

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 556 945**

51 Int. Cl.:

F01B 1/08	(2006.01) F01B 7/10	(2006.01)
F01B 7/04	(2006.01) F02F 3/00	(2006.01)
F01B 9/02	(2006.01)	
F02B 75/24	(2006.01)	
F02B 75/28	(2006.01)	
F02B 25/08	(2006.01)	
F16H 21/36	(2006.01)	
F02B 75/02	(2006.01)	
F02B 75/18	(2006.01)	
F02F 1/22	(2006.01)	

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **28.05.2008** **E 08750704 (2)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **28.10.2015** **EP 2171211**

54 Título: **Motores de combustión interna**

30 Prioridad:

06.06.2007 GB 0710852

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

21.01.2016

73 Titular/es:

**COX POWERTRAIN LTD (100.0%)
35 NEWBRIDGE STREET
LONDON EC4V 6BW, GB**

72 Inventor/es:

COX, DAVID

74 Agente/Representante:

VALLEJO LÓPEZ, Juan Pedro

ES 2 556 945 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

Motores de combustión interna

5 Campo de la invención

La presente invención se refiere a motores de combustión interna. Más en particular, se refiere a motores de combustión interna con una configuración de pistón opuesto, cilindro opuesto ("POCO").

10 Antecedentes

Los motores de combustión interna han sufrido muy pocos cambios desde el final de la Segunda Guerra Mundial y se podría argüir que el motor de pistón que hoy en día se usa a nivel prácticamente universal tiene más en común con la practicidad del diseño al inicio de la Segunda Guerra Mundial que con los desarrollos que tuvieron lugar durante la misma.

Con el fin de la guerra, se necesitaba algo que fuera barato y simple de producir, algo que no necesitara técnicas de mecanizado especialmente avanzadas o materiales exóticos. En ese momento, el motor de combustión interna se veía solamente como una medida temporal hasta que apareciera otra tecnología, y esta suposición se ha repetido una y otra vez durante las siguientes décadas.

El motor rotativo fue uno de un número de desarrollos tras la guerra. La geometría básica del motor rotativo ha estado presente desde la época del vapor, pero el trabajo realizado por Felix Wankel lo llevó hasta el punto donde parecía ofrecer una solución viable. En comparación con un motor de combustión interna convencional, el Wankel era mucho más pequeño para una capacidad determinada y ofrecía el extra añadido de un funcionamiento casi libre de vibraciones. Para el final de la década, casi todos los grandes productores de motores habían comprado licencias del Instituto Wankel para producir motores rotativos, pero los problemas pronto se volvieron aparentes. El primero, un pobre sellado de los extremos del rotor, se solucionó finalmente, aunque solo después de que muchas retiradas de productos y reclamaciones de garantía llevaran a los fabricantes pioneros prácticamente a la bancarrota. El segundo era inherente en el diseño básico. La geometría del rotor giratorio y la pared de la cámara en un Wankel obligan al volumen de combustión a convertirse en lo que queda entre el rotor y la pared de la cámara en el punto de combustión. Esto conduce a una combustión incompleta debido a la gran relación de área/volumen y la forma ineficaz. Se pensó que el mundo podría vivir con un pobre consumo de combustible hasta la llegada de la primera crisis de combustible en 1974, pero casi de la noche a la mañana, la mayoría de participantes más importantes, excepto Mazda, abandonaron el Wankel. Con emisiones tan importantes hoy en día como el consumo de combustible, la combustión ineficaz del Wankel hace que sea difícil verlo desarrollar cualquier papel significativo en el futuro, excepto en aplicaciones donde el usuario puede tolerar estas deficiencias a cambio de su pequeño tamaño y fluidez.

Tras haberse quemado, los fabricantes volvieron a los motores convencionales y esperaron a avances en lo que aceptaron como la fuente de potencia del futuro; la célula de combustible. Los desarrollos en las baterías avanzadas también están en curso, pero es irónico que en el mismo momento en que el primer vehículo eléctrico comercial puede contemplarse de manera realista, existe el entendimiento creciente de que el motor de combustión interna tendrá un futuro significativo durante muchos años como una unidad altamente eficaz por sí sola o como parte de un tren de potencia híbrido.

En algunos sentidos, los diseñadores de motores diesel para uso comercial se han aventurado más con pistones opuestos de 2 tiempos desarrollados en Alemania en los años treinta con el Junkers Jumo, y en los cincuenta y sesenta con el Napier Deltic y el Commer TS3.

Habiendo establecido el requisito de un motor de pistón moderno, la pregunta es qué características debería tener.

Por motivos de eficiencia de fabricación y fiabilidad durante el uso, el motor debería ser tan simple como fuera posible con las mínimas piezas móviles. Debería ser tan pequeño como fuera posible, para que pudiera alojarse fácilmente en lo que sea que esté alimentando, mejorando el empaquetado de un vehículo, mejorando la seguridad de los peatones y haciendo que su incorporación a un tren de potencia híbrido sea más simple.

Debería ser ligero, para que use una energía mínima al mover su propia masa, mientras que se hace posible una mayor carga dentro de un peso bruto y fijo del vehículo.

Debería usar su combustible de manera más eficaz que los motores contemporáneos, lo que significa una mejor combustión, menos fricción interna y masas alternativas reducidas.

En caso de que sea posible, debería estar libre de vibraciones para mejorar la comodidad de los ocupantes del vehículo y reducir las tensiones en el chasis.

Teóricamente, un motor de dos tiempos tiene la ventaja de que logra una mayor salida por su tamaño, ya que cada cilindro produce potencia en cada revolución. Sin embargo, este potencial se ha visto comprometido por una superposición excesiva del periodo de admisión y escape y el hecho de que los motores de 2 tiempos de pistón opuesto no han tenido tradicionalmente una simetría óptima para lograr la combustión más eficaz. Los avances en los combustibles, sistemas de inyección y gestión de motor significan que mucho de esto puede solucionarse, emergiendo un motor más limpio.

Un motor de combustión interna de 2 tiempos con cilindros opuestos, teniendo cada cilindro un par de pistones opuestos conectados con un cigüeñal central común, se ha divulgado por parte de Hofbauer en el documento US 6.170.443. Una colocación angular e independiente de las excéntricas del cigüeñal permite una temporización asimétrica de los puertos de admisión y escape, optimizando de esta manera la superposición del puerto de admisión y escape. El efecto del desequilibrio dinámico primario resultante se minimiza controlando las configuraciones geométricas y las masas de las piezas móviles de una manera compleja.

Otra contribución a las emisiones producidas y a la ineficacia general de un motor convencional viene ocasionada por el avance lateral del pistón, provocado al conectar la geometría de varilla/cigüeñal, mientras que son significativos los lanzamientos friccionales debido a las fuerzas de combustión que actúan directamente en el extremo grande de los cojinetes principales.

Las mejoras en todas estas áreas solo pueden ser beneficiosas.

El documento FR2888907A describe un motor de combustión interna que tiene dos cilindros opuestos, incluyendo cada cilindro dos pistones opuestos.

Sumario de la invención

La presente invención se refiere generalmente a motores de combustión de intervalo con 2 cilindros y de 2 tiempos.

Es un objetivo de la presente invención proporcionar un motor de combustión interna de 2 cilindros y 2 tiempos que tiene características de rendimiento superiores en relación con los motores actuales de 4 cilindros y 4 tiempos, pero con una eficacia mejorada, un perfil de altura reducido y una masa inferior para una instalación mejorada, adaptabilidad a una sobrealimentación y métodos de inyección de combustible avanzados, equilibrio dinámico y simplicidad mecánica para costes de producción reducidos.

Por consiguiente, la presente invención proporciona un motor de combustión interna de dos tiempos tal como se expone en la reivindicación 1.

Un mecanismo de yugo escocés que acopla rígidamente los pistones exteriores se proporciona preferentemente para acoplar de manera impulsora los pistones exteriores al cigüeñal. Preferentemente, se proporcionan dos mecanismos de yugo escocés paralelos, igualmente dispuestos en torno a la línea central de los cilindros con suficiente espacio entre ellos para recibir de manera deslizante el único yugo escocés de los pistones exteriores antes mencionado, acoplando rígidamente los pistones interiores para acoplarlos de manera impulsora con el cigüeñal.

En algunas realizaciones, un orificio está provisto de medios de sellado en la corona de cada pistón interior para proporcionar espacio para el movimiento de una varilla que conecta los pistones exteriores con su mecanismo de yugo escocés. De esta manera, el mecanismo de yugo escocés de los pistones exteriores queda alojado dentro de los dos mecanismos de yugo escocés de los pistones interiores.

Para facilitar el ensamblaje de los pistones interiores y exteriores, una característica preferente de la invención es la división de los pistones interiores a lo largo de un plano a través del eje de los cilindros y normal con respecto al eje del cigüeñal. Las dos mitades de los pistones interiores vuelven a unirse entonces con sujeciones. Se reconoce que pueden emplearse métodos de ensamblaje alternativos para lograr el mismo efecto.

Además, de acuerdo con la invención, el cigüeñal tiene preferentemente al menos tres muñones separados para recibir las fuerzas impulsoras desde los mecanismos respectivos de yugo escocés. Cada cilindro tiene puertos de escape y puertos de admisión de aire formados cerca de sus extremos respectivos.

Una característica preferente de la invención es que se proporcionan medios de inyección de combustible que suministran combustible a través de un número de boquillas dispuestas radialmente, cuyo eje de disposición es coaxial con los cilindros. Durante el periodo de inyección, un número igual de puertos dispuestos radialmente en las varillas tubulares de los pistones exteriores están alineados con y rodean las corrientes de inyección de combustible, permitiendo por tanto su admisión en las cámaras de combustión.

Una característica preferente e importante de la invención es que las masas de los conjuntos de pistón rígido interior y exterior/yugo escocés/pistón (API y APO) se seleccionan para eliminar o minimizar el desequilibrio dinámico

primario del motor. Los motores que utilizan mecanismos de yugo escocés accionan sus pistones con un puro movimiento armónico simple y, por tanto, no tienen segundos componentes de movimiento armónico o de orden superior. Más específicamente, se prefiere elegir la masa del API de manera que el producto de su masa multiplicado por el desplazamiento de sus muñones de cigüeñal de accionamiento sea igual al producto de la masa del APO multiplicado por el desplazamiento de su muñón de cigüeñal de accionamiento. Esta configuración elimina el desequilibrio dinámico a menos que se introduzca asimetría del muñón del cigüeñal.

De acuerdo con una característica preferente y adicional de la invención, los muñones en el cigüeñal que accionan el API y el APO, en lugar de estar diametralmente opuestos, están dispuestos simétricamente para que los puertos de escape del cilindro asociado se abran antes que los puertos de admisión de aire y se cierren antes de cerrarse los puertos de admisión de aire. Esta temporización de puertos asimétrica hace que sea posible mejorar el barrido de gas de escape y utilizar la sobrealimentación para mejorar la eficacia del motor.

Una vez que el movimiento asimétrico del pistón se introduce en un motor de pistón opuesto, es necesario redefinir el significado de punto muerto superior (TDC) y punto muerto inferior (BDC), que en la gran mayoría de los diseños de motor coincide con los volúmenes mínimos y máximos contenidos dentro del cilindro. En el caso de motores de pistón opuesto cuyos pistones están fuera de fase por un ángulo de $(180+\alpha)^\circ$, donde α se conoce como el ángulo fuera de fase (OOP), la posición del volumen mínimo contenido se conoce como el punto muerto interior (IDC) y la posición del volumen máximo contenido se conoce como el punto muerto exterior (ODC).

Una característica adicional e importante de la invención es el uso de dos válvulas de camisa que contienen los puertos de admisión y escape y forman el cilindro dentro del que alterna el pistón. Es una característica preferente de la invención que un muñón excéntrico y esférico en un extremo del cigüeñal accione una válvula de camisa, mientras que un muñón similar coaxial en el otro extremo del cigüeñal acciona la segunda válvula de camisa. En algunas realizaciones, las excentricidades máximas de los muñones excéntricos llevan un retraso con respecto al muñón del cigüeñal APO de $(90+\alpha/2)^\circ$.

Puede mostrarse mediante trigonometría algebraica que cuando una disposición cinemática tal como la anteriormente descrita tiene un ángulo α OOP, se genera una fuerza primaria fuera de equilibrio con un retraso respecto a la posición del muñón APO de $(90+\alpha/2)^\circ$ y de magnitud $2\sin(\alpha/2)$ multiplicado por el producto de la masa/desplazamiento del cigüeñal del API o APO. Para lograr un equilibrio dinámico perfecto, todo lo que es necesario es disponer el producto de la suma de las masas de las dos válvulas de camisa multiplicado por el desplazamiento de sus muñones excéntricos para que sea igual a la magnitud de la fuerza fuera de equilibrio descrita anteriormente. De esta manera, el motor resultante se encuentra esencialmente en un equilibrio dinámico completo. Debería apreciarse en este caso que los componentes rotativos del movimiento de las válvulas de camisa se encuentran en direcciones opuestas y se anulan totalmente entre sí. Además, ya que los cilindros opuestos son coaxiales, no se generan parejas de balanceo y se ahorra espacio en comparación con una disposición de cilindro escalonada, convencional y opuesta horizontalmente.

Otra razón importante para esta característica de la invención es que el efecto de que el movimiento de la válvula de camisa tenga un retraso con respecto al movimiento del pistón de escape de $(90+\alpha/2)^\circ$ es multiplicar la simetría del temporización de puerto por un factor de tres o más, lo que permite que la simetría del pistón se minimice, lo que a su vez minimiza el volumen perdido del motor y los componentes internos fuera de equilibrio, un círculo virtuoso escaso en el diseño de ingeniería.

Un efecto deseable adicional, bien documentado en la bibliografía, es que el movimiento circular impartido a las válvulas de camisa por sus excéntricas, reduce significativamente la fricción del pistón y el desgaste del cilindro debido a la velocidad de los anillos de pistón en relación con su cilindro, sin llegar nunca a ser cero. La lubricación hidrodinámica se maximiza por tanto. Al mismo tiempo, el aceite de lubricación se extiende de manera más uniforme, conduciendo a una mayor fiabilidad por medio de una posibilidad reducida de fallo de lubricación y una transferencia de calor mejorada que conduce a zonas calientes y gradientes de temperatura reducidos.

Una máxima eficacia de potencia de un motor de acuerdo con la presente invención puede lograrse aplicando aire presurizado a los puertos de admisión de cada cilindro. La forma actualmente preferida del motor con temporización asimétrica de acuerdo con la invención incluye por tanto dos sobrealimentadores, cada uno de los cuales se acopla a los puertos de escape de un cilindro asociado para recibir gases de purga de ese cilindro y aplicar aire presurizado a los puertos de admisión de ese cilindro asociado. Un acoplamiento cercano de un sobrealimentador separado en cada anillo de puerto de escape tiene como resultado una mayor eficacia al utilizar energía adicional desde las pulsaciones dinámicas de gas inherentes en cualquier motor de pistón.

Breve descripción de los dibujos

Una realización de la invención se describe ahora a modo de ejemplo, en referencia a los dibujos adjuntos en los que:

La FIG. 1 es una sección transversal a través de una configuración de motor de acuerdo con una realización de

la presente invención, descansando la sección transversal en un plano vertical que pasa a través del eje de los cilindros a mano izquierda y derecha y normal con respecto al eje del cigüeñal;

La FIG. 2 es una sección transversal a través de una configuración de motor de acuerdo con una realización de la presente invención, descansando la sección transversal en un plano horizontal que pasa a través del eje de los cilindros de mano izquierda y derecha y el eje del cigüeñal; y

Las FIGS. 3(a) a (m) muestran las posiciones relativas de las piezas componentes de la configuración de motor de las FIGS. 1 y 2 durante una rotación completa del cigüeñal:

La FIG. 3(a) muestra el cigüeñal en una posición inicial, con los puertos de admisión (IN) y escape (EX) abiertos en el cilindro de mano derecha;

La FIG. 3(b) muestra las posiciones relativas de todos los componentes después de una rotación de 30 grados en el sentido contrario a las agujas del reloj; y

Las FIGS. 3(c) a 3(m) muestran las posiciones relativas de todos los componentes después de 60°, 90°, 120°, 150°, 180°, 210°, 240°, 270°, 300°, 330°, 360° respectivamente.

Descripción detallada

A continuación aparece una descripción de la realización preferente, pero son posibles muchas variaciones dentro del alcance de la invención.

Tal como se ilustra en las FIGS. 1 y 2, la configuración del motor de la presente invención comprende un cilindro derecho 7, un cilindro izquierdo 8 y un único cigüeñal 112 central ubicado entre los cilindros (para más claridad, la mayoría de la estructura de soporte del motor, a parte de 1 y 2, se ha omitido en las FIGS. 1 y 2).

El cilindro derecho 7 tiene un pistón exterior (P_{RO}) 3 y un pistón interior (P_{RI}) 5 con caras 23 y 25 de combustión respectivamente, formando los dos pistones una cámara de combustión 27 entre ellos. El cilindro izquierdo 8 tiene de manera similar un pistón exterior 4 (P_{LO}) y un pistón interior (P_{LI}) 6, con caras 24 y 26 de combustión y una cámara de combustión 28. Los dos pistones exteriores 3 y 4 se conectan rígidamente entre sí mediante el yugo escocés 101. Las dos mitades superiores 5a y 6a del pistón interior se conectan rígidamente entre sí mediante el yugo escocés superior 103 y las dos mitades inferiores 5b y 6b del pistón interior se conectan rígidamente entre sí mediante el yugo escocés inferior 104. En la realización preferente, para un mejor ensamblaje, las dos mitades resultantes del pistón interior/yugo escocés/pistón, cuya línea de división queda a través de los ejes de los cilindros y es normal con respecto al eje del cigüeñal, se aseguran rígidamente entre sí, atrapando al mismo tiempo los grupos de sellado de anillo de pistón 17 y 18.

El sistema de pistón exterior/yugo escocés/pistón 3, 101 y 4 se une a la excéntrica media 115 de cinco excéntricas en el cigüeñal 112 por medio de un patín 102. El sistema de pistón interior/yugo escocés/pistón se une al par interior de excéntricas 114 y 116 de las cinco excéntricas en el cigüeñal 112 por medio de patines 105 y 106. Los cuatro pistones 3, 4, 5(a+b) y 6(a+b) se muestran con una pluralidad de anillos de pistón 19, 20, 21 y 22, respectivamente, ubicados detrás de las caras de combustión. En otras realizaciones del motor, pueden emplearse anillos de pistón adicionales a lo largo de los cuerpos de pistón o en la pared de cilindro coincidente para minimizar el escape de gases desde los puertos al cárter 118. En la realización preferente, se emplean anillos de pistón adicionales en las zonas exteriores 31 y 32.

Los cilindros consisten en válvulas de camisa 7 y 8 y sus respectivas tapas de cojinete 110 y 109, que se accionan desde el cigüeñal mediante excéntricas 113 y 117 respectivamente. Las válvulas de camisa 7 y 8 tienen puertos de escape 35, 34 y puertos de admisión 33 (no se muestran los puertos de admisión de la válvula de camisa 8 a mano izquierda). En la válvula de camisa del cilindro derecho 7, el pistón exterior 3 abre y cierra los puertos de escape 33 y el pistón interior 5(a+b) abre y cierra los puertos de admisión 35. Múltiples puertos 37 radiales de inyección de combustible perforan la unión tubular del pistón exterior y proporcionan una trayectoria para el combustible desde las múltiples boquillas radiales de inyección de combustible 39 del inyector 9 para acceder a la cámara de combustión 27 únicamente cuando los puertos 37 se alinean y envuelven las boquillas 39 durante la fase de inyección. De manera similar, en la válvula de camisa 8 del cilindro izquierdo, el pistón exterior 4 abre y cierra los puertos de escape 34 y el pistón interior 6(a+b) abre y cierra los puertos de admisión 36. Múltiples puertos radiales de inyección de combustible 38 perforan la unión tubular del pistón exterior y proporcionan una trayectoria para el combustible desde las múltiples boquillas 40 radiales de inyección de combustible del inyector 10 para acceder a la cámara de combustión 28 solo cuando los puertos 38 se alinean y rodean las boquillas 40 durante la fase de inyección (que, tal como se muestra en las FIGS. 1 y 2, ocurre en el cilindro izquierdo).

Cada una de las cinco excéntricas del cigüeñal 113, 114, 115, 116 y 117 se colocan únicamente con respecto al eje rotativo del cigüeñal 111. En la realización ilustrada, la excéntrica 115 para los pistones de escape exteriores y las excéntricas coaxiales 114 y 116 para los pistones de admisión interiores están a la misma distancia radial del eje rotativo del cigüeñal 111. En la realización preferente, el yugo escocés 101 se recibe de manera alternativa dentro de los faldones de los pistones 5(a+b) y 6(a+b) de admisión interiores y el radio de la excéntrica 115 se restringe de esta manera. Sin embargo, no existe restricción equivalente en los radios de las excéntricas coaxiales 114 y 116, por tanto es posible extender el radio de estas excéntricas, lo que tendría el efecto de incrementar la carrera de los

pistones de admisión interiores. Los motores anteriores de pistón opuesto y de dos tiempos tienen, de acuerdo con la bibliografía, periodos de admisión de aproximadamente 110° y periodos de escape de aproximadamente 130° de rotación del cigüeñal. Ya que el área máxima de puerto disponible varía linealmente con la carrera del pistón asociado, una carrera adicional del pistón de admisión restauraría la igualdad de las áreas de puerto de admisión y escape. Que esto sea aconsejable para cualquier realización de motor determinada de acuerdo con su tamaño y función dependerá de un análisis adicional por ordenador y de ensayos para la optimización de manera individual.

La excéntrica 115 para los pistones de escape exteriores, que abren y cierran los puertos de escape en los dos cilindros, está avanzada angularmente 4° en la realización preferente, mientras que las excéntricas coaxiales 114 y 116 para los pistones de admisión interiores, que abren y cierran los puertos de admisión en los dos cilindros, están retrasadas angularmente 4° (con respecto a sus posiciones teóricas opuestas 180° en una realización de motor con una temporización de puerto simétrica) y las excéntricas coaxiales 113 y 117, que accionan el movimiento de la válvula de camisa del cilindro, están retrasadas angularmente (90+4)° con respecto a la posición de la excéntrica 115 (debe apreciarse que la dirección de la rotación del cigüeñal es contraria a la dirección de las agujas del reloj, tal como se indica mediante las flechas).

Las posiciones únicas de las excéntricas contribuyen tanto al equilibrio del motor como al funcionamiento del motor con respecto a la sobrealimentación y la recuperación de energía de la purga de escape, tal como se analizará a continuación. Este equilibrio del motor tiene como resultado que se cancelen todas las fuerzas no rotativas del cigüeñal, permitiendo de esta manera un diseño de cigüeñal simplificado, como también se analizará a continuación. El uso de pistones opuestos logra una mayor cilindrada por cilindro mientras que al mismo tiempo reduce los desplazamientos del cigüeñal, reduciendo por tanto la altura del motor. La configuración de yugo escocés anidado permite un motor compacto muy corto, mientras que reduce en gran medida las pérdidas friccionales de las fuerzas de reacción a través de las interfaces de pistón/cilindro.

En comparación con un motor en línea de 4 tiempos y 4 cilindros de producción actual de la técnica anterior que tiene un rendimiento comparable, el motor de la presente invención proporciona mejoras sustanciosas en la idoneidad de instalación, la reducción de pérdidas de fricción y la eliminación de vibración. La altura del motor de pistón opuesto y cilindro opuesto se determina principalmente mediante el barrido máximo del cilindro y el diámetro mínimo disponible del embrague y mediante requisitos de volante. Con el diseño de pistón opuesto, los desplazamientos del cigüeñal pueden reducirse aproximadamente a la mitad para el mismo desplazamiento del cilindro. Una altura reducida a aproximadamente 200 mm es por tanto posible, en comparación con una altura de 450 mm para un motor en línea de 4 tiempos y 4 cilindros. Como una ilustración, un motor que incorpora la presente invención que tiene una perforación de 46,6 mm produciría una cilindrada de 158 cm³. La configuración de un único cigüeñal central y yugo escocés anidado permite un único motor compacto que, en un diseño de prototipo con un anchura de aproximadamente 720 mm, queda dentro de la anchura de instalación disponible para automóviles, vehículos comerciales, aeronaves ligeras etc. Con una perforación y una carrera de 152 x 83,5 mm, una cilindrada de 5,5 litros es el resultado. Puede esperarse una masa de aproximadamente 130 Kg con sobrealimentadores y accesorios. Para la mayoría de aplicaciones de producción en masa serían necesarias versiones más pequeñas.

La fricción debido a las fuerzas de reacción a través de las interfaces de pistón/cilindro se reduce en gran medida gracias a esta invención. Un motor en línea de 4 tiempos y 4 cilindros del estado de la técnica tiene una relación (λ) del desplazamiento del cigüeñal con los centros de biela de aproximadamente 0,25. Debido a los mecanismos de yugo escocés, se logra un valor de λ de infinidad y tiene como resultado un perfecto movimiento armónico simple de todos los pistones.

Aunque el motor de 2 cilindros de la presente invención tiene el mismo número total de pistones que un motor convencional en línea de 4 tiempos y 4 cilindros, para una salida de potencia comparable, la velocidad media del pistón se reduce sustancialmente ya que cada pistón recorre una distancia más corta.

La configuración de pistón opuesto elimina sustancialmente las fuerzas de combustión no rotativas sobre los cojinetes principales, ya que la tracción del pistón exterior contrarresta el empuje del pistón interior. Estas grandes fuerzas tensan principalmente el cigüeñal en una doble cizalla e imponen un par de torsión casi puro en el cigüeñal. El número de cojinetes principales puede reducirse por tanto a dos y el cigüeñal y la estructura de soporte del motor pueden realizarse más ligeras de manera correspondiente.

El motor de la presente invención puede equilibrarse totalmente y dinámicamente tal como se analizará a continuación incluso con una asimetría sustancial en las temporizaciones de puerto de escape y admisión. Esto se logra a través del uso de los productos de desplazamiento de masa/excéntrica de las válvulas de camisa que contrarrestan exactamente el componente de desequilibrio de los productos de desplazamiento de masa/excéntrica de los sistemas de dos pistones/yugo escocés/pistón. Además, el movimiento de las válvulas de camisa modifica la temporización del puerto de escape y admisión de tal manera que la asimetría de la temporización de puerto puede ser al menos tres veces la asimetría de las excéntricas del cigüeñal.

La configuración del motor de la presente invención se adapta bien a la sobrealimentación. Tal como se muestra en las FIGS. 1 y 2, en la realización preferente, cada cilindro del motor tiene un sobrealimentador 29 y 30 separado.

Solo con dos cilindros, un sobrealimentador puede dedicarse económicamente a cada cilindro, haciendo que tales técnicas sean más prácticas, tal como la turbosobrealimentación de pulsos. Los sobrealimentadores son preferentemente turbosobrealimentadores que funcionan con un motor eléctrico, que sirven para mejorar el barrido, mejorar el rendimiento del motor a bajas velocidades del motor mientras que evitan el retardo turbo y recuperan energía del escape del motor (composición), tal como se describirá a continuación, así como precalentar el aire de admisión para la facilidad del inicio en frío.

Funcionamiento del motor

Las FIGS. 3 ilustran el funcionamiento del motor de la presente invención durante una rotación completa del cigüeñal. Las FIGS. 3(a) a 3(m) ilustran las posiciones del pistón, la válvula de camisa y las posiciones del puerto de escape y admisión asociado en incrementos de 30° (debe apreciarse que la rotación del cigüeñal de la FIG. 3 está en sentido contrario a las agujas del reloj tal como se muestra mediante las flechas). El ángulo ϕ del cigüeñal se muestra a la derecha del número de la FIG. y está etiquetado como ADC (tras el punto muerto) ya que los pistones en los cilindros izquierdo y derecho están simultáneamente en IDC (punto muerto interior) y ODC (punto muerto exterior) respectivamente. Las flechas en los puertos de admisión IN y puertos de escape EX indican que los puertos están abiertos.

La FIG. 3(a) a 0° ADC muestra el motor en una posición de cigüeñal de 0° (arbitrariamente definida como IDC en el cilindro izquierdo). En esta posición, el pistón exterior izquierdo P_{LO} y el pistón interior izquierdo P_{LI} se encuentran en su punto de máxima cercanía. Aproximadamente en este ángulo de rotación del cigüeñal, en una versión de inyección directa del motor, una carga de combustible se inyectaría en el cilindro izquierdo y comenzaría la combustión. En este punto, los puertos de escape y admisión (EX e IN) del cilindro izquierdo se cierran completamente mediante el P_{LO} y el P_{LI} respectivamente. Ya que la temporización de los pistones que accionan los puertos de escape avanza 4° y la temporización de los pistones que accionan los puertos de admisión se retrasa 4° , ambos pistones P_{LO} y P_{LI} tienen una velocidad ligera hacia la izquierda, habiendo cambiado P_{LO} su dirección. En el cilindro derecho, el pistón exterior derecho P_{RO} y el pistón interior derecho P_{RI} se encuentran en su punto de mayor separación. Tanto los puertos de escape como de admisión EX e IN del cilindro derecho están abiertos tal como se muestra mediante las flechas, y los gases de escape del anterior ciclo de combustión están sufriendo un barrido de uniflujo (flujo en una dirección en lugar de flujo de bucle). Al igual que los pistones en el cilindro izquierdo, tanto el P_{RO} como el P_{RI} deben tener una ligera velocidad hacia la izquierda ya que se conectan rígidamente mediante mecanismos de yugo escocés anidados, habiendo cambiado P_{RO} su dirección. Ambas válvulas de camisa, que se mueven como una y llevan un retraso con respecto al movimiento de los pistones P_{LO} y P_{RO} de $(90+4)^\circ$ y un adelanto con respecto al movimiento de los pistones P_{LI} y P_{RI} de $(90+4)^\circ$, se encuentran a mitad de la carrera con una velocidad máxima hacia la derecha sin provocar por tanto ningún cambio eficaz en la temporización del puerto.

En la FIG. 3(b) a 30° ADC, los pistones P_{LO} y P_{LI} del cilindro izquierdo se separan en el comienzo de la carrera de expansión, habiendo cambiado P_{LI} su dirección de recorrido. P_{LO} , ya que va 8° delante de P_{LI} , se mueve a una mayor velocidad que P_{LI} . En el cilindro derecho, ambos conjuntos de puertos EX e IN permanecen abiertos tal como se muestra mediante las flechas, pero los puertos EX comienzan a cerrarse. Ambas válvulas de camisa se encuentran al 50 % del desplazamiento de sus excéntricas hacia la derecha de la posición de media carrera y todavía se mueven a la derecha, incrementando por tanto la abertura de los puertos de admisión IN y reduciendo la abertura de los puertos de escape EX en el cilindro derecho.

En la FIG. 3(c) a 60° ADC, el cilindro izquierdo continúa su carrera de expansión, teniendo los dos pistones P_{LO} y P_{LI} velocidades casi iguales pero opuestas. En el cilindro derecho, el pistón exterior P_{RO} ha cerrado los puertos de escape EX, mientras que los puertos de admisión IN permanecen parcialmente abiertos para recibir una sobrealimentación tal como se muestra mediante la flecha. Ambas válvulas de camisa se encuentran al 87 % del desplazamiento de sus excéntricas hacia la derecha de la posición de media carrera y todavía se mueven a la derecha, incrementando por tanto la abertura de los puertos de admisión IN y han apresurado el cierre de los puertos de escape EX en el cilindro derecho.

En la FIG. 3(d) a 90° ADC, el cilindro izquierdo continúa su carrera de expansión, mientras que en el cilindro derecho, P_{RI} ha cerrado los puertos de admisión IN y los dos pistones P_{RO} y P_{RI} se mueven uno hacia el otro, comprimiendo el aire entre ellos. Ambas válvulas de camisa se encuentran al 100 % del desplazamiento de sus excéntricas hacia la derecha de la posición de media carrera y son estacionarias y han retrasado el cierre de los puertos de admisión IN en el cilindro derecho.

En la FIG. 3(e) a 120° ADC, el pistón P_{LO} del cilindro izquierdo ha abierto los puertos de escape EX tal como se muestra mediante la flecha, mientras que los puertos de admisión permanecen cerrados. En esta condición de "purga", algo de la energía cinética de los gases de expansión de la cámara de combustión puede recuperarse externamente mediante el turbosobrealimentador (turbosobrealimentación "de pulsos") para comprimir la siguiente carga y/o generar energía eléctrica que pueda almacenarse y/o suministrarse de vuelta al cigüeñal del motor (composición). En el cilindro derecho, los pistones P_{RO} y P_{RI} continúan la carrera de compresión. Ambas válvulas de camisa se encuentran al 87 % del desplazamiento de sus excéntricas hacia la derecha de la posición de media carrera y se mueven hacia la izquierda, incrementando por tanto la abertura de los puertos de escape EX, y han

retrasado la abertura de los puertos de admisión IN en el cilindro izquierdo.

En la FIG. 3(f) a 150° ADC, el pistón P_{LO} del cilindro izquierdo ha abierto los puertos de admisión IN y el cilindro está sufriendo un barrido de uniflujo tal como se muestra mediante las flechas. El cilindro derecho está cerca del final de la carrera de compresión y está comenzando la fase de "apriete". Aquí es donde las caras opuestas, exteriores y anulares de los pistones P_{RO} y P_{RI} comienzan a expulsar aire desde entre ellas tal como se muestra mediante las flechas con partes traseras discontinuas. Ambas válvulas de camisa se encuentran al 50 % del desplazamiento de sus excéntricas hacia la derecha de la posición de media carrera y todavía se mueven a la izquierda, incrementando por tanto la abertura de los puertos de escape EX y reduciendo la abertura de los puertos de admisión IN en el cilindro izquierdo.

En la FIG. 3(g) a 180° ADC, los pistones P_{LO} y P_{LI} del cilindro izquierdo están provocando que ambos puertos EX e IN permanezcan abiertos, tal como se muestra mediante las flechas y que continúe el barrido de uniflujo. El pistón exterior P_{LO} ha cambiado su dirección de recorrido. El cilindro derecho ha alcanzado la posición IDC, donde los pistones P_{RO} y P_{RI} se encuentran en su posición de aproximación más cercana, habiendo cambiado P_{RO} su dirección. La fase de "apriete" continúa tal como se indica mediante las flechas con partes traseras discontinuas, provocando un efecto de intensificación de "anillo de humo" que se superpone al remolino de eje de cilindro ya existente provocado por los puertos de admisión IN parcialmente tangenciales. Estos movimientos de gas compuesto estarán en su punto más intenso en IDC cuando la cámara de combustión se asemeje más a un toroide y tenga un volumen mínimo. En este punto, emanan múltiples pulverizaciones radiales de combustible desde el inyector de combustible central tal como se indica mediante los campos de puntos, alcanzando casi todo el aire disponible y provocando una combustión muy eficaz, lo que conduce, con composición, al mejor consumo de combustible específico. Ambas válvulas de camisa se encuentran a media carrera con una velocidad máxima hacia la izquierda, sin provocar por tanto ningún cambio eficaz en la temporización del puerto.

En la FIG. 3(h) a 210° ADC, en el cilindro izquierdo, ambos conjuntos de puertos EX e IN permanecen abiertos tal como se muestra mediante las flechas, pero los puertos EX comienzan a cerrarse. Los pistones P_{RO} y P_{RI} del cilindro derecho se separan en el comienzo de la carrera de expansión, habiendo cambiado P_{RI} su dirección de recorrido. P_{RO} , ya que va 8° por delante de P_{RI} , se mueve a una velocidad mayor que P_{RI} . Ambas válvulas de camisa se encuentran al 50 % del desplazamiento de sus excéntricas hacia la izquierda de la posición de media carrera y todavía se mueven a la izquierda, incrementando por tanto la abertura de los puertos de admisión IN y reduciendo la abertura de los puertos de escape EX en el cilindro izquierdo.

En la FIG. 3(i) a 240° ADC, en el cilindro izquierdo, el pistón exterior P_{LO} ha cerrado los puertos de escape EX, mientras que los puertos de admisión IN permanecen parcialmente abiertos para recibir sobrealimentación tal como se muestra mediante la flecha. El cilindro derecho continúa su carrera de expansión, teniendo los dos pistones P_{RO} y P_{RI} velocidades más parecidas pero opuestas. Ambas válvulas de camisa se encuentran al 85 % del desplazamiento de sus excéntricas a la izquierda de la posición de media carrera y todavía se mueven a la izquierda, incrementando por tanto la abertura de los puertos de admisión IN y han apresurado el cierre de los puertos de escape EX en el cilindro izquierdo.

En la FIG. 3(j) a 270° ADC, en el cilindro izquierdo, P_{LI} ha cerrado los puertos de admisión IN y los dos pistones P_{LO} y P_{LI} se mueven uno hacia el otro, comprimiendo el aire entremedias, mientras que el cilindro derecho continúa su carrera de expansión. Ambas válvulas de camisa se encuentran al 100 % del desplazamiento de sus excéntricas a la izquierda de la posición de media carrera y son estacionarias y han retrasado el cierre de los puertos de admisión IN en el cilindro izquierdo.

En la FIG. 3(k) a 300° ADC, en el cilindro izquierdo, los pistones P_{LO} y P_{LI} continúan la carrera de compresión. El pistón P_{RO} del cilindro derecho ha abierto los puertos de escape EX tal como se muestra mediante la flecha, mientras que los puertos de admisión permanecen cerrados. En esta condición de "purga", algo de la energía cinética de los gases de expansión de la cámara de combustión puede recuperarse externamente mediante el turbosobrealimentador (turbosobrealimentación "de pulsos") para comprimir la siguiente carga y/o generar energía eléctrica que puede almacenarse y/o volver a suministrarse en el cigüeñal del motor (composición). Ambas válvulas de camisa se encuentran al 87 % del desplazamiento de sus excéntricas a la izquierda de la posición de media carrera y se mueven a la derecha, incrementando por tanto la abertura de los puertos de escape EX y han retrasado la abertura de los puertos de admisión IN en el cilindro derecho.

En la FIG. 3(l) a 330° ADC, el cilindro izquierdo se encuentra cerca del fin de la carrera de compresión y está comenzando la fase de "apriete". Aquí es donde las caras opuestas anulares y exteriores de los pistones P_{LO} y P_{LI} comienzan a expulsar aire de entre ellas tal como se muestra mediante las flechas con partes traseras discontinuas. El pistón P_{RO} del cilindro derecho ha abierto los puertos de admisión IN y el cilindro está sufriendo un barrido de uniflujo tal como se muestra mediante las flechas. Ambas válvulas de camisa se encuentran al 50 % del desplazamiento de sus excéntricas a la izquierda de la posición de media carrera y todavía se mueven a la derecha, incrementando por tanto la abertura de los puertos de escape EX y reduciendo la abertura de los puertos de admisión IN en el cilindro derecho.

En la FIG. 3(m) a 360° ADC, la posición es la misma que en la FIG. 3(a). El cilindro izquierdo ha alcanzado la posición IDC, donde los pistones P_{LO} y P_{LI} se encuentran en su posición de aproximación más cercana, habiendo cambiado P_{LO} su dirección. La fase de "apriete" continúa tal como se indica mediante las flechas con partes traseras discontinuas, provocando un efecto de intensificación de "anillo de humo" que se superpone al remolino de eje de cilindro ya existente provocado por los puertos de admisión IN parcialmente tangenciales. Estos movimientos de gas compuesto se encuentran en su punto más intenso en IDC cuando la cámara de combustión se asemeja más a un toroide y tiene un volumen mínimo. En este punto, emanan múltiples pulverizaciones radiales de combustible desde el inyector de combustible central tal como se indica mediante los campos de puntos, alcanzando casi todo el aire disponible y provocando una combustión muy eficaz, lo que conduce, con composición, al mejor consumo de combustible específico. Los pistones P_{RO} y P_{RI} del cilindro derecho provocan que tanto los puertos EX como IN permanezcan abiertos y que continúe el barrido de uniflujo tal como se muestra mediante las flechas. El pistón exterior P_{RO} acaba de cambiar su dirección de recorrido. Ambas válvulas de camisa se encuentran a la mitad de la carrera con una velocidad máxima hacia la derecha, sin provocar por tanto ningún cambio eficaz en la temporización del puerto.

Los ángulos y temporizaciones específicas dependen de las geometrías del cigüeñal y de los tamaños de puertos y ubicaciones; la anterior descripción pretende únicamente ilustrar los conceptos de la invención.

Temporización asimétrica de los puertos de escape y admisión

La temporización asimétrica de los puertos de escape y admisión en un motor de 2 tiempos produce un número importante de ventajas. Si los puertos de escape se abren antes que los puertos de admisión, la energía en los gases de escape puede recuperarse de manera más eficaz mediante un turbosobrealimentador y, si los puertos de escape se cierran antes que los puertos de admisión, el cilindro puede sobrealimentarse de manera más eficaz.

En la configuración de motor de la presente invención, los puertos de escape se controlan mediante el pistón exterior en cada cilindro, y los puertos de admisión se controlan mediante el pistón interior, tal como se ha descrito antes. Esta configuración no solo permite un barrido eficaz (barrido de "uniflujo"), sino que también permite una temporización asimétrica independiente de los puertos de escape y de admisión.

La temporización asimétrica de los dos pistones en cada cilindro se logra cambiando las posiciones angulares relativas de los muñones de cigüeñal correspondientes. La colocación de los muñones para los pistones de escape y admisión con una separación de 180° tendría como resultado que ambos pistones alcancen sus excursiones máximas y mínimas al mismo tiempo (temporización simétrica). En la realización preferente de la presente invención, los muñones de los pistones de escape están avanzados angularmente 4° y los muñones para los pistones de admisión están retrasados 4° (los puntos muertos interiores y exteriores todavía ocurren de esta manera en el mismo ángulo del cigüeñal al igual que en el motor temporizado de manera simétrica, pero ambos pistones tienen una velocidad pequeña común con respecto al cilindro). Además de esto, aparece la contribución de la velocidad común de ambas válvulas de camisa, que contienen todos los puertos de escape y admisión y cuyo movimiento lleva un retraso de 90° con respecto a los puntos muertos interiores de los pistones de escape. Este movimiento, en la realización preferente, incrementa el adelanto eficaz del pistón de escape en 12,5° y el retraso eficaz del pistón de admisión en 12,5°. Como resultado, los puertos de escape se abren antes que los puertos de admisión para la "purga" y se cierran antes que los puertos de admisión para la sobrealimentación.

El producto de desplazamiento de la masa/excéntrica de las válvulas de camisa puede coincidir de tal manera que se elimine completamente el desequilibrio primario provocado por la asimetría de los muñones del pistón. Esta invención describe de esta manera un motor de dos tiempos y dos cilindros que puede lograr un equilibrio perfecto en órdenes primarios y superiores. Además, siempre y cuando los productos de desplazamiento de la masa/excéntrica de los sistemas de pistón opuesto/yugo escocés/pistón permanezcan iguales, las carreras de los pistones de escape y admisión pueden ser diferentes, lo que permite la optimización de las áreas máximas de puerto disponibles para el mejor rendimiento.

Adaptabilidad de la configuración de pistón opuesto y cilindro opuesto en motores mayores

En muchas configuraciones de motor, el equilibrio depende de tener cuatro, seis, ocho o más cilindros dispuestos de manera que se cancelen las fuerzas de masa libres aportadas por los pistones individuales. A menudo también se emplean pesos de rotación contraria, añadiendo complejidad, masa y pérdida friccional a los motores. Una ventaja de la presente invención es que el equilibrio total puede lograrse en un motor compacto solo con dos cilindros. Por tanto, pueden fabricarse motores mayores de múltiples cilindros colocando múltiples motores de 2 cilindros lado a lado y acoplando sus cigüeñales entre sí. El acoplamiento puede ser por medios tales como un embrague bajo operador o control lógico, permitiendo que se desacoplen pares de cilindros cuando no se necesitan a cargas bajas. Actualmente existen motores que usan menos que todos sus cilindros cuando funcionan con una carga parcial, pero los cilindros permanecen conectados al cigüeñal y los pistones continúan moviéndose dentro de los cilindros y, por tanto, continúan siendo una carga friccional parasitaria en el motor.

Conclusión

5 Lo anterior es una descripción detallada de una realización particular de la invención. Se reconoce que las desviaciones con respecto a las realizaciones divulgadas pueden entrar dentro del alcance de esta invención y que a los expertos en la materia se les ocurrirán modificaciones obvias. Esta memoria descriptiva no debería interpretarse para estrechar excesivamente el alcance total de protección al que da derecho la invención.

10 Las estructuras, materiales, actos y equivalentes correspondientes de todos los medios o elementos de etapa más función en las reivindicaciones a continuación pretenden incluir cualquier estructura, material o acto para realizar las funciones en combinación con otros elementos reivindicados tal como se reivindica específicamente.

REIVINDICACIONES

1. Un motor de combustión interna de dos tiempos que comprende:

- 5 dos cilindros opuestos, alojando cada cilindro dos pistones (3, 4, 5, 6) opuestos y que tienen uno o más puertos de admisión (35) y uno o más puertos de escape (33), y un cigüeñal (112) para accionar los pistones (3, 4, 5, 6),
caracterizado por que cada cilindro comprende una válvula de camisa (7, 8) que puede accionarse mediante el cigüeñal (112) para controlar la apertura y el cierre del puerto o de los puertos (33, 35) de admisión y de escape;
10 y los pistones (3, 4, 5, 6) y las válvulas de camisa (7, 8) funcionan en cada cilindro para abrir su puerto o puertos de escape (33) antes que su puerto o puertos de admisión (35) y para cerrar su puerto o puertos de escape (33) antes que su puerto o puertos de admisión (35).
- 15 2. Un motor de acuerdo con la reivindicación 1, en el que el cigüeñal (112) tiene muñones dispuestos asimétricamente para accionar las válvulas de camisa (7, 8) de los cilindros.
3. Un motor de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones 1 o 2, en el que las configuraciones geométricas y las masas de las válvulas de camisa (7, 8) están seleccionadas para contrarrestar el desequilibrio dinámico provocado por los movimientos asimétricos de los pistones (3, 4, 5, 6).
- 20 4. Un motor de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones anteriores, en el que cada cilindro y válvula de camisa (7, 8) asociada tiene uno o más puertos de escape en un extremo y uno o más puertos de admisión en el otro.
- 25 5. Un motor de acuerdo con la reivindicación 4, en el que una extensión rígida en el extremo de la válvula de camisa (7, 8) adyacente al cigüeñal (112) contiene un orificio acoplado de manera impulsora con un primer muñón esférico y excéntrico en un extremo del cigüeñal (112).
- 30 6. Un motor de acuerdo con la reivindicación 5, en el que la válvula de camisa (7, 8) del segundo cilindro se acopla de manera impulsora a un segundo muñón esférico y excéntrico, coaxial con el primero, en el otro extremo del cigüeñal (112), obligando a las válvulas de camisa (7, 8) a alternar en fase, pero a rotar en fase opuesta.
- 35 7. Un motor de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones 4 a 6, en el que ambos cilindros tienen sus puertos de escape en sus extremos interiores más cercanos al cigüeñal (112) y sus puertos de admisión en sus extremos exteriores más alejados del cigüeñal (112).
8. Un motor de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones 4 a 6, en el que ambos cilindros tienen sus puertos de escape en sus extremos exteriores más alejados del cigüeñal (112) y sus puertos de admisión en sus extremos interiores más cercanos al cigüeñal (112).
- 40 9. Un motor de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones anteriores, en el que dichos dos pistones (3, 4, 5, 6) opuestos en cada cilindro comprenden un pistón interior y un pistón exterior que forman una cámara de combustión (28) entremedias;
45 comprendiendo además el motor:
primeros y segundos mecanismos de yugo escocés (103, 104), unidos rigidamente a los pistones interiores (5, 6) que, al actuar al unísono, acoplan de manera impulsora los pistones interiores (5, 6) con sus muñones correspondientes en el cigüeñal (112); y
50 un tercer mecanismo de yugo escocés (101) unido rigidamente a los pistones exteriores (3, 4) que acopla en el cigüeñal (112) de manera impulsora los pistones exteriores (3, 4) con su muñón correspondiente.
10. Un motor de acuerdo con la reivindicación 9, en el que las configuraciones geométricas de los pistones (3, 4, 5, 6) y los mecanismos de yugo escocés están seleccionados para minimizar el desequilibrio dinámico del motor durante su funcionamiento.
- 55 11. Un motor de acuerdo con las reivindicaciones 9 o 10, en el que el tercer mecanismo de yugo escocés (101) está unido rigidamente a los pistones exteriores (3, 4) por medio de varillas que pasan a través de orificios en las caras de combustión de los pistones interiores (5, 6).
- 60 12. Un motor de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones anteriores, en el que los ejes de los cilindros son paralelos, pero están descentrados en direcciones opuestas con respecto al eje del cigüeñal (112).
13. Un motor de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones anteriores, en el que están incluidos medios (29, 30) para aplicar aire presurizado a los puertos de admisión de cada cilindro.
- 65

14. Un motor de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones anteriores, en el que dichos dos pistones (3, 4, 5, 6), opuestos en cada cilindro, comprenden un pistón interior y un pistón exterior que forman una cámara de combustión (28) entremedias, estando cada pistón exterior acoplado al cigüeñal (112) de manera impulsora, mediante un miembro tubular respectivo que generalmente se extiende de manera axial a través de la cámara de combustión, y unos medios de inyección de combustible (9, 10) alojados dentro de los miembros tubulares están dispuestos para inyectar combustible radialmente hacia fuera dentro de la cámara de combustión (28).
15. Un motor de acuerdo con la reivindicación 14, en el que la compresión de la mezcla de aire y combustible en el cilindro provoca la ignición de la mezcla de aire y combustible.

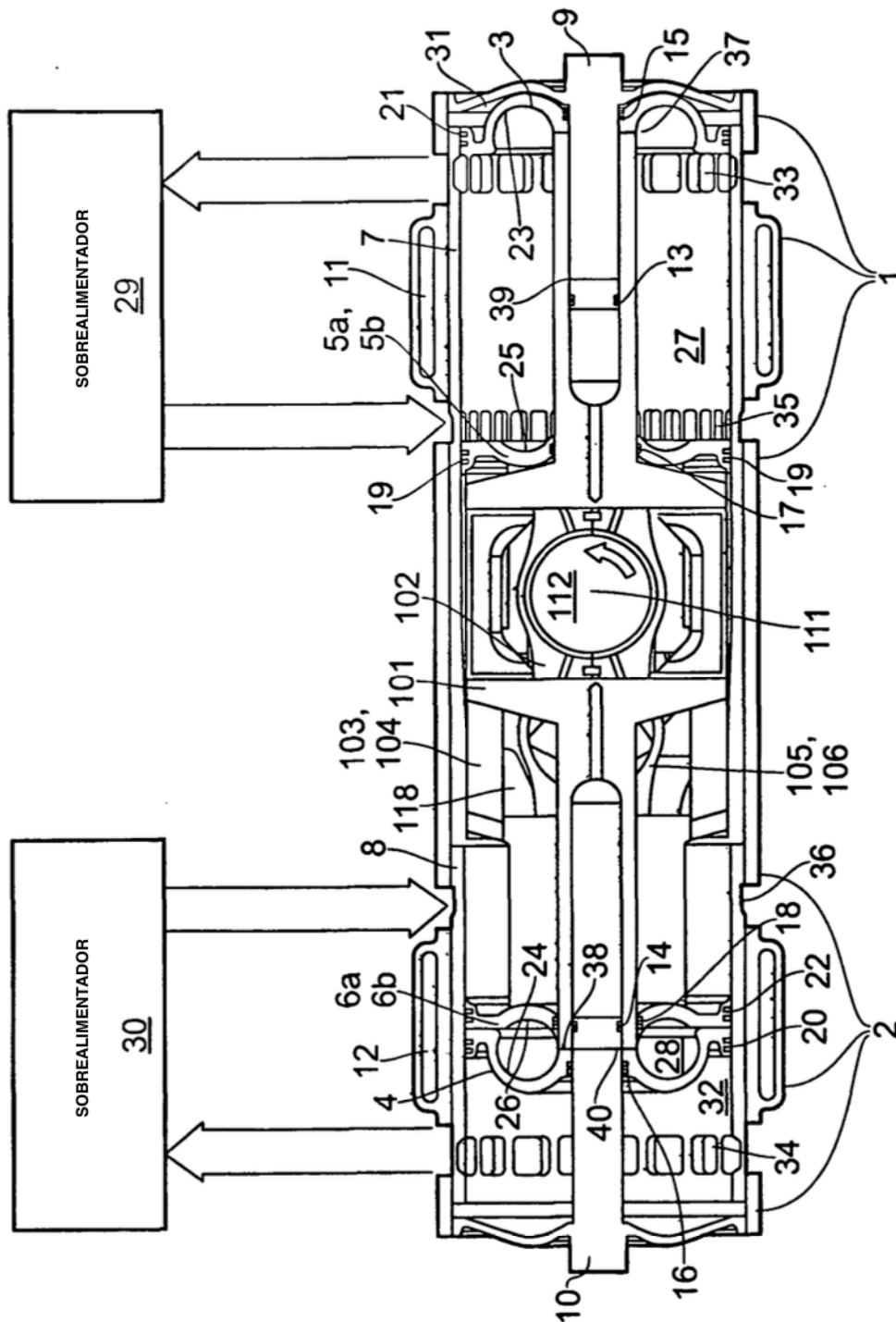


FIG. 1

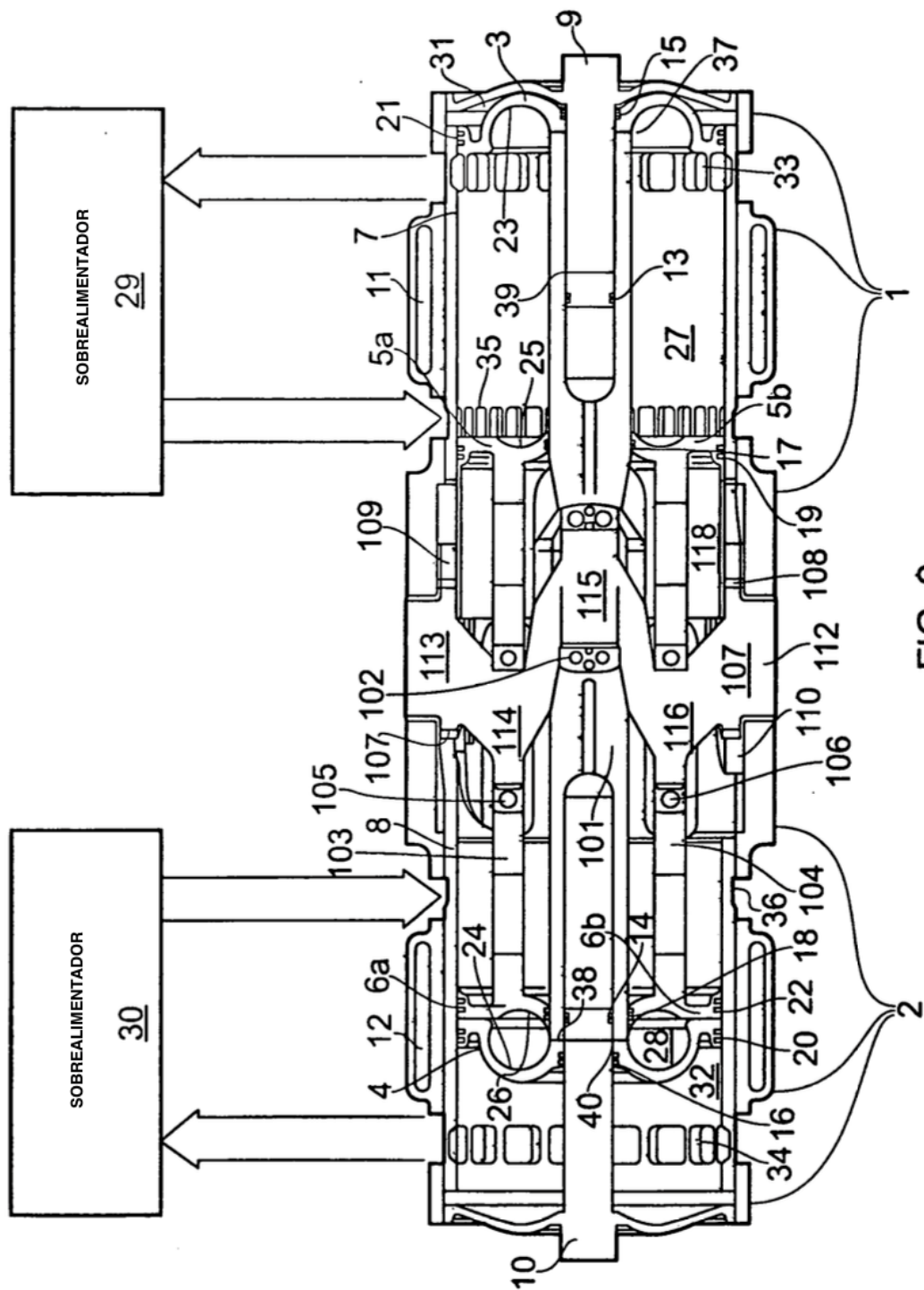
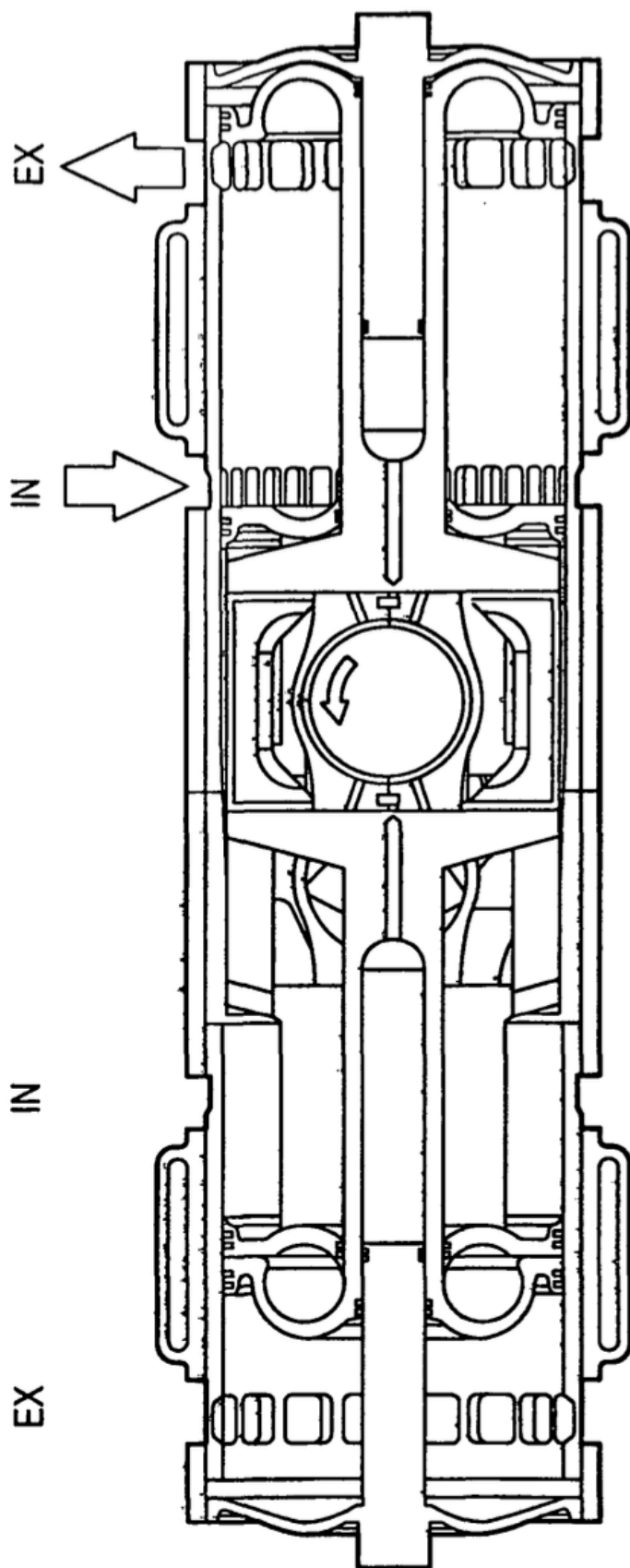
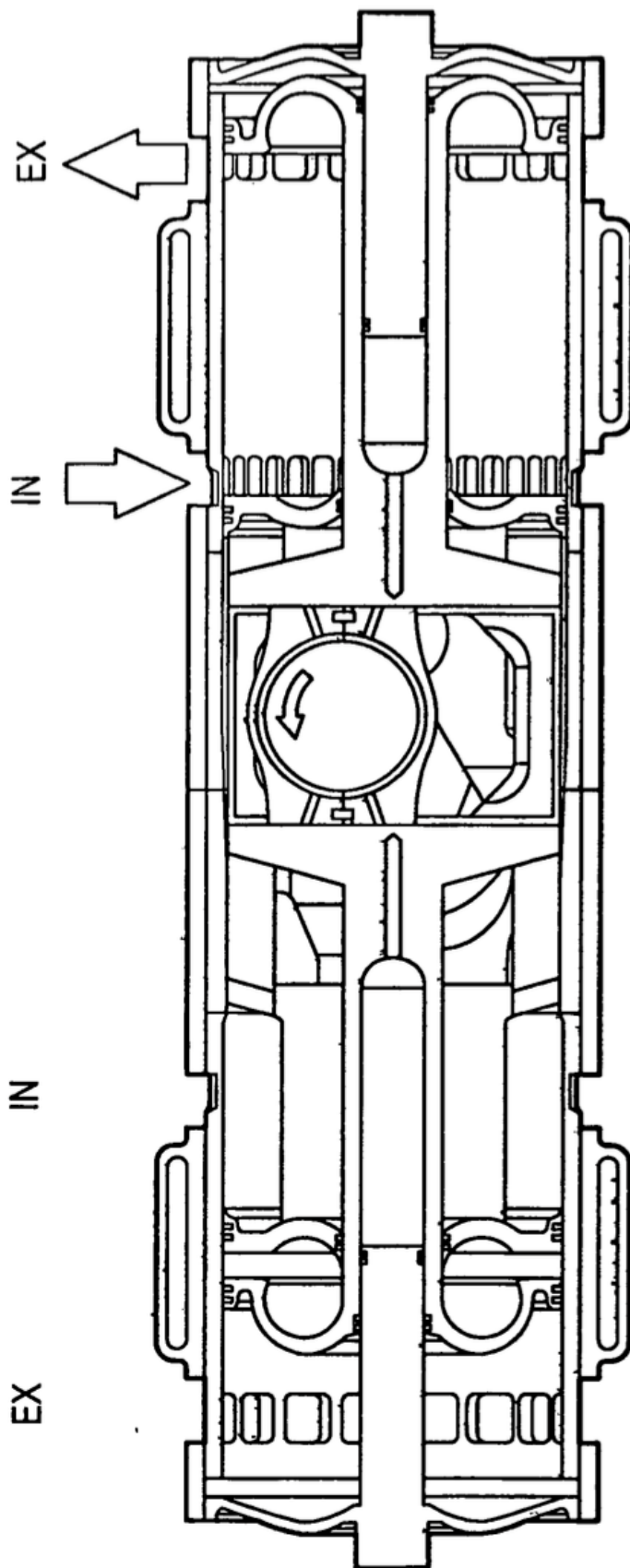


FIG. 2



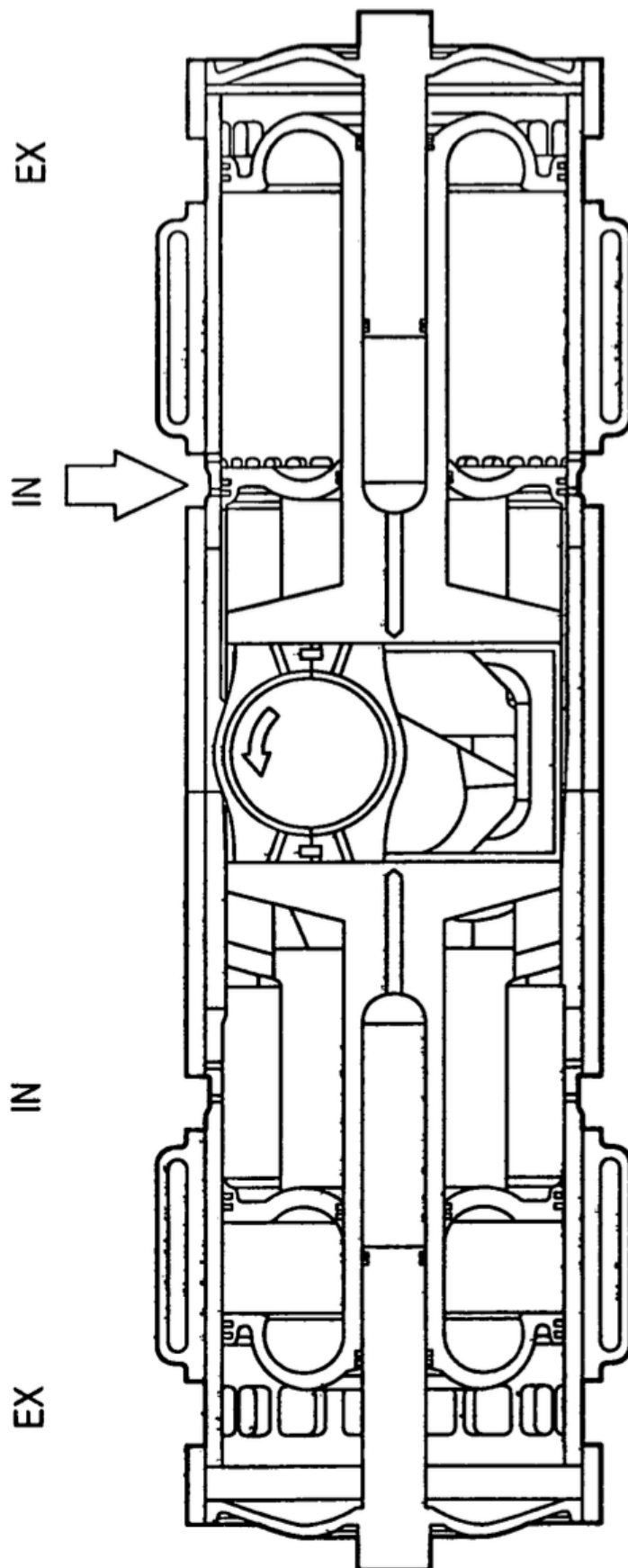
0° ADC

FIG. 3(a)



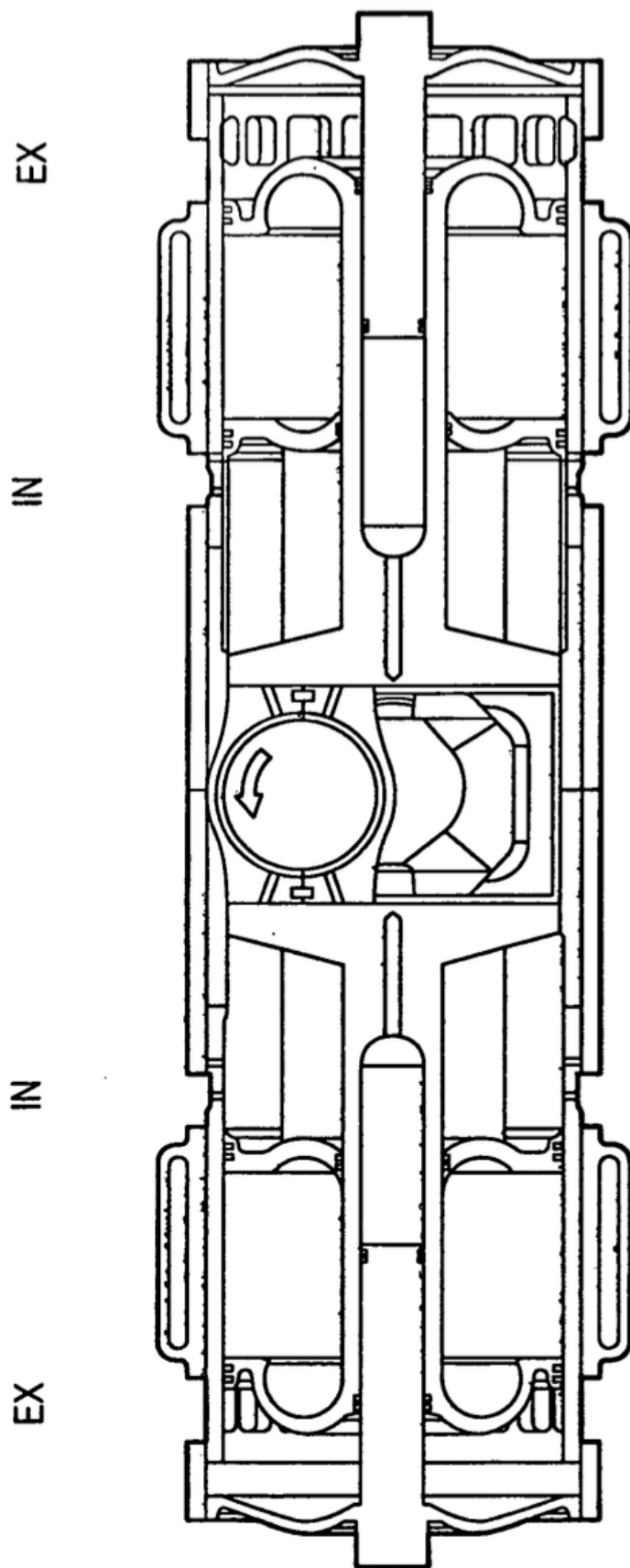
30° ADC

FIG. 3(b)



60° ADC

FIG. 3(c)



90° ADC

FIG. 3(d)

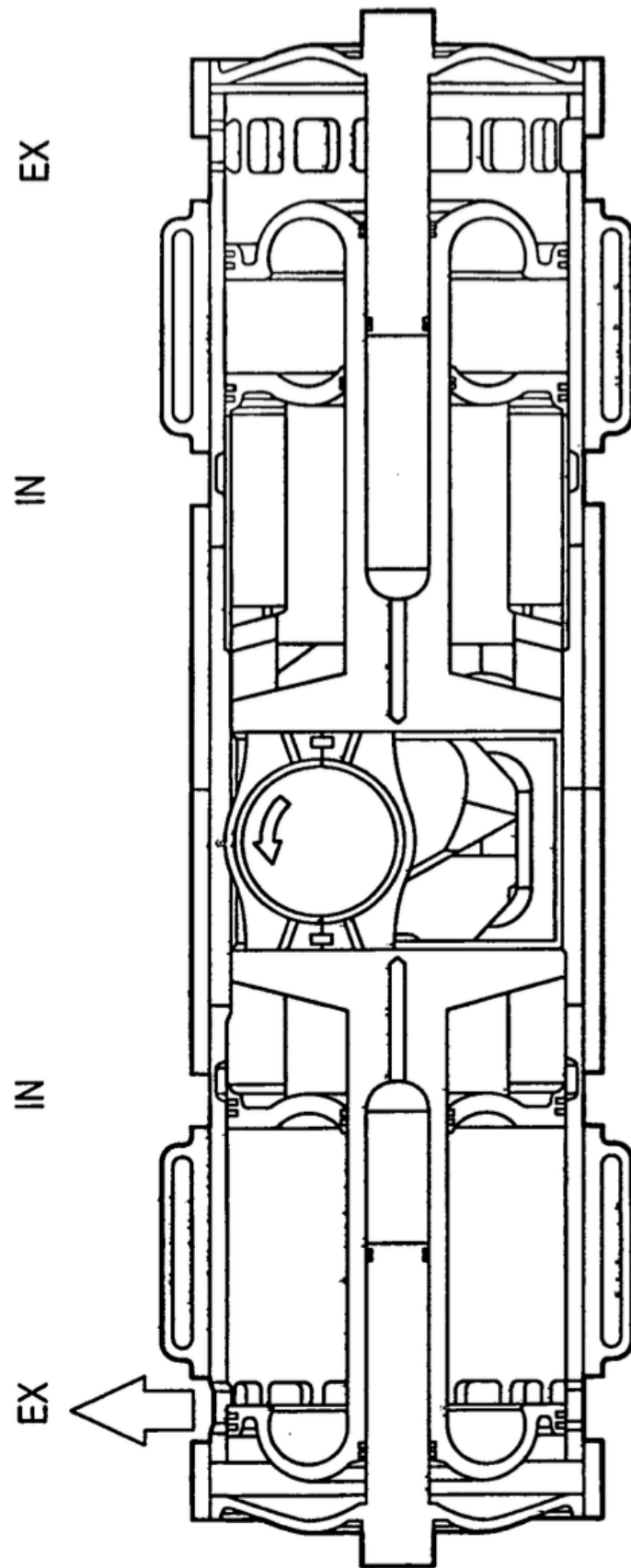
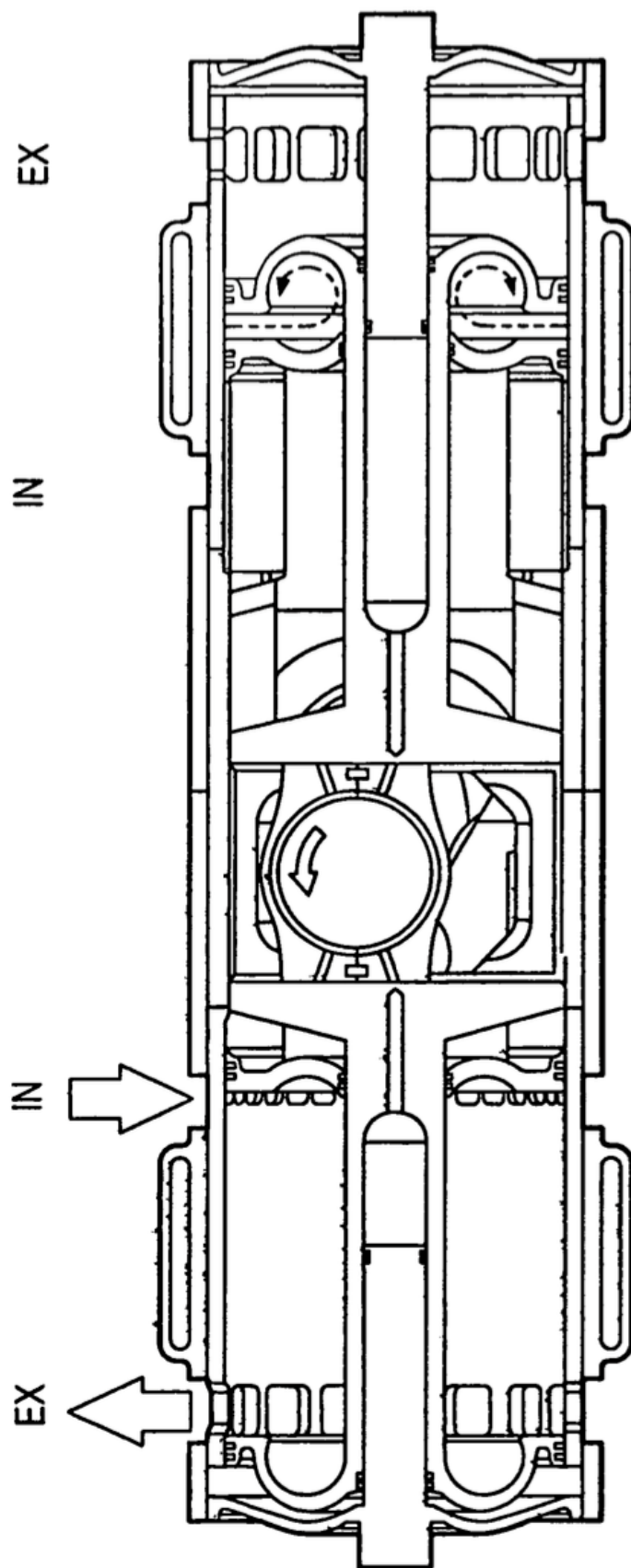
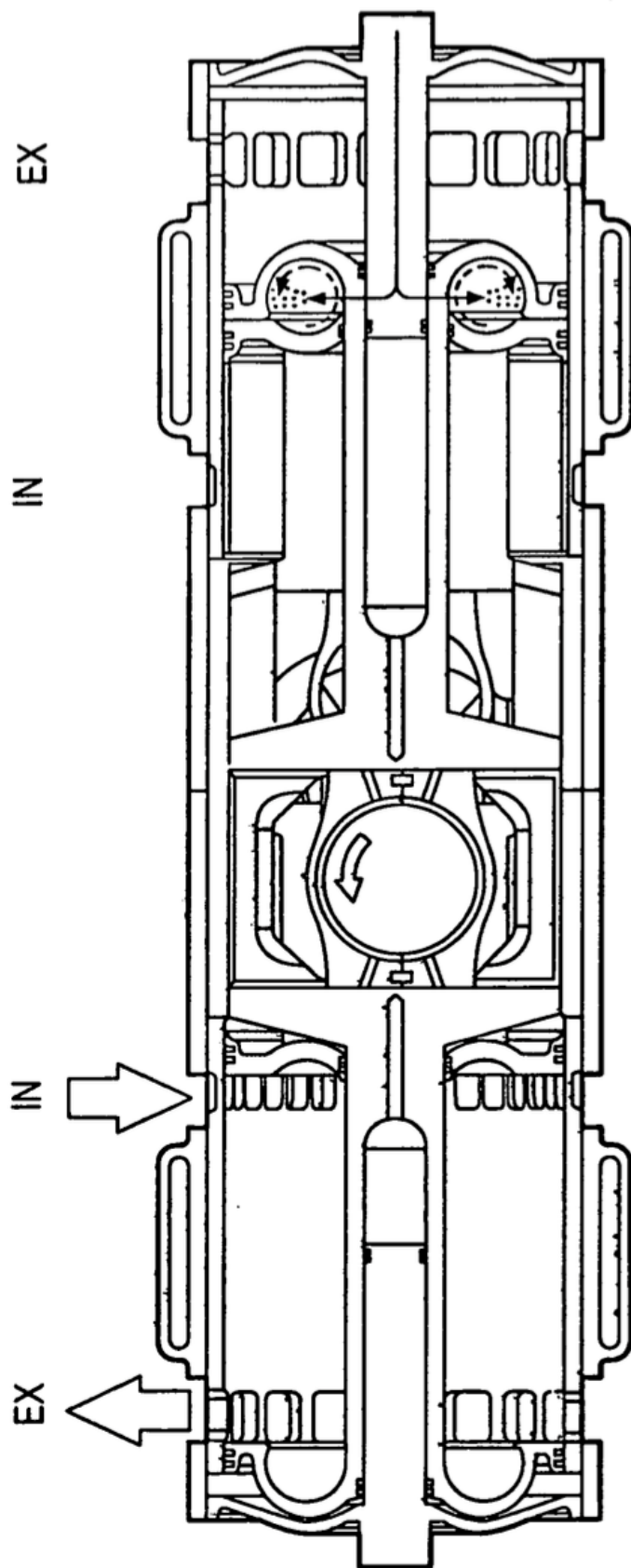


FIG. 3(e)



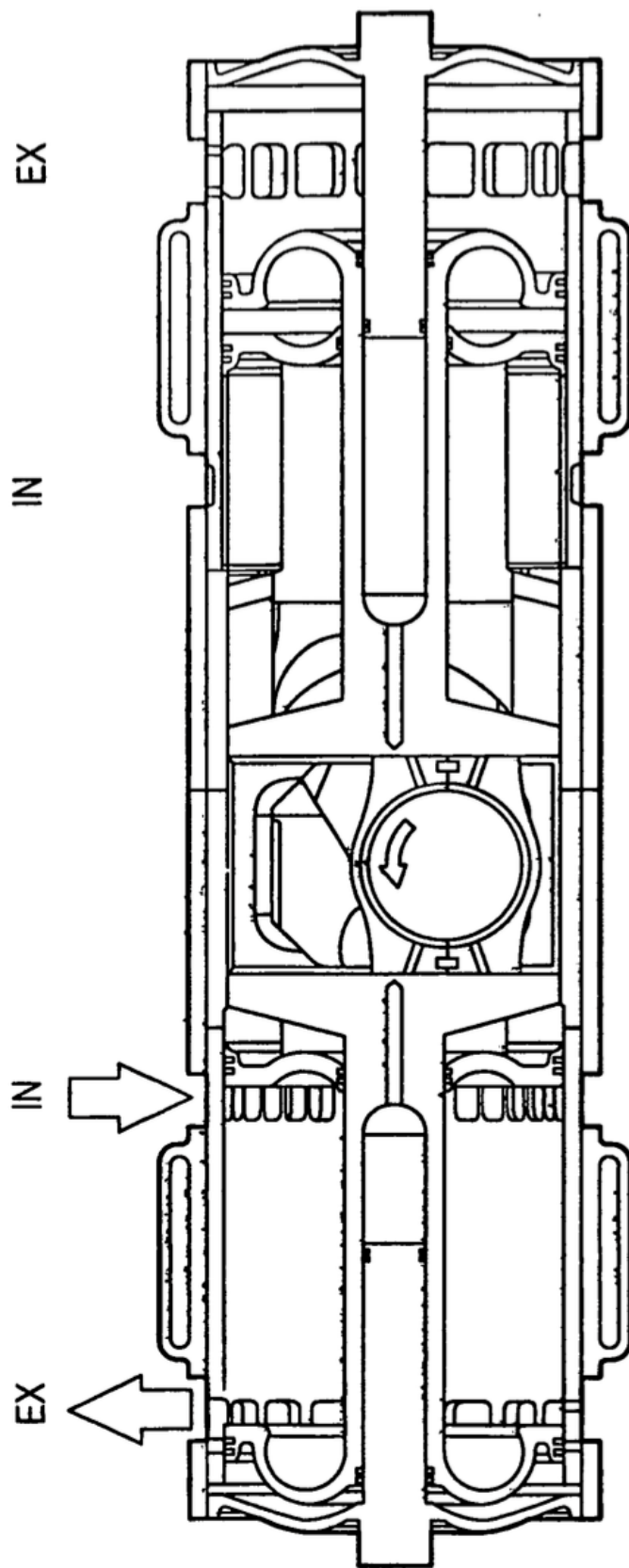
150° ADC

FIG. 3(f)



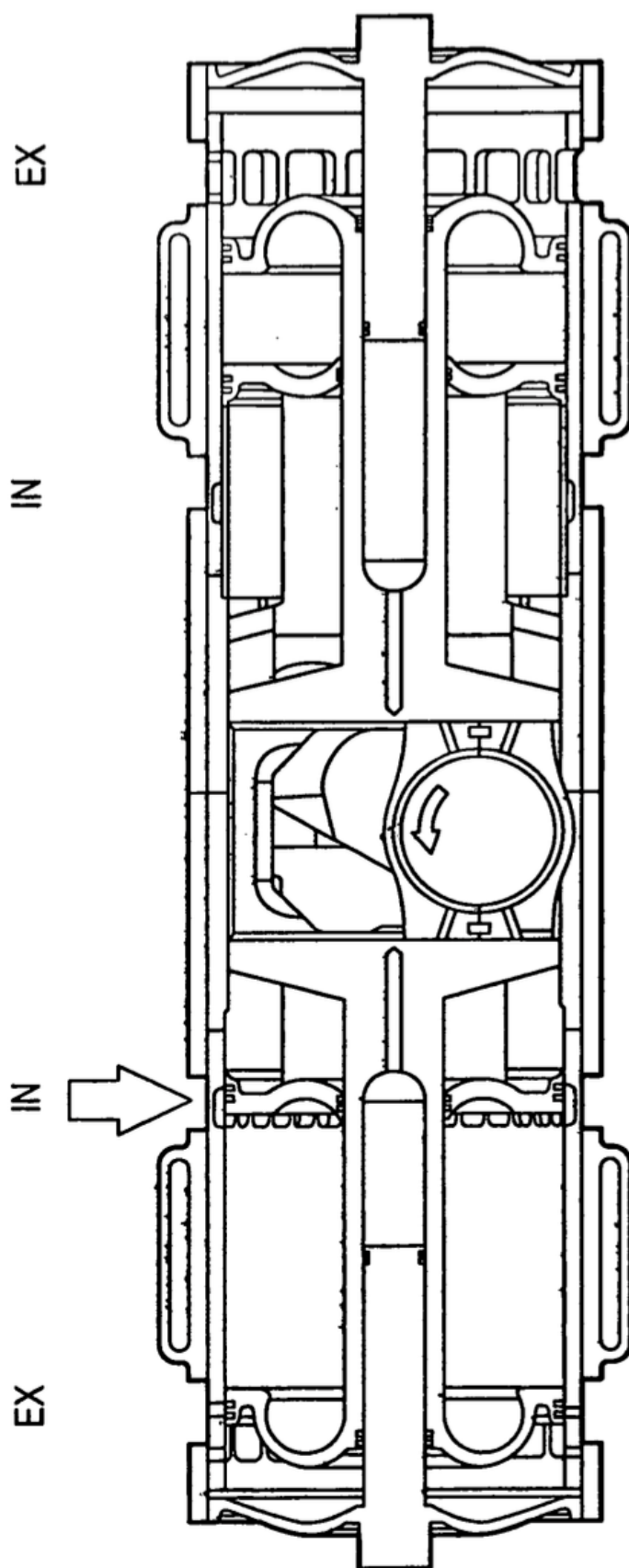
180° ADC

FIG. 3(g)



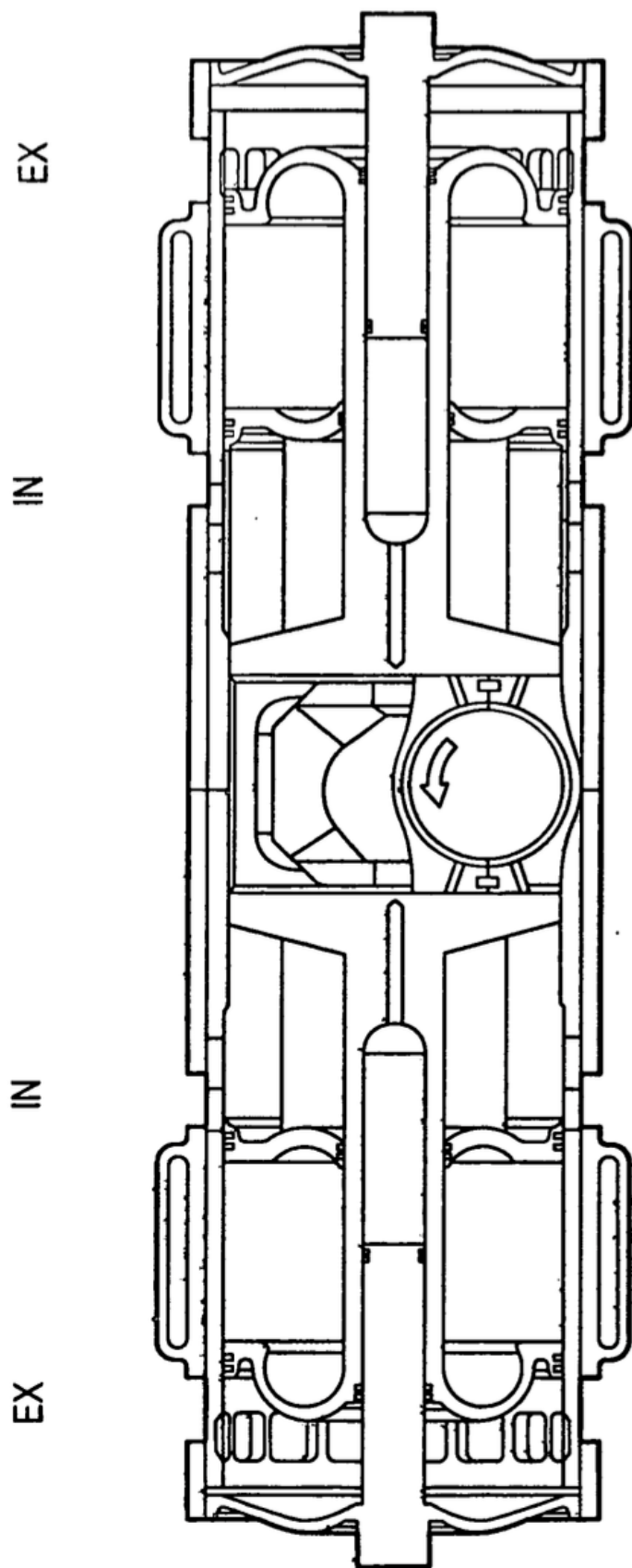
210° ADC

FIG. 3(h)



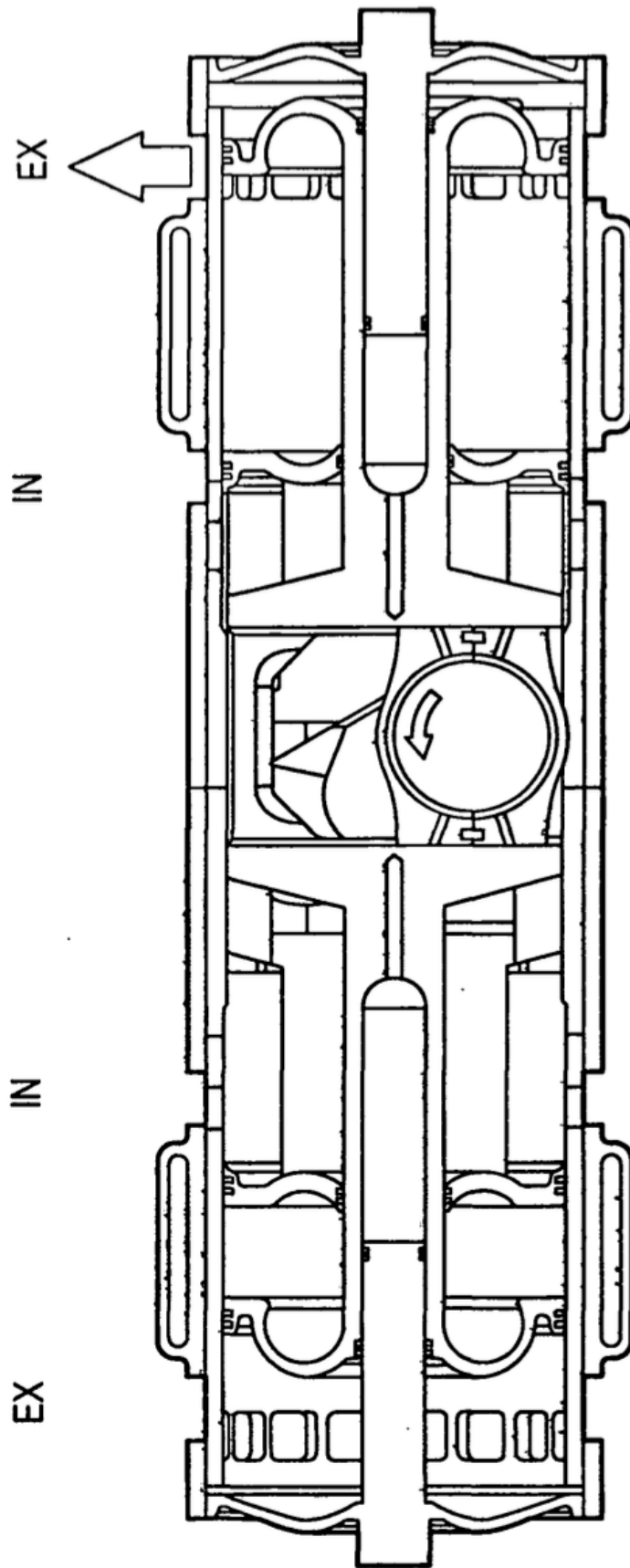
240° ADC

FIG. 3(i)



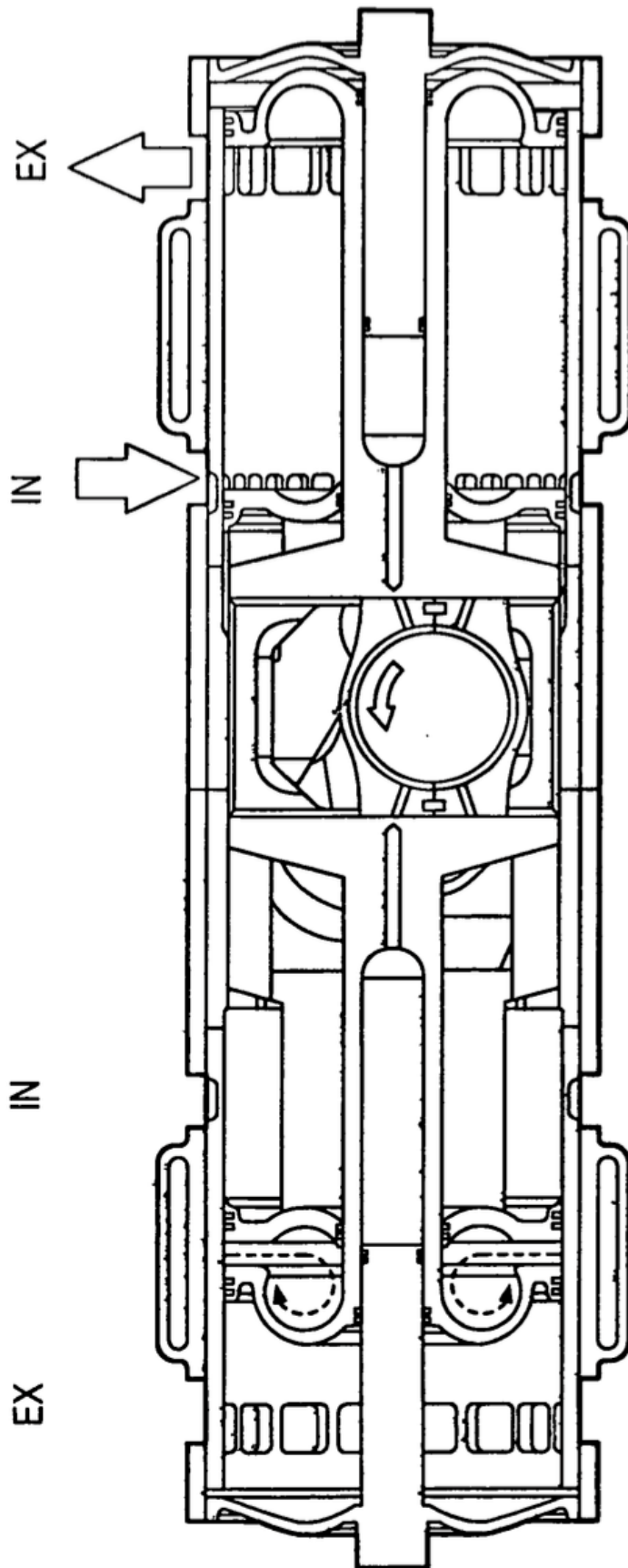
270° ADC

FIG. 3(j)



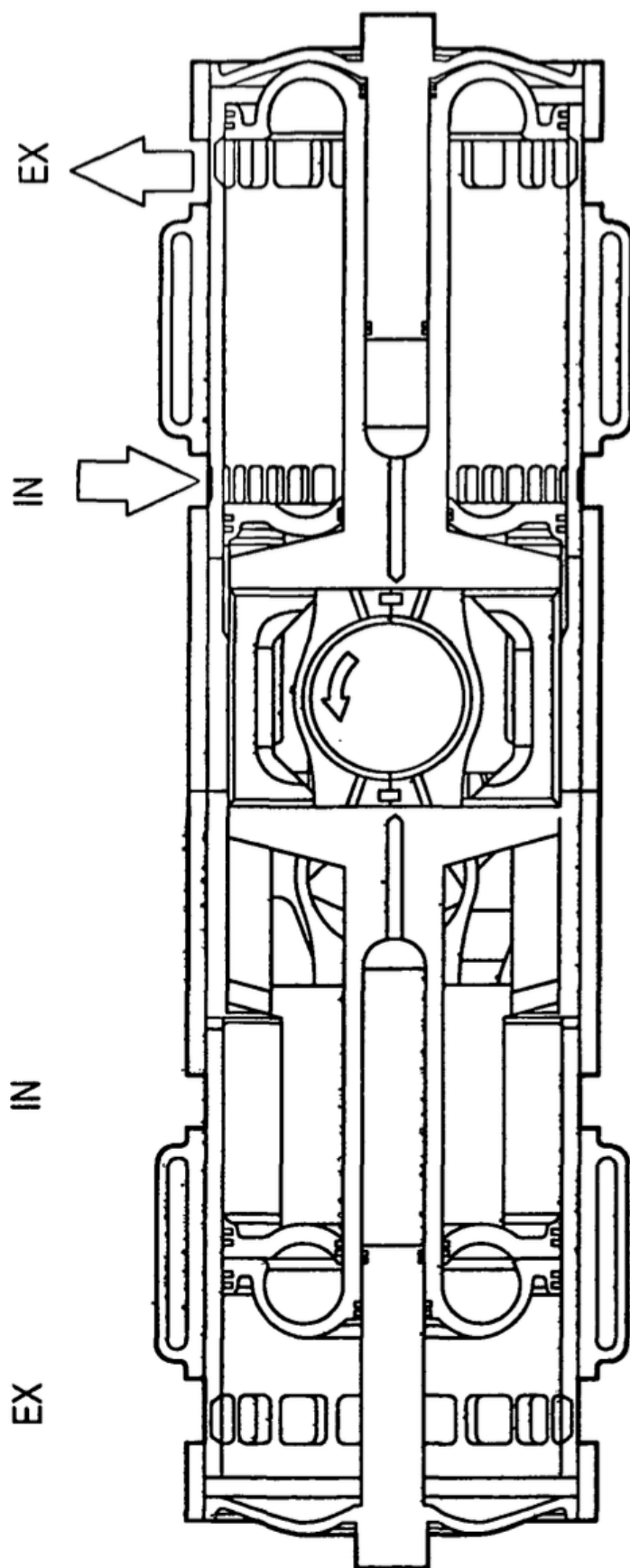
300° ADC

FIG. 3(k)



330° ADC

FIG. 3(I)



360° ADC

FIG. 3(m)