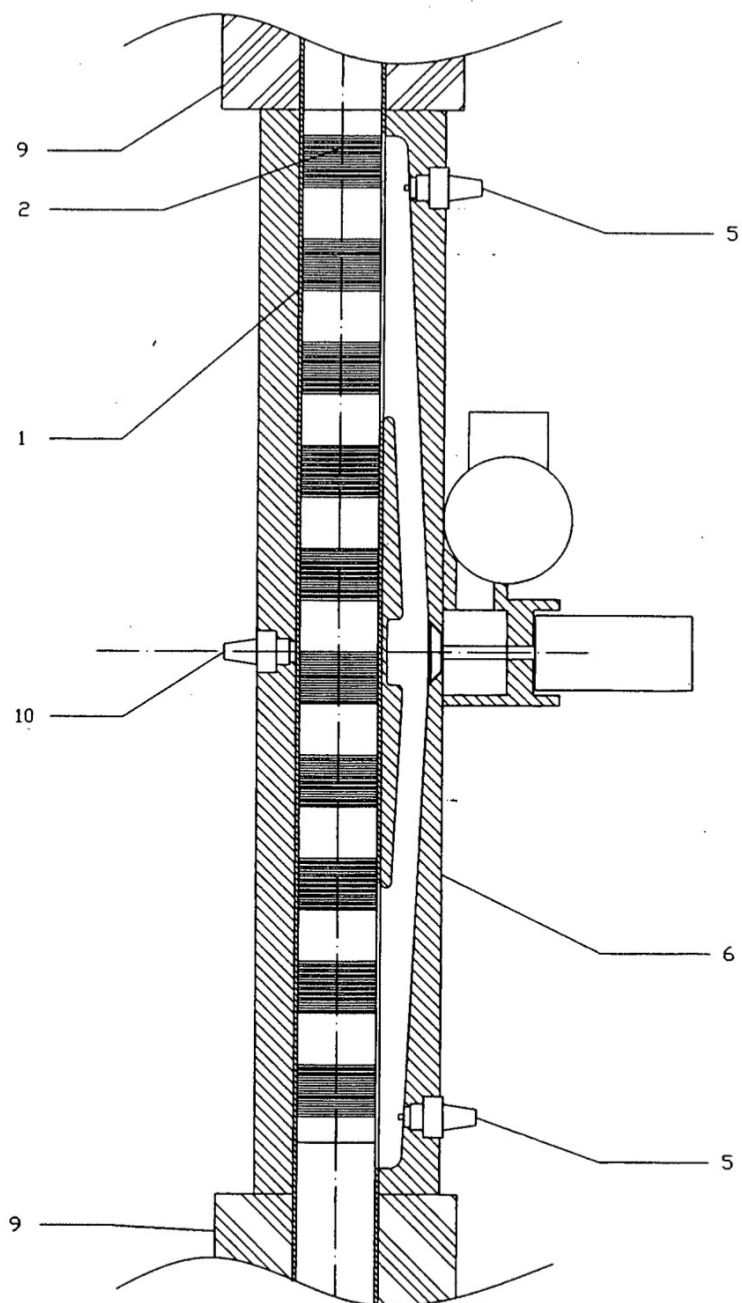


FIG 17

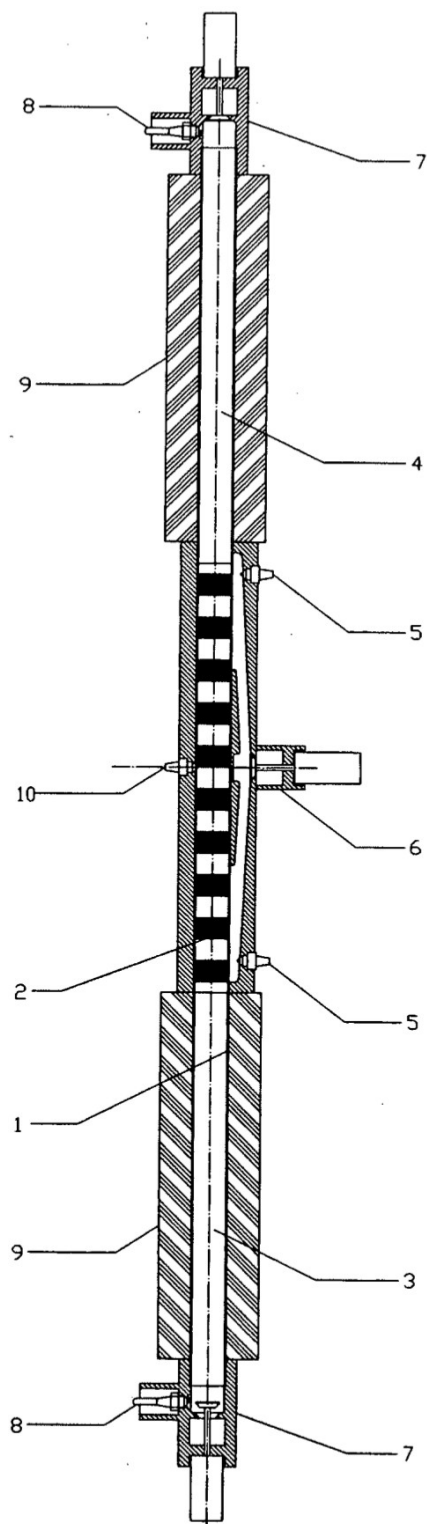


FIG 18

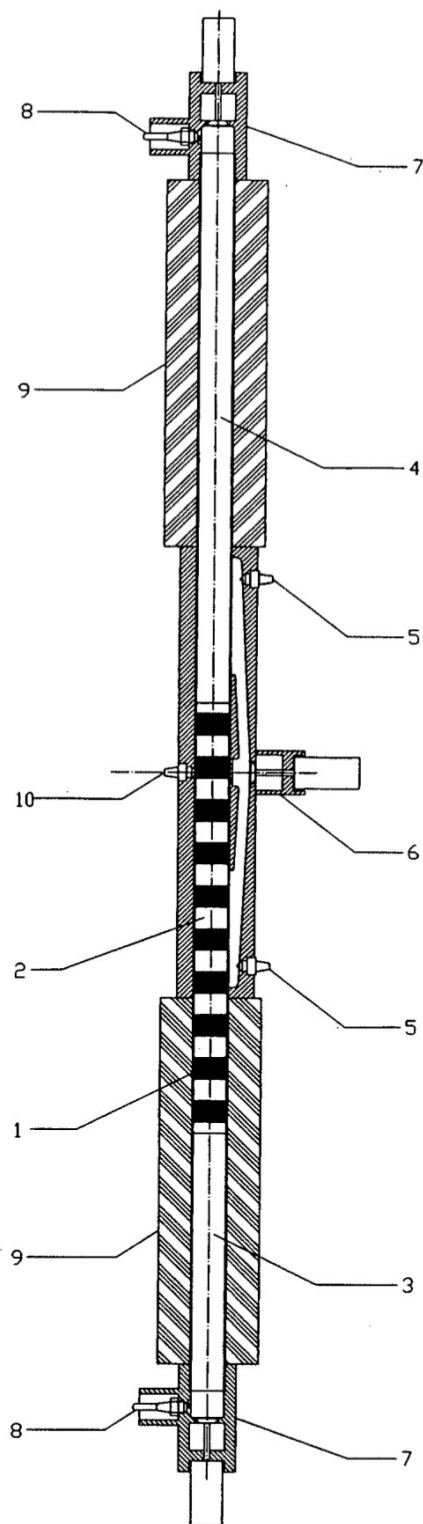


FIG 19

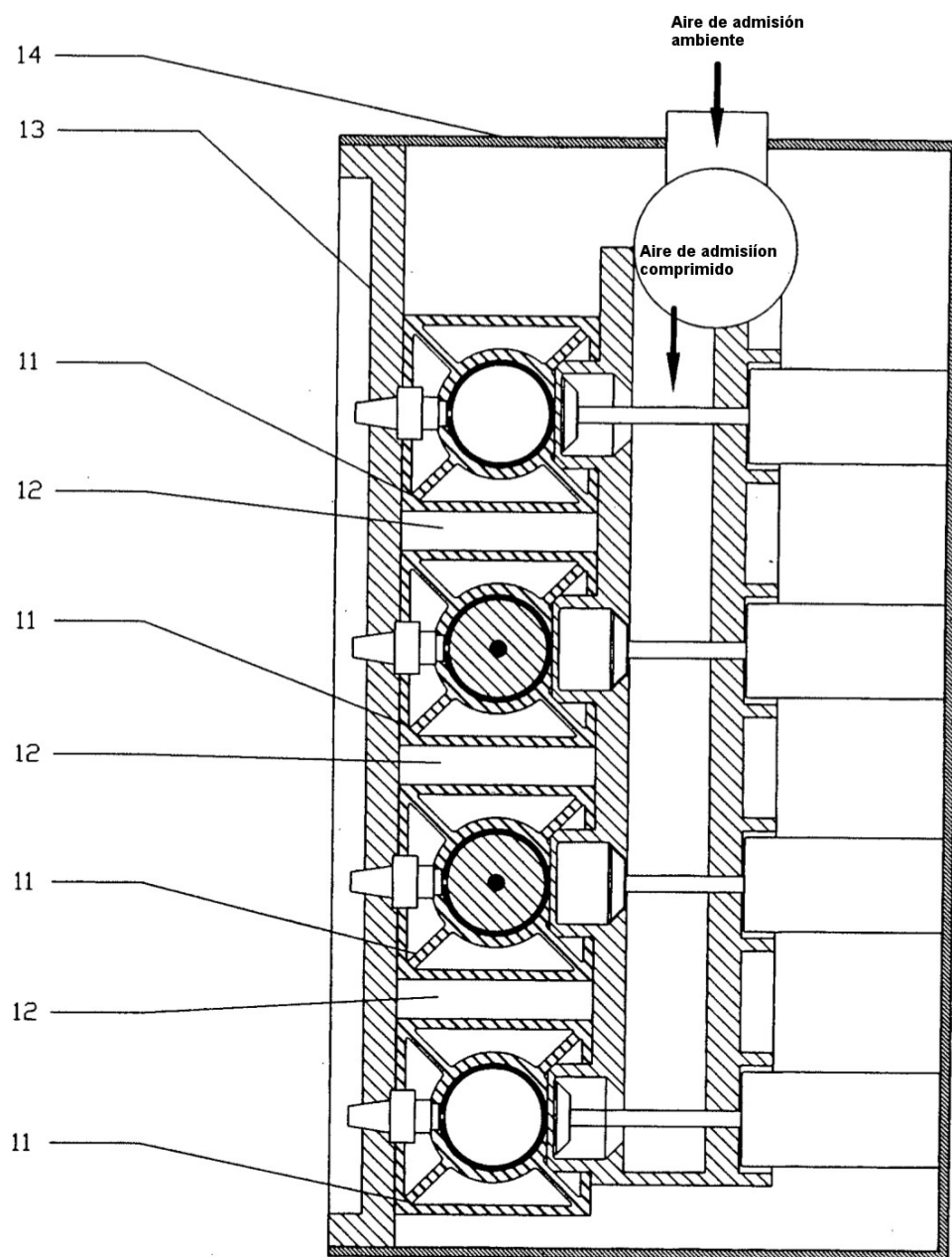


FIG 20

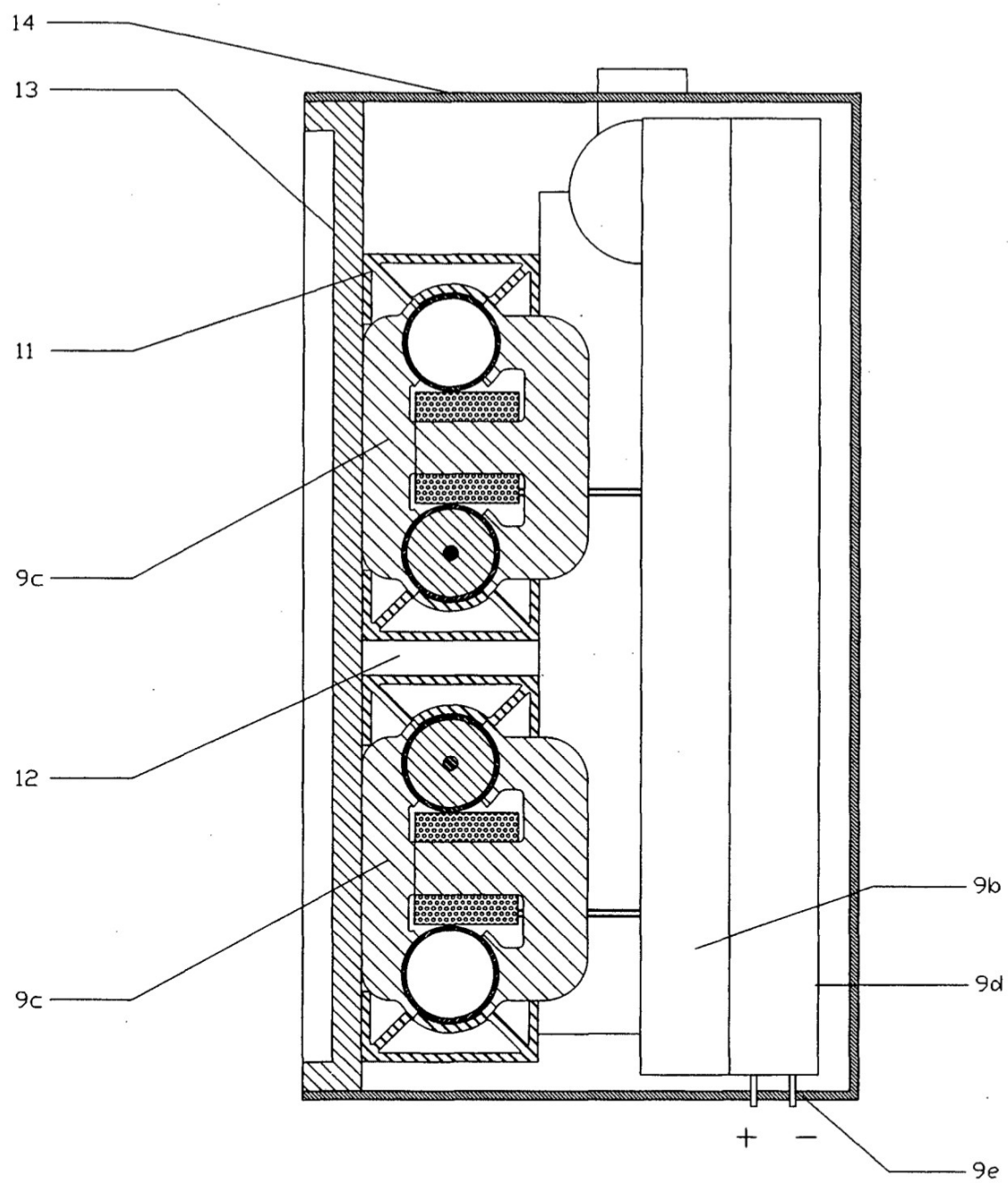


FIG 21

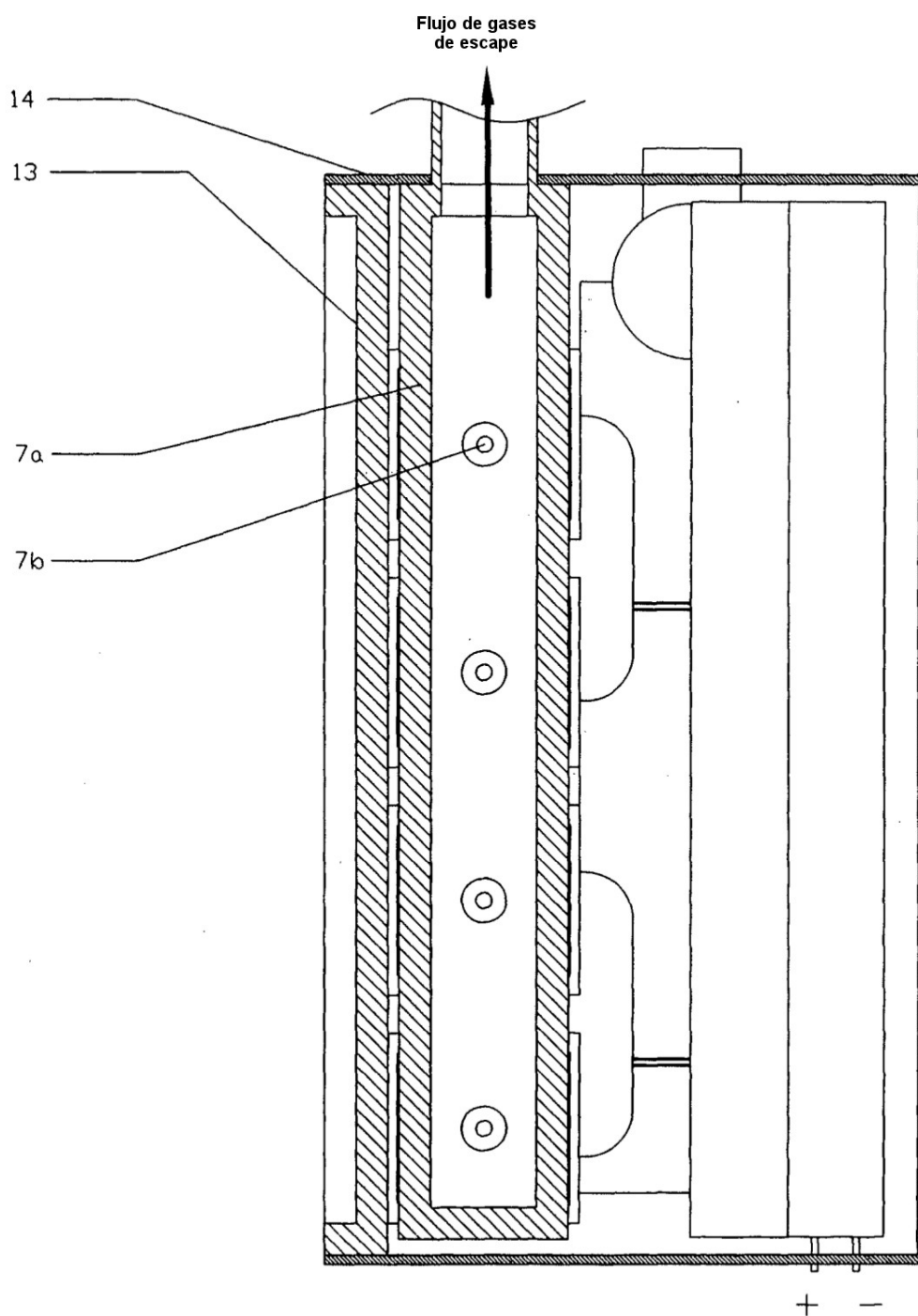


FIG 22