

## TÍTULO DE PATENTE NO. 245919

**Titular(es):** SCUDERI GROUP LLC  
**Domicilio(s):** 173 Prospect Street. Springfield, Massachusetts, 01107, E.U.A.  
**Denominación:** MAQUINA DE COMBUSTION INTERNA DE CICLO PARTIDO DE CUATRO TIEMPOS.  
**Clasificación:** Int.Cl.8: F02G1/00  
**Inventor(es):** CARMELO J. SCUDERI

<b>Número:</b> PA/a/2004/000604	<b>Fecha de presentación internacional:</b> 08 de Julio de 2002	
<b>País:</b> US	<b>Fecha:</b> 20 de julio de 2001	<b>Número:</b> 09/909,594

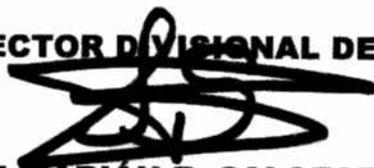
**SOLICITUD**

**PRIORIDAD**

ESTA PATENTE CONCEDE A SU TITULAR EL DERECHO EXCLUSIVO DE EXPLOTACIÓN DEL INVENTO RECLAMADO EN EL CAPÍTULO REIVINDICATORIO Y TIENE UNA VIGENCIA IMPRORROGABLE DE VEINTE AÑOS CONTADOS A PARTIR DE LA FECHA DE PRESENTACIÓN INTERNACIONAL DE LA SOLICITUD.

Fecha de expedición: 18 de mayo de 2007

EL DIRECTOR DIVISIONAL DE PATENTES

  
QUÍM. FABIÁN R. SALAZAR GARCÍA



MAQUINA DE COMBUSTION INTERNA DE CICLO PARTIDO DE CUATRO

TIEMPOS

DESCRIPCIÓN DE LA INVENCION

La presente invención se refiere a motores de  
5 combustión interna. Más específicamente, la presente  
invención se refiere a motores de combustión interna de  
cuatro tiempos que tienen un par de pistones desplazados o  
separados, en los cuales un pistón del par se utiliza en las  
carreras de admisión y compresión y el otro pistón del par se  
10 utiliza en las carreras de potencia y escape, con lo cual se  
completa el ciclo de cuatro tiempos con una sola rotación del  
cigüeñal.

Los motores de combustión interna constituyen un  
grupo de aparatos en los cuales los reactivos de combustión,  
15 por ejemplo, un oxidante y un combustible, y los productos de  
la combustión sirven como fluidos de trabajo para el motor.  
Los componentes básicos de un motor de combustión interna son  
bien conocidos en el estado de la técnica e incluyen el  
bloque del motor, la tapa de los cilindros, los cilindros,  
20 los pistones, las válvulas, el cigüeñal y el árbol de levas.  
La tapa de los cilindros, los cilindros y la parte superior o  
cabeza de los pistones conforman típicamente cámaras de  
combustión dentro de las cuales se introduce el combustible y  
el oxidante (por ejemplo, aire) y tiene lugar la combustión.  
25 Dicho motor obtiene la energía necesaria para su

funcionamiento del calor liberado durante la combustión de los fluidos de trabajo que aún no han sufrido una reacción completa, por ejemplo la mezcla de combustible-oxidante. Este proceso ocurre dentro del motor y forma parte del ciclo termodinámico del dispositivo. En todos los motores de combustión interna, el trabajo es generado por los productos gaseosos calientes de la combustión que actúan directamente sobre las superficies móviles del motor, como la cabeza, o corona, del pistón. En general, el movimiento alternativo u oscilante de los pistones se transfiere por medio de las bielas en el movimiento rotativo del cigüeñal.

Los motores de combustión interna (IC) se pueden agrupar en motores de ignición por chispa (SI) y de ignición por compresión (CI). Los motores SI, por ejemplo los típicos motores de gasolina, emplean una chispa para encender la mezcla aire-combustible, mientras que en los motores CI, el calor de la compresión enciende la mezcla aire-combustible, como ocurre por ejemplo en los típicos motores diesel.

El motor de combustión interna más común es el motor con ciclo de cuatro tiempos, cuyo diseño básico no ha cambiado en más de 100 años. Esto se debe a su excelente desempeño como la primera fuerza motriz en la industria del transporte terrestre. En un motor con ciclo de cuatro tiempos, la potencia se obtiene de un proceso de combustión en cuatro movimientos (carreras) separados del pistón. A

propósito de la invención, una carrera se define como un movimiento completo del pistón desde la posición del punto muerto superior hasta la posición del punto muerto inferior o viceversa. De acuerdo con esto, un motor con ciclo de cuatro  
5 tiempos se define aquí como un motor que requiere cuatro carreras completas de uno o varios pistones por cada carrera de potencia, es decir, por cada carrera que entrega potencia al cigüeñal.

Con referencia a las Figuras 1-4, se indica un  
10 ejemplo de modalidad de motor 10 de combustión interna con ciclo de cuatro tiempos de la técnica anterior. Para efectos comparativos, las cuatro Figuras 1-4 describen lo que será llamado un "motor estándar" 10 de la técnica anterior. Como se explicará con mayor detalle más adelante, este motor 10  
15 estándar es un motor SI con pistón de 4 pulgadas de diámetro, con carrera de 4 pulgadas y una relación de compresión de 8 a 1. La relación de compresión se define aquí como el volumen máximo de una masa predeterminada de una mezcla de aire-combustible antes de la carrera de compresión, dividido por  
20 el volumen de dicha masa de mezcla de aire-combustible en el punto de ignición. En un motor estándar, la relación de compresión es esencialmente la relación entre el volumen del cilindro 14 cuando el pistón 16 está en el punto muerto inferior y el volumen del cilindro 14 cuando el pistón 16  
25 está en el punto muerto superior.

El motor 10 incluye un bloque de motor 12, con el cilindro 14 que lo recorre. El cilindro 14 está diseñado para recibir al pistón 16 oscilante en su interior. Unida a la parte superior del cilindro 14 está la tapa 18 de cilindros, que incluye una válvula 20 de admisión y una válvula 22 de escape. La tapa 18 de cilindros, el cilindro 14 y la cabeza (o corona 24) del pistón 16 conforman una cámara 26 de combustión. En la carrera de admisión (Figura 1), se introduce una mezcla de aire-combustible en la cámara 26 de combustión a través del conducto 28 de admisión y la válvula 20 de admisión, en la cual se enciende la mezcla por medio de una bujía 30. Los productos de la combustión se extraen después a través de la válvula 22 de escape y el conducto 32 de escape durante la carrera de escape (Figura 4). Hay una biela 34 conectada a modo de pivote por su extremo 36 distal superior al perno del pistón 16. El cigüeñal 38 incluye una parte mecánica descentrada, denominada el codo 40 del cigüeñal, que está conectado a modo de pivote a la parte inferior 42 de la biela 34. La unión mecánica de la biela 34 con el pistón 16 y el codo 40 del cigüeñal sirve para convertir el movimiento alternativo u oscilante (como indica la flecha 44) del pistón 16 en un movimiento rotativo (como indica la flecha 46) del cigüeñal 38. El cigüeñal 38 está unido mecánicamente (no se muestra) al árbol de levas 48 de admisión y al árbol de levas 50 de escape, los cuales

controlan precisamente la apertura y el cierre de la válvula 20 de admisión y la válvula 22 de escape, respectivamente.

El cilindro 14 tiene una línea central 52 (eje pistón-cilindro), que constituye asimismo la línea central de oscilación del pistón 16. El cigüeñal 38 tiene un centro de rotación (eje del cigüeñal) 54. Para propósitos de esta especificación la dirección de rotación 46 del cigüeñal 38 será en el sentido de las manecillas del reloj como puede observar el lector en el plano del papel. La línea central 52 del cilindro 14 pasa directamente por el centro de rotación 54 del cigüeñal 38.

Con referencia a la Figura 1, con la válvula 20 de admisión abierta, el pistón 16 desciende primero (indicado por la dirección de la flecha 44) en la carrera de admisión. En la cámara 26 de combustión ingresa una masa predeterminada de una mezcla explosiva de combustible (vapor de gasolina) y aire debido al vacío parcial creado. El pistón continúa descendiendo hasta alcanzar el punto muerto inferior (BDC), punto en el cual el pistón está más alejado de la tapa 18 de cilindros.

Con referencia a la Figura 2, con las válvulas 20, 22 de admisión y de escape cerradas, la mezcla se comprime a medida que el pistón 16 asciende (indicado por la dirección de la flecha 44) durante la carrera de compresión. Cuando el final de la carrera se aproxima al punto muerto superior

(TDC), es decir, el punto en el cual el pistón 16 está más cerca de la tapa 18 de cilindros, el volumen de la mezcla está comprimido a un octavo del volumen inicial (debido a la relación de compresión de 8 a 1). La mezcla se enciende después mediante una chispa eléctrica originada por la bujía 30.

Con referencia a la Figura 3, la carrera de potencia continúa con ambas válvulas 20 y 22 aún cerradas. El pistón 16 es empujado hacia abajo (indicado por la flecha 44) en dirección al punto muerto inferior (BDC), debido a la expansión del gas inflamado que ejerce presión sobre la corona 24 del pistón 16. Puesto que la bujía 30 se enciende cuando el pistón 16 está en el TDC o cerca del mismo, es decir, en la posición de encendido, la presión de combustión (indicada por la flecha 56) liberada por el gas inflamado sobre el pistón 16 alcanza su valor máximo en este punto. La presión 56 se transmite a través de la biela 34 y ejerce como resultado una fuerza tangencial o par de torsión (indicada con la flecha 58) sobre el cigüeñal 38.

Cuando el pistón 16 está en la posición de encendido hay un espacio libre 60 significativo entre la cabeza del cilindro 14 y la corona 24 del pistón 16. Típicamente, el valor del espacio libre está comprendido entre 0.5 y 0.6 pulgadas. En el motor 10 estándar ilustrado, el espacio libre es sustancialmente de 0.571 pulgadas. Cuando

el pistón 16 está en la posición de encendido las condiciones son óptimas para la ignición, es decir, son condiciones óptimas de encendido. A efectos comparativos, las condiciones de encendido para el motor 10 del ejemplo son: 1) un pistón  
5 de 4 pulgadas de diámetro, 2) un volumen libre de 7.181 pulgadas cúbicas, 3) una presión previa a la ignición de aproximadamente 270 libras por pulgada cuadrada absolutas (psia), 4) una presión de combustión máxima posterior a la ignición de 1200 psia aproximadamente y 5) un funcionamiento  
10 a 1400 RPM.

Este espacio libre 60 corresponde típicamente a una relación de compresión de 8 a 1. En general, los motores SI operan de manera óptima con una relación de compresión fija dentro de un rango entre 6.0 y 8.5 aproximadamente, mientras  
15 que la relación de compresión de los motores CI comprende típicamente un rango entre 10 y 16 aproximadamente. La posición de encendido del pistón 16 se encuentra en general en el TDC o cerca del mismo y representa el volumen y la presión óptima para la ignición de la mezcla de combustible-  
20 aire. Si el espacio libre 60 fuera menor, la presión se incrementaría rápidamente.

Con referencia a la Figura 4, durante la carrera de escape, el pistón 16 asciende forzando a los productos derivados, de la combustión a salir a través de la válvula 22  
25 de escape que está abierta (o escape). Después se vuelve a

repetir el ciclo. Para este motor 10 de cuatro tiempos de la técnica anterior, se necesitan cuatro carreras de cada pistón 16, es decir admisión, compresión, potencia y escape, y dos vueltas del cigüeñal 38 para completar un ciclo, es decir, para generar una carrera de potencia.

Lamentablemente, la eficiencia termodinámica global de un motor de cuatro tiempos estándar 10 es solamente de un tercio ( $1/3$ ) aproximadamente. Esto significa que solamente  $1/3$  del trabajo se transmite al cigüeñal,  $1/3$  se pierde como calor no utilizado y  $1/3$  se pierde por el escape.

Como se ilustra en las Figuras 3 y 5, una de las razones primarias de esta eficiencia baja es el hecho de que el pico del par de torsión y el pico de la presión de combustión están fuera de fase por cuestiones de diseño. La Figura 3 muestra la posición del pistón 16 al comienzo de la carrera de potencia, cuando el pistón 16 está en la posición de encendido en el TDC o cerca del mismo. Cuando la bujía 30 produce la chispa, el combustible inflamado ejerce una presión 56 de combustión máxima sobre el pistón 16, la cual se transmite a través de la biela 34 del codo 40 del cigüeñal del cigüeñal 38. Sin embargo, en esta posición, la biela 34 y el codo 40 del cigüeñal están prácticamente alineados con la línea central 52 del cilindro 14. Por lo tanto, el par de torsión 58 es casi perpendicular a la dirección de la fuerza 56 y está en su valor mínimo. El cigüeñal 38 debe contar con

un impulso generado desde un volante ligado, o contrapeso, (no se muestra) para rotar y sobrepasar esta posición.

Con referencia a la Figura 5, cuando el gas inflamado se expande en la cámara 26 de combustión, el pistón 16 desciende y la presión 56 de combustión disminuye. Sin embargo, a medida que la rotación del codo 40 del cigüeñal sobrepasa la línea central 52 y el TDC, comienza a aumentar la fuerza tangencial resultante o par de torsión 58. El par de torsión 58 alcanza un valor máximo cuando el codo del cigüeñal, rota a aproximadamente 30 grados con respecto a la línea central 52. Si la rotación sobrepasa este punto, se produce una caída tal de la presión 56 que el par de torsión 58 comienza a disminuir nuevamente, hasta que ambas, la presión 56 y el par de torsión 58, alcanzan un valor mínimo en el BDC. Por lo tanto, el punto de par de torsión máximo 58 y el punto de presión 56 de combustión máxima están inevitablemente fuera de fase por cuestiones de diseño en 30 grados aproximadamente.

Con referencia en la Figura 6, esta idea se ilustra con mayor detalle. Se muestra un gráfico de la fuerza tangencial o par de torsión con relación a los grados de rotación desde el TDC hasta el BDC, indicado como 62, para un motor 10 estándar de la técnica anterior. Además, se muestra un gráfico de la presión de combustión con relación a los grados de rotación desde el TDC hasta el BDC, indicado como

64, para un motor 10. Los cálculos para los gráficos 62 y 64 se basan en el motor 10 estándar de la técnica anterior que tiene una carrera de cuatro pulgadas, un diámetro de pistón de cuatro pulgadas y una presión de combustión máxima en la ignición cercana a 1200 PSIA. Como se puede observar en los gráficos, el punto de presión de combustión máxima, indicado como 66, tiene lugar a 0 grados aproximadamente del TDC y el punto de par de torsión máximo, indicado como 68, tiene lugar alrededor de 30 grados después, cuando la presión 64 se ha reducido considerablemente. Los dos gráficos, 62 y 64, se aproximan a sus valores mínimos en el BDC o sustancialmente después de 180 grados de rotación desde el TDC.

Una forma alternativa de incrementar la eficiencia termodinámica de un motor con ciclo de cuatro tiempos consiste en aumentar la relación de compresión del motor. Sin embargo, los fabricantes de automóviles han comprobado que, en general, los motores SI funcionan de forma óptima con una relación de compresión dentro del rango de 6.0 a 8.5, mientras que los motores CI típicamente funcionan mejor con una relación de compresión dentro del rango de 10 a 16. Esto es porque al incrementar sustancialmente la relación de compresión de los motores SI o CI más allá de los rangos anteriores, surgen otros diversos problemas, los cuales exceden las ventajas obtenidas. Por ejemplo, es necesario construir un motor más pesado y más voluminoso para que

resista presiones mayores. También surgen problemas de ignición prematura, especialmente en los motores SI.

Hace años se patentaron muchos diseños de motores algo exóticos. Sin embargo, ninguno de ellos pudo ofrecer una mayor eficiencia ni otras ventajas significativas que pudiesen reemplazar al motor estándar ejemplificado previamente. Algunas de estas primeras patentes son: las Patentes Norteamericanas. Nos. 848,029; 939,376; 1,111,841; 1,248,250; 1,301,141; 1,392,359; 1,856,048; 1,969,815; 2,091,410; 2,091,411; 2,091,412; 2,091,413; 2,269,948; 3,895,614; Patente de Gran Bretaña No. 299,602; Patente de Gran Bretaña No. 721,025 y la Patente de Italia No. 505,576.

En particular, en la Patente Norteamericana No. 1,111,841, otorgada a Koenig, se describe un diseño de pistón/cilindro/dividido de la técnica anterior que permite lograr una carrera de admisión y compresión con una combinación de pistón 12/cilindro 11 y una carrera de potencia y de escape con una combinación de pistón 7/cilindro 8. Cada uno de los pistones 7 y 12 oscila a lo largo del eje del pistón-cilindro, el cual corta el único cigüeñal 5 (véase la Figura 3 de la misma). Hay una cámara térmica 24 que conecta las tapas de los cilindros de compresión y del motor, con un extremo abierto al cilindro del motor y otro extremo con un puerto 19 de descarga que tiene una válvula que comunica con el cilindro compresor. En la parte superior del

cilindro 11 compresor hay un intercambiador de calor enfriado por agua 15 para enfriar el aire o la mezcla de aire/combustible durante la compresión. Hay un juego de placas térmicas espaciadas 25 dentro de la cámara térmica 24 que sirven para volver a calentar el gas comprimido que se  
5 había enfriado previamente a medida que pasa.

Se pensó que el motor ganaría eficiencia al facilitar la compresión del gas por enfriamiento del mismo. Luego, el gas se calentó nuevamente en la cámara térmica para  
10 incrementar su presión hasta un punto tal en que se produjese una ignición eficiente. En la carrera de escape, los gases calientes de escape se hicieron pasar a través de la cámara térmica y luego fueron liberados a través del puerto de escape 26 en un intento por recalentar la cámara térmica.

15 Desgraciadamente, la transferencia de gases en todos los motores de la técnica anterior que emplean pistones acanalados siempre requiere trabajo, lo cual reduce la eficiencia. Además, la expansión que se agrega desde la cámara térmica al cilindro del motor de Koenig también reduce  
20 la relación de compresión. El motor 10 estándar no necesita dicho proceso de transferencia ni el trabajo adicional asociado al mismo. Más aún, el enfriamiento y recalentamiento del gas de un lado a otro a través de la cámara térmica no ofrece ventajas suficientes para compensar las pérdidas  
25 debidas al proceso de transferencia de gases. Por lo tanto,

la patente de Koenig significa una pérdida de eficiencia y relación de compresión con respecto al motor 10 estándar.

Para efectos de la presente invención, el eje del cigüeñal se define por estar desplazado o separado con respecto al eje del pistón-cilindro cuando el eje del  
5 cigüeñal no corta dicho eje del pistón-cilindro. La separación de ejes se define como la distancia entre la extensión del eje del cigüeñal y la extensión del eje del pistón-cilindro medida a lo largo de una línea perpendicular  
10 al eje del pistón-cilindro. Típicamente, los pistones separados están conectados al cigüeñal por medio de bielas, bien conocidas Sin embargo, el especialista comprenderá que los pistones separados pueden estar conectados operativamente a un cigüeñal por muchos otros mecanismos de unión. Por  
15 ejemplo, el primer pistón podría estar conectado a un primer cigüeñal y el segundo pistón podría estar conectado a un segundo cigüeñal, y los dos cigüeñales podrían a su vez estar operativamente conectados entre si por medio de un sistema de engranajes. Como alternativa, se pueden utilizar brazos de  
20 palanca articulados u otras uniones mecánicas junto con, o en lugar de, las bielas y codo del cigüeñal para dicha conexión operativa de los pistones separados con el cigüeñal.

En las Patentes Norteamericanas. Nos. 810,347; 2,957,455; 2,974,541; 4,628,876; 4,945,866; y 5,146,884; en  
25 la Patente Japonesa No. 60-256,642; en la Patente Rusa No.

1551-880-A; y en las Actas de la Convención de la Sociedad  
Japonesa de Ingenieros Automotrices [Japanese Society of  
Automotive Engineers Convention Proceedings] (JSAE), de 1996,  
número 966, páginas 129-132, se describe una tecnología  
5 relativa a pistones oscilantes para motores de combustión  
interna en los cuales el eje del cigüeñal está separado de  
los ejes de pistón-cilindro, es decir, no los corta ni  
interseca. De acuerdo con las descripciones contenidas en  
esas publicaciones, las diversas geometrías de motor tienen  
10 en cuenta numerosas consideraciones, que incluyen mejoras en  
la energía y el par de torsión y reducciones en la fricción y  
las vibraciones. Además, a principios del Siglo XX se usaron  
en los motores de carrera, motores en línea o alineados,  
diseños en los cuales el eje del cigüeñal estaba separado de  
15 los ejes del pistón.

Sin embargo, todas las mejoras alcanzadas solamente  
se debieron al incremento de los ángulos de par de torsión en  
la carrera de potencia. Desgraciadamente, como se describirá  
con mayor detalle más adelante, la mayor ventaja que la  
20 separación de ejes acarrea en la carrera de potencia  
también estaba acompañada de una desventaja creciente  
asociada a la carrera de compresión. Por lo tanto, el grado  
de separación de ejes se convirtió rápidamente en un factor  
autolimitante, según el cual las ventajas logradas en el par  
25 de torsión, la energía, la fricción y la vibración durante la

carrera de potencia no compensaban las desventajas de las mismas funciones durante la carrera de compresión. Además, no se describe o mencionan ventajas acerca de una optimización de la carrera de compresión debida a la separación de los  
5 ejes.

A modo de ejemplo, un enfoque reciente de la técnica anterior pretende incrementar la eficiencia en un diseño de tipo de motor 10 estándar mediante la separación de ejes, como se describe en la Patente Norteamericana No. 10 6,058,901, otorgada a Lee. Lee considera que se puede lograr una mayor eficiencia reduciendo las fuerzas de fricción de los aros del pistón contra las paredes laterales durante el tiempo de dos revoluciones completas en un ciclo de cuatro tiempos (véase, Lee, columna 4, líneas 10-16). Lee intenta  
15 lograr esto mediante un cilindro desplazado o separado, en el cual se controla el tiempo de combustión dentro de cada cilindro para producir una presión de combustión máxima cuando el plano imaginario que contiene tanto los ejes de conexión respectivos de una biela conectada respectiva al  
20 pistón respectivo y un eje de conexión respectivo de la biela conectada a un codo de cigüeñal respectivo es sustancialmente coincidente con el eje del cilindro respectivo a lo largo del cual oscila el pistón.

Sin embargo, aún cuando la separación de ejes  
25 constituye una ventaja durante la carrera de potencia, se

convierte en una desventaja durante la carrera de compresión. Es decir, cuando el pistón se desplaza desde el punto muerto inferior al punto muerto superior durante la carrera de compresión, el eje i del pistón-cilindro separado crea un ángulo entre el codo del cigüeñal y la biela que reduce el par de torsión aplicado al pistón. Además, las fuerzas laterales debidas a los ángulos de par de torsión insuficientes durante la carrera de compresión incrementan en realidad el desgaste de los aros del pistón. En consecuencia, se consumirá una mayor cantidad de energía para comprimir el gas con el fin de completar la carrera de compresión a medida que aumenta dicha separación. Por lo tanto, la magnitud de la separación de ejes se ve muy restringida por las desventajas que implica en la compresión. Del mismo modo, muchas clases de separación de ejes de la técnica anterior no se han utilizado, publicado ni enseñado, por ejemplo, separaciones en las cuales el cigüeñal debe rotar por lo menos 20 grados más allá de la posición del punto muerto superior de los pistones antes de que el pistón pueda alcanzar la posición de encendido. Como resultado de ello, con la invención de Lee no es posible lograr las separaciones relativamente grandes necesarias para alinear sustancialmente el pico máximo del par de torsión con el pico máximo de la presión de combustión.

Los motores que ofrecen una relación de compresión

variable (VCR) constituyen una clase de motores CI de la técnica anterior creadas para aprovechar la ventaja que ofrece la variación de la relación de compresión en un motor, con el fin de incrementar la eficiencia. Un ejemplo de ello

5 se describe en la Patente Norteamericana No. 4,955,328, otorgada a Sobotowski. Sobotowski describe un motor en el cual se cambia la relación de compresión alterando la relación de fases entre dos pistones que operan en cilindros conectados entre si por medio de un conducto de transferencia

10 que deja fluir el gas en ambas direcciones.

Sin embargo, el hecho de alterar la relación de fases para variar la relación de compresión impone exigencias al diseño del motor que incrementan enormemente su complejidad y disminuyen su utilidad. Por ejemplo, cada

15 pistón de un par de pistones deberá oscilar a través de cuatro carreras en un ciclo completo de cuatro tiempos y será impulsado por un par de cigüeñales que realizan dos revoluciones completas por cada ciclo de cuatro tiempos. Además, las uniones entre el par de cigüeñales se hacen muy

20 complejas y físicamente pesadas. El motor está limitado además al diseño de los motores CI debido a la elevada relación de compresión implícita en dicho diseño.

También se han diseñado otros numerosos motores relativamente especializados en el arte anterior en un

25 intento por incrementar la eficiencia del motor. Uno de estos

motores se describe en la Patente Norteamericana No. 5,546,897, otorgada a Brackett con el titulo "Internal Combustión Engine with Stroke Specialized Cilindres". En el diseño de Brackett, el motor se divide en una sección de trabajo y una sección de compresión. La sección de compresión envía aire cargado a la sección de trabajo, que utiliza una horquilla acuñada o un diseño conjugado propulsor para incrementar la eficiencia. Dicho motor especializado se puede describir como un motor opuesto en sentido horizontal en el cual hay un par de pistones opuestos que oscilan en direcciones opuestas dentro de un bloque de cilindros.

Sin embargo, el compresor está diseñado esencialmente como un supercargador o sobrealimentador que envía gas sobrealimentado a la sección de trabajo. Cada pistón en la sección de trabajo debe oscilar durante las cuatro carreras completas para la admisión, compresión, potencia y escape, así como cada cigüeñal involucrado debe completar dos revoluciones enteras por ciclo de cuatro tiempos. Además, el diseño es complejo, costoso y está limitado a motores tipo CI muy especializados.

Otro enfoque especial de la técnica anterior se describe en la Patente Norteamericana No. 5,623,894, otorgada a Clarke, con el titulo "Dual Compression and Dual Expansion Engine" Clarke describe esencialmente un motor especial de dos carreras en el cual hay dos pistones opuestos alojados en

un cilindro simple para realizar una carrera de potencia y una carrera de compresión. El cilindro simple y las cabezas de los pistones opuestos definen una cámara de combustión, la cual esta ubicada en un alojamiento interno oscilante. La  
5 entrada y salida de los gases hacia adentro y afuera de la cámara de combustión es realizada por pistones cónicos especiales y el alojamiento interno oscilante.

Sin embargo, el motor es un sistema altamente especializado de dos carreras en el cual hay pistones  
10 opuestos, cada uno de los cuales realiza una carrera de compresión y una carrera de potencia en el mismo cilindro. Además, el diseño es muy complejo y requiere de cigüeñales dobles, cuatro pistones y un alojamiento interno oscilante para completar el ciclo de una revolución simple con dos  
15 carreras. El motor esta limitado, además, a grandes aplicaciones de motores tipo CI.

En consecuencia, persiste la necesidad de mejorar el motor de combustión interna de cuatro tiempos, de modo que sea posible aumentar su eficiencia con un alineamiento más  
20 próximo de las curvas de par de torsión y de fuerza generadas durante la carrera de potencia sin incrementar sustancialmente la relación de compresión más allá de los límites de diseño típicamente aceptados.

La presente invención ofrece ventajas y  
25 alternativas con respecto a la técnica anterior porque

proporciona un motor de combustión interna con ciclo de cuatro tiempos que tiene un par de pistones, en el cual un pistón del par se utiliza para la carrera de admisión y la carrera de compresión y el otro pistón del par se usa para la carrera de potencia y escape, motor en el cual el ciclo de cuatro carreras se completa con una sola revolución del cigüeñal. El motor aumenta su eficiencia mediante una alineación más próxima de las curvas de par de torsión y de fuerza generadas durante la carrera de potencia, sin incrementar la relación de compresión.

Estas y otras ventajas se logran con una modalidad de la invención que proporciona un motor de combustión interna con un ciclo de cuatro tiempos. El motor incluye un cigüeñal que rota alrededor del eje del cigüeñal del motor. Hay un pistón de fuerza que se desliza dentro de un primer cilindro y está conectado operativamente al cigüeñal de forma tal que el pistón de fuerza oscila en el curso de una carrera de potencia y una carrera de escape del ciclo de cuatro tiempos, durante una sola rotación del cigüeñal. Un pistón de compresión se desliza dentro de un segundo cilindro y se conecta operativamente al cigüeñal de forma tal que el pistón de compresión oscila en el curso de una carrera de admisión y una carrera de compresión del mismo ciclo de cuatro tiempos, también durante una única rotación del cigüeñal. El pistón de fuerza oscila dentro del primer cilindro a lo largo del eje

del primer pistón-cilindro, estando dicho eje del primer pistón-cilindro separado del eje del cigüeñal de modo que dicho eje del primer pistón-cilindro no corta el eje del cigüeñal. Esta separación o desplazamiento permite alinear  
5 sustancialmente un punto de presión de combustión máxima aplicada al pistón de fuerza con un punto de par de torsión máximo aplicado al cigüeñal durante la carrera de potencia.

En una modalidad alternativa de la invención, el motor incluye un conducto de gases que conecta el primer  
10 cilindro con el segundo. A su vez, el conducto de gases comprende una válvula de entrada o de admisión y una válvula de salida o de escape que defina una cámara de presión entre las mismas. Las válvulas de entrada y de salida del conducto de gases mantienen sustancialmente durante todo el ciclo de  
15 cuatro tiempos por lo menos un valor predeterminado de la presión de gas que corresponde a la condición de encendido en dicha cámara de presión.

En otra modalidad del motor, el pistón de fuerza hace que el pistón de compresión adopte un ángulo desplazado  
20 en fase en un valor sustancialmente mayor que cero. Preferiblemente, este desplazamiento de fase angular está comprendido entre 30 grados y 60 grados aproximadamente.

En otra modalidad de la invención, la separación o desplazamiento del eje del primer pistón-cilindro es tal que  
25 el cigüeñal debe rotar por lo menos 20 grados más allá del

punto donde el pistón de fuerza alcanza el punto muerto superior antes de que el pistón de fuerza pueda alcanzar la posición de encendido.

#### BREVE DESCRIPCIÓN DE LOS DIBUJOS

5           La Figura 1 es un diagrama esquemático de un motor representativo de la técnica anterior con un ciclo de cuatro tiempos durante la carrera de admisión;

          La Figura 2 es un diagrama esquemático del motor de la técnica anterior de la Figura 1 durante la carrera de  
10   compresión;

          La Figura 3 es un diagrama esquemático del motor de la técnica anterior de la Figura 1 durante la carrera de potencia;

          La Figura 4 es un diagrama esquemático del motor de  
15   la técnica anterior de la Figura 1 durante la carrera de escape;

          La Figura 5 es un diagrama esquemático del motor de la técnica anterior de la Figura 1a en el cual el pistón está en la posición de par de torsión máximo;

20           La Figura 6 es una representación grafica del par de torsión y la presión de combustión del motor de la técnica anterior de la Figura 1;

          La Figura 7 es un diagrama esquemático de un motor acorde con la presente invención durante las carreras de  
25   escape y admisión;

La Figura 8 es un diagrama esquemático del motor de la Figura 7, en el cual el primer pistón apenas ha alcanzado el punto muerto superior (TDC) al comienzo de la carrera de potencia;

5 La Figura 9 es un diagrama esquemático del motor de la Figura 7, en el cual el primer pistón ha alcanzado la posición de encendido;

La Figura 10 es la representación grafica del par de torsión y la presión de combustión del motor de la Figura 10 7; y

La Figura 11 es un diagrama esquemático de una modalidad alternativa de un motor acorde con la presente invención que tiene diámetros de codos y pistón desiguales.

Con referencia a la Figura 7, se muestra un ejemplo 15 de una modalidad ilustrativa de un motor, indicado como 100, de combustión de cuatro tiempos acorde con la presente invención. El motor 100 incluye un bloque de motor 102 que contiene un primer cilindro 104 y un segundo cilindro 106 que recorren el bloque. Hay un cigüeñal 108 articulado para rotar 20 alrededor del eje del cigüeñal 110 (perpendicular al piano del papel).

El bloque del motor 102 es el principal componente estructural del motor 100 y se extiende hacia arriba desde el cigüeñal 108 hasta la unión con la tapa 112 de cilindros. El 25 bloque del motor 102 sirve como armazón estructural del motor

100 y típicamente lleva el asiento del montaje que sostiene al motor en el chasis (no se muestra). El bloque del motor 102 generalmente es de fundición, con superficies apropiadamente maquinadas y orificios roscados para el acoplamiento de la tapa 112 de cilindros y demás unidades del motor 100.

Los cilindros 104 y 106 son aberturas, en forma habitual de sección transversal generalmente circular, que se extienden por la parte superior del bloque del motor 102. Los cilindros se definen aquí como las cámaras dentro de las cuales oscilan los pistones de un motor oscilante y no necesariamente tienen que tener una sección normal circular, por ejemplo, pueden tener una forma elíptica o de media luna.

Las paredes internas de los cilindros 104 y 106 están maquinadas y pulidas de modo que las superficies sean precisas, suaves y dimensionadas para recibir al primer pistón 114 de fuerza y al segundo pistón 116 de compresión, respectivamente. El pistón 114 de fuerza oscila a lo largo del eje 113 del primer pistón-cilindro y el pistón 116 de compresión oscila a lo largo del eje 115 del segundo pistón-cilindro. Dicho primer y segundo cilindros 104 y 106 están dispuestos en el motor 100 de tal forma que los ejes 113 y 115 del primer y segundo pistón-cilindro pasan por lados opuestos del eje del cigüeñal 110 sin cortar el eje del cigüeñal 110.

Los pistones 114 y 116 son, típicamente, de fundición de acero o aleación de aluminio con forma de taza cilíndrica. Los extremos cerrados superiores, es decir, las partes superiores de los pistones 114 y 116 de compresión y potencia son las primera y segunda coronas 118 y 120 respectivamente. Las superficies exteriores de los pistones 114, 116 maquinadas en general para encajar con precisión en el hueco del cilindro y típicamente están acanaladas para alojar los aros del pistón (no se muestran) los cuales sellan el espacio entre los pistones y las paredes del cilindro.

La primera y segunda biela 122 y 124 cada una incluyen un ángulo en forma de codo formando los ángulos 121 y 123, respectivamente. Las bielas 122 y 124 están unidas a modo de pivote a los extremos distales superiores 126 y 128 de los pistones 114 y 116 de fuerza y compresión, respectivamente. El cigüeñal 108 incluye un par de porciones desplazadas mecánicamente, denominadas primer y segundo cigüeñal 130 y 132, los cuales están unidos a modo de pivote a los extremos distales inferiores opuestos 134 y 136 de la primera y segunda biela 122 y 124, respectivamente. Las uniones mecánicas de las bielas 122 y 124 a los pistones 114, 116 y a los codos 130, 132 del cigüeñal sirven para convertir el movimiento alternativo o de vaivén de los pistones (indicado por la flecha 138 para el pistón 114 de fuerza y por la flecha 140 para el pistón 116 de compresión) en un

movimiento rotativo (indicado por la flecha 142) del cigüeñal 108. El eje 113 del primer pistón-cilindro está desplazado o separado de tal forma que está ubicado en el semiplano imaginario sobre el cual rota el primer codo del cigüeñal 130 desde su posición de punto muerto superior a su posición de punto muerto inferior. El eje del segundo pistón-cilindro 115 está desplazado o separado en el semiplano imaginario opuesto.

Aun cuando esta modalidad muestra que el primer y segundo pistón 114 y 116 están conectados directamente al cigüeñal 108 a través de las bielas 122 y 124, respectivamente, el alcance de esta invención comprende también el uso de otros medios para conectar operativamente los pistones 114 y 116 con el cigüeñal 108. Por ejemplo, se puede usar un segundo cigüeñal para unir mecánicamente los pistones 114 y 116 al primer cigüeñal 108.

La tapa 112 de cilindros incluye un conducto para gases 144 que conecta el primer cilindro 104 con el segundo cilindro 106. El conducto para gases incluye una válvula 146 de retención en la entrada ubicada en un extremo del conducto para gases 144, próxima al segundo cilindro 106. También hay una válvula 150 accionada por levas para descarga ubicada en el extremo opuesto del conducto para gases 144, próxima a la parte superior del primer cilindro 104. La válvula 146 de retención de entrada y la válvula 150 accionada por levas de

salida definen una cámara 148 de presión entre las mismas. La válvula 146 de retención de entrada permite el flujo de gases comprimidos en un solo sentido desde el segundo cilindro 106 hasta la cámara 148 de presión. La válvula 150 de salida 5 permite el flujo de gases comprimidos en un solo sentido desde la cámara 148 de presión al primer cilindro 104. Aun cuando la válvula de retención y la que es accionada por levas se describen como válvulas 146 y 150 de admisión y escape, respectivamente, se puede emplear en su lugar 10 cualquier diseño de válvula apropiado para la aplicación, por ejemplo, la válvula 146 de admisión puede ser del tipo accionado por levas.

La tapa 112 de cilindros también incluye una válvula 152 de admisión, del tipo accionado por levas, 15 ubicada sobre la parte superior del segundo cilindro 106, y una válvula 154 de escape, del tipo accionado por levas, ubicada sobre la parte superior del primer cilindro 104. Las válvulas 150, 152 y 154 accionadas por levas tienen típicamente un mango 156 de metal con un disco 158 en un 20 extremo para bloquear la apertura de la válvula. El otro extremo del mango 156 de las válvulas 150, 152 y 154 accionadas por levas está conectado mecánicamente a los árboles de levas 160, 162 y 164, respectivamente. Los árboles de levas 160, 162 y 164 son, típicamente, varillas redondas 25 que tienen en general lóbulos ovalados, que están ubicados

dentro del bloque del motor 102 o en la tapa 112 de cilindros.

Los árboles de levas 160, 162 y 164 están conectados mecánicamente al cigüeñal 108, en general mediante una rueda dentada, correas o cadenas (no mostradas). Cuando el cigüeñal 108 fuerza el giro de los árboles de levas 160, 162 y 164, los lóbulos de los árboles de levas 160, 162 y 164 hacen que las válvulas 150, 152 y 154 se abran y se cierren en determinados momentos del ciclo del motor.

La cabeza o corona 120 del pistón 116 de compresión, las paredes del segundo cilindro 106 y la tapa 112 de cilindros forman una cámara de compresión 166 para el segundo cilindro 106. La cabeza 118 del pistón 114 de fuerza, las paredes del primer cilindro 104 y la tapa 112 de cilindros forman una cámara 168 de combustión separada para el primer cilindro 104. Hay una bujía 170 ubicada en la tapa 112 de cilindros sobre el primer cilindro 104 y controlada por un dispositivo de control (no se muestra) que produce ignición de la mezcla comprimida de aire-combustible en la cámara 168 de combustión en determinados momentos. Aun cuando esta modalidad describe un motor de ignición por bujía (SI), el experto en la técnica comprenderá que los motores de ignición por compresión (CI) también están comprendidos dentro del alcance de esta invención.

Durante la operación, el pistón 114 de fuerza hace

pasar el pistón 116 de compresión por un ángulo 172 de desplazamiento de fases, definido como los grados de rotación que el cigüeñal 108 debe rotar después de que el pistón 114 de fuerza ha alcanzado su posición de punto muerto superior para que el pistón 116 de compresión alcance su respectiva posición de punto muerto superior. Preferentemente, este desplazamiento de fases debe estar comprendido entre 30 y 60 grados. Para esta modalidad particular preferida, el desplazamiento de fases se ha fijado sustancialmente en 50 grados.

En la Figura 7 se muestra el pistón 114 de fuerza cuando ha alcanzado su posición de punto muerto inferior (BDC) y apenas ha comenzado a ascender (indicado por la flecha 138) dentro de su carrera de escape. El pistón 116 de compresión está retrasado con respecto al pistón 114 de fuerza en 50 grados y está descendiendo (flecha 140) en su carrera de admisión. La válvula de admisión 156 está abierta para permitir la introducción de una mezcla explosiva de combustible y aire en la cámara de compresión 166. La válvula 154 de escape también está abierta, lo cual permite que el pistón 114 fuerce la salida de los productos de combustión fuera de la cámara 168 de combustión.

La válvula 146 de retención y la válvula 150 accionada por levas del conducto para gases 144 están cerradas para impedir la transferencia del pistón-cilindro

del combustible que se puede encender y de los productos liberados por la combustión entre las dos cámaras 166 y 168. Además, durante las carreras de escape y admisión, la válvula 146 de retención de entrada y la válvula 150 accionada por 5 levas de salida sellan la cámara 148 de presión para mantener sustancialmente la presión de todo gas atrapado en ella proveniente de la compresión previa y de la carrera de potencia.

En la Figura 8, el pistón 114 de fuerza ha 10 alcanzado su posición de punto muerto superior (TDC) y está próximo a descender en su carrera de potencia (indicado por la flecha 138), mientras que el pistón 116 de compresión está ascendiendo en su carrera de compresión (indicado por la flecha 140). En este punto, la válvula 146 de retención de 15 entrada, la válvula 150 de escape, la válvula 152 de admisión y la válvula 154 de escape están todas cerradas.

En el TDC el pistón 114 tiene un espacio muerto 178 entre la cabeza 118 del pistón 114 y la parte superior del cilindro 104. Este espacio muerto 178 es muy pequeño en 20 comparación con el espacio muerto 60 de un motor 10 estándar (se lo observa mejor en la Figura 3). Esto se debe a que la carrera de potencia en un motor 100 es posterior a la carrera de escape que es de presión baja, mientras que la carrera de potencia en un motor 10 estándar es posterior a la carrera de 25 compresión que es de presión alta. Por lo tanto, a diferencia

del motor 10 estándar, no existe casi desventaja con respecto al motor 100 en reducir el espacio muerto 178, ya que no hay gases atrapados de alta presión entre la cabeza 118 y la parte superior del cilindro 114. Más aún, al reducir el espacio muerto 178, es posible alcanzar un vaciado más completo de casi todos los productos de escape.

Con el fin de alinear sustancialmente el punto de par de torsión máximo con la presión de combustión máxima, se debe rotar el cigüeñal 108 aproximadamente 40 grados más allá de su posición de punto muerto superior cuando el pistón 114 de fuerza está en su óptima posición de encendido. Además, rigen consideraciones similares para el pistón 116 de compresión para reducir el par de torsión y la energía consumidos por el cigüeñal 108 durante una carrera de compresión. Ambas consideraciones exigen que las separaciones de los ejes de pistón-cilindro sean mucho más grandes que cualesquiera de las separaciones de la técnica previa, es decir, separaciones en las cuales el cigüeñal debe rotar al menos 20 grados mas allá del punto muerto superior de los pistones antes de que el pistón pueda alcanzar la posición de encendido. Estas separaciones de los ejes son de hecho tan grandes que una biela recta que uniera los pistones 114 y 116 podría interferir con los extremos distales inferiores de los cilindros 104 y 106 durante la carrera.

En consecuencia, el codo 121 de la biela 122 debe

estar entre los extremos distales y tener una magnitud tal que la biela 122 no tenga contacto con el extremo 174 distal inferior del cilindro 104 cuando el pistón 114 de fuerza oscila describiendo una carrera completa. Asimismo, la curvatura 123 de la biela 124 debe estar entre los extremos distales y tener una magnitud tal que la biela 124 no tome contacto con el extremo distal inferior 176 del cilindro 106 cuando el pistón 116 de compresión oscila describiendo una carrera completa.

En la Figura 9, el cigüeñal 108 ha rotado unos 40 grados adicionales (indicado por la flecha 180) más allá de la posición del TDC del pistón 114 de fuerza para alcanzar su posición de encendido y el pistón 116 de compresión recién está completando su carrera de compresión. Durante estos 40 grados de rotación, el gas comprimido dentro del segundo cilindro 116 alcanza un umbral de presión tal que fuerza la abertura de la válvula 146 de retención, mientras que la leva 162 está lista para abrir también la válvula 150 de escape. Por lo tanto, cuando el pistón 114 de fuerza desciende y el pistón 116 de compresión asciende, se transfiere una masa de gas comprimido sustancialmente igual desde la cámara de compresión 166 del segundo cilindro 106 hacia la cámara 168 de combustión del primer cilindro 104. Cuando el pistón 114 de fuerza alcanza su posición de encendido, las válvulas 146, 150 de retención y de escape están cerradas para impedir toda

transferencia adicional de gases a través de la cámara 148 de presión. En consecuencia, la masa y la presión del gas dentro de la cámara 148 de presión se mantienen relativamente constantes antes y después de la transferencia de gases. En  
5 otras palabras, la presión del gas dentro de la cámara 148 de presión se mantiene por lo menos (en o por encima) a un valor de presión predeterminada necesaria para el encendido, por ejemplo, a 270 psia aproximadamente, para todo el ciclo de cuatro tiempos.

10 En el momento en que el pistón 114 de fuerza ha descendido hasta su posición de encendido desde el TDC, el espacio muerto 178 ha aumentado y es sustancialmente igual al espacio muerto 60 del motor 10 estándar (se observa mejor en la Figura 3), es decir que tiene un valor de 0.571. Además,  
15 las condiciones de encendido son sustancialmente las mismas que las condiciones de encendido del motor 10 estándar, las cuales son en general: 1) un pistón con diámetro de 4 pulgadas, 2) un volumen muerto de 7.181 pulgadas cúbicas, 3) una presión previa a la ignición de aproximadamente 270  
20 libras por pulgada cuadrada absolutos (psia) y 4) una presión máxima de combustión posterior a la ignición de 1200 psia aproximadamente. Más aún, el ángulo del primer codo 130 del cigüeñal 108 está en su posición de par de torsión máximo, es decir que es de aproximadamente 40 grados más allá del TDC.  
25 Por lo tanto, la bujía 170 produce la chispa de modo que la

presión máxima de combustión se alcance cuando el pistón 114 de fuerza alcanza sustancialmente su posición de par de torsión máximo.

Durante los siguientes 10 grados de rotación 142 del cigüeñal 108, el pistón 116 de compresión pasará por su posición de TDC y luego comenzará otra carrera de admisión para iniciar nuevamente el ciclo. El pistón 116 de compresión también tiene un espacio muerto 182 muy pequeño en comparación con el motor 10 estándar. Esto es posible porque, cuando la presión del gas en la cámara de compresión 166 del segundo cilindro 106 alcanza la presión de la cámara 148 de presión, se fuerza la abertura de la válvula 146 de retención, lo cual permite que el gas fluya a través de la misma. Por lo tanto, sólo queda una pequeña cantidad de gases de alta presión atrapada por encima del pistón de fuerza 116 cuando dicho pistón alcanza su posición de TDC.

La relación de compresión del motor 100 puede adoptar cualquier valor dentro del rango aceptado para los motores SI o CI, pero para la modalidad de este ejemplo se encuentra sustancialmente dentro del rango de 6 a 8.5. Como se definió previamente, la relación de compresión es el volumen máximo de una masa predeterminada de una mezcla de aire-combustible antes de una carrera de compresión, dividido por el volumen de la masa de la mezcla aire-combustible en el punto de ignición. Para el motor 100, la relación de

compresión es sustancialmente la relación entre el volumen de desplazamiento en el segundo cilindro 106 cuando el pistón 116 de compresión se desplaza desde el BDC al TDC, y el volumen en el primer cilindro 104 cuando el pistón 114 de fuerza está en su posición de encendido.

A diferencia del motor 10 estándar, en el cual la carrera de compresión y la carrera de potencia son llevadas a cabo siempre en forma secuencial por el mismo pistón, la carrera de potencia es realizada solamente por el pistón 114 de fuerza y la carrera de compresión es realizada solamente por el pistón 116 de compresión. Por lo tanto, el pistón de fuerza 116 puede estar desplazado o separado con el fin de alinear la presión de combustión máxima con el par de torsión máximo aplicado al cigüeñal 108 sin que esto represente una desventaja por estar fuera de alineación en la carrera de compresión. A la inversa, el pistón 114 de compresión puede estar desplazado o separado con el fin de alinear la presión máxima de compresión con el par de torsión máximo aplicado desde el cigüeñal 108 sin que esto represente una desventaja por estar fuera de alineación en la carrera de potencia.

Este concepto se ilustra con más detalle en la Figura 10. Aquí se muestra con el número 184 un gráfico de la fuerza tangencial o par de torsión con relación a los grados de rotación desde el TDC para el pistón 114 de fuerza en el motor 100. Además, se muestra, con el número 186, un gráfico

de presión de combustión con relación a los grados de rotación desde el TDC para el pistón 114 de fuerza en el motor 100. Los cálculos para los gráficos 184 y 186 corresponden a un motor 100 que mantiene condiciones de encendido sustancialmente iguales a las de un motor estándar. Esto es: 1) un pistón de 4 pulgadas de diámetro, 2) un volumen muerto o volumen de ignición de 7.181 pulgadas cúbicas, 3) una presión previa a la ignición de aproximadamente 270 libras por pulgada cuadrada absolutas (psia), 4) una presión máxima de combustión posterior a la ignición de 1200 psia aproximadamente y 5) revoluciones por minuto (RPM) sustancialmente iguales de los cigüeñales 108 y 38. A diferencia del gráfico de la Figura 6 para el motor 10 estándar de la técnica anterior, el punto de presión máxima de combustión 188 está sustancialmente alineado con el punto de par de torsión máximo 190. Esta alineación de la presión de combustión 186 con el par de torsión 184 da como resultado un incremento significativo en la eficiencia.

Más aún, el desplazamiento del pistón 116 de compresión también se puede optimizar alineando sustancialmente el par de torsión máximo que se imparte al pistón 116 de compresión desde el cigüeñal 108 con la presión máxima de compresión del gas. El desplazamiento del pistón 116 de compresión reduce la cantidad de fuerza ejercida para completar la carrera de compresión e incrementa así la

eficiencia global del motor 100 en comparación con el motor 10 estándar. La combinación de los desplazamientos de los pistones 114 y 116 de fuerza y de compresión permite incrementar la eficiencia teórica global del motor 100 entre un 20 y un 40 por ciento aproximadamente por encima del motor estándar.

Con referencia a la Figura 11, se muestra una modalidad alternativa de un motor partido de cuatro tiempos, indicado de manera genérica como 200, que tiene codos distintos y diferentes diámetros de pistón. Dado que las carreras de compresión y de potencia son realizadas por dos pistones 114, 116, diferentes, es posible llevar a cabo numerosas mejoras con el fin de optimizar la eficiencia de cada carrera sin las desventajas asociadas cuando un único pistón realiza las carreras. Por ejemplo, el diámetro del pistón de compresión 204 puede ser mayor que el diámetro del pistón de fuerza 202 para incrementar aún más la eficiencia de la compresión. Además, el radio 206 del primer codo 130 para el pistón 114 de fuerza puede ser mayor que el radio 208 del segundo codo 132 para el pistón 116 de compresión, con el fin de mejorar aún más el par de torsión total aplicado al cigüeñal 108.

En tanto se han descrito y mostrado las modalidades preferidas, es posible introducir diversas modificaciones y sustituciones en las mismas sin apartarse del espíritu y

alcance de la invención. En consecuencia, se debe tener en cuenta que la presente invención se describió a modo ilustrativo y no limitante.

REIVINDICACIONES

1. Un motor que comprende:

un cigüeñal, que gira alrededor de un eje del cigüeñal del motor;

5 un pistón de potencia recibido deslizadamente dentro de un primer cilindro y que está conectado operativamente al cigüeñal de modo que dicho pistón de potencia tiene un movimiento rectilíneo alternativo a través de una carrera de potencia y una carrera de escape de un ciclo de cuatro  
10 tiempos durante una sola rotación del cigüeñal;

un pistón de compresión recibido deslizadamente dentro de un segundo cilindro y que está conectado operativamente al cigüeñal de modo que dicho pistón de compresión tiene un movimiento rectilíneo alternativo a través de una carrera de  
15 admisión y una carrera de compresión del mismo ciclo de cuatro tiempos durante la misma rotación del cigüeñal;

un conducto para gases que conecta el primer cilindro con el segundo cilindro, cuyo conducto para gases incluye una válvula de admisión y una válvula de escape que definen una  
20 cámara de presión entre las mismas; y

un primer eje de pistón-cilindro a lo largo del cual se mueve con movimiento rectilíneo alternativo el pistón de potencia dentro del primer cilindro;

en donde el primer eje de pistón-cilindro tiene un desplazamiento con respecto al eje del cigüeñal, de manera  
25

que, el primer eje de pistón-cilindro no intersecta al eje del cigüeñal; en donde el desplazamiento del primer eje de pistón-cilindro substancialmente alinea un punto de presión de combustión máxima aplicada al pistón de potencia con un punto de torque o par de torsión máximo aplicado al cigüeñal durante la carrera de potencia.

2. El motor de la reivindicación 1, caracterizado porque la válvula de admisión y la válvula de escape del conducto para gases substancialmente mantienen, durante todo el ciclo de cuatro tiempos, al menos una presión de gases predeterminada para las condiciones de encendido en la cámara de presión.

3. El motor de la reivindicación 1, caracterizado porque el pistón de potencia tiene con respecto al pistón de compresión un ángulo de desplazamiento de fase que es substancialmente mayor que cero.

4. El motor de la reivindicación 1, caracterizado porque el desplazamiento del primer eje del pistón-cilindro es tal que el cigüeñal debe girar por lo menos 20 grados más allá del punto donde el pistón de potencia alcanza el punto muerto superior antes de que el pistón de potencia pueda alcanzar una posición de encendido.

5. El motor de la reivindicación 3, caracterizado porque el ángulo de desplazamiento de fase está comprendido entre 30 grados y 60 grados aproximadamente.

6. El motor de la reivindicación 3, caracterizado porque comprende:

un segundo eje de pistón-cilindro a lo largo del cual se mueve con movimiento rectilíneo alternativo el pistón de compresión dentro del segundo cilindro, cuyo segundo eje de pistón-cilindro tiene un desplazamiento del eje del cigüeñal, de modo tal que el segundo eje de pistón-cilindro no intersecta el eje del cigüeñal y pasa por el lado opuesto del eje del cigüeñal con relación al primer eje de pistón-cilindro.

7. Un motor que comprende:

un cigüeñal, que gira alrededor de un eje de cigüeñal del motor;

un pistón de potencia recibido deslizablemente dentro de un primer cilindro y conectado operativamente al cigüeñal, de manera que el pistón de potencia se mueve con movimiento rectilíneo alternativo a través de una carrera de potencia y de una carrera de escape de un ciclo de cuatro tiempos durante una sola rotación del cigüeñal;

un pistón de compresión recibido deslizablemente dentro de un segundo cilindro y conectado operativamente al cigüeñal, de manera que el pistón de compresión se mueve con movimiento rectilíneo alternativo a través de una carrera de admisión y de una carrera de compresión del mismo ciclo de cuatro tiempos, durante la misma rotación del cigüeñal; y

un conducto para gases que interconecta los cilindros primero y segundo, el conducto para gases incluye una válvula de entrada o de admisión y una válvula de salida o de escape que definen una cámara a presión entre ellas, en donde la  
5 válvula de entrada y la válvula de salida del conducto para gases substancialmente mantienen al menos una presión de gas predeterminada en condiciones de encendido en la cámara de presión, durante el ciclo de cuatro tiempos completo;

en donde el pistón de potencia desciende a la posición  
10 de encendido desde su posición de punto muerto superior.

8. El motor de la reivindicación 7, que comprende:

un primer eje de pistón-cilindro a lo largo del cual el pistón de potencia se mueve con movimiento rectilíneo alternativo dentro del primer cilindro; en donde el primer  
15 eje de pistón-cilindro tiene un desplazamiento o desvío desde el eje del cigüeñal, de manera tal que el primer eje de pistón-cilindro no intersecta al eje del cigüeñal.

9. El motor de la reivindicación 8, en donde el pistón de potencia se adelanta al pistón de compresión por un ángulo  
20 de desplazamiento de fase que es substancialmente mayor a cero.

10. El motor de la reivindicación 8, en donde el desplazamiento del primer eje de pistón-cilindro es tal que el cigüeñal debe girar al menos 20 grados más allá del punto  
25 donde el pistón de potencia alcanza el centro muerto

superior, antes de que el pistón de potencia pueda alcanzar una posición de encendido.

11. El motor de la reivindicación 9, en donde el ángulo de desplazamiento de fase está aproximadamente entre 30  
5 grados y 60 grados.

12. El motor de la reivindicación 10, que comprende:  
un segundo eje de pistón-cilindro a lo largo del cual el pistón de compresión se mueve con movimiento rectilíneo alternativo dentro del segundo cilindro; en donde el segundo  
10 eje de pistón-cilindro tiene un desplazamiento o desvío desde el eje del cigüeñal, de manera tal que el segundo eje de pistón-cilindro no intersecta al eje del cigüeñal y pasa a un lado opuesto del eje del cigüeñal con respecto al primer eje de pistón-cilindro.

13. El motor de la reivindicación 10, que comprende:  
15 el cigüeñal que tiene un primer codo o cigüeña y un segundo codo o cigüeña:

una primera biela conectada pivotalmente tanto al pistón de potencia como al primer codo del cigüeñal; y

20 una segunda biela conectada pivotalmente tanto al pistón de compresión como al segundo codo del cigüeñal;

en donde cada una de la primera y segunda bielas tiene un dobléz angular de tal magnitud que la biela libra el extremo de fondo del cilindro asociado del primer y segundo  
25 cilindros.

14. El motor de la reivindicación 10, en donde los diámetros de los pistones de potencia y de compresión son substancialmente diferentes.

5 15. El motor de la reivindicación 13, en donde los codos primero y segundo del cigüeñal tienen substancialmente longitudes diferentes.

16. Un motor que comprende:

un cigüeñal, que gira alrededor de un eje de cigüeñal del motor;

10 un pistón de potencia recibido deslizablemente dentro de un primer cilindro y conectado operativamente al cigüeñal, de manera que el pistón de potencia se mueve con movimiento rectilíneo alternativo a través de una carrera de potencia y de una carrera de escape de un ciclo de cuatro tiempos durante una sola rotación del cigüeñal;

15 un pistón de compresión recibido deslizablemente dentro de un segundo cilindro y conectado operativamente al cigüeñal, de manera que el pistón de compresión se mueve con movimiento rectilíneo alternativo a través de una carrera de admisión y de una carrera de compresión del mismo ciclo de cuatro tiempos, durante la misma rotación del cigüeñal;

20 un conducto para gases que interconecta los cilindros primero y segundo, el conducto para gases incluye una válvula de entrada o de admisión y una válvula de salida o de escape que definen una cámara a presión entre ellas; y

25

un primer eje de pistón-cilindro a lo largo del cual el pistón de potencia se mueve con movimiento rectilíneo alternativo dentro del primer cilindro; en donde el primer eje de pistón-cilindro tiene un desplazamiento o desvío desde el eje del cigüeñal, de manera tal que el primer eje de pistón-cilindro no intersecta al eje del cigüeñal;

en donde el pistón de potencia se adelanta al pistón de compresión por un ángulo de desplazamiento de fase que es substancialmente igual o mayor a 20 grados.

10           17. El motor de la reivindicación 16, en donde la válvula de entrada o admisión permite substancialmente el flujo de gas comprimido en un solo sentido desde el segundo cilindro hacia la cámara de presión y la válvula de salida o escape permite substancialmente el flujo de gas comprimido en un solo sentido desde la cámara de presión hacia el primer cilindro; y en donde la válvula de admisión y la válvula de escape del conducto para gases substancialmente mantienen al menos una presión de gas de condición de encendido predeterminada en la cámara de presión durante el ciclo de cuatro tiempos completo.

18. El motor de la reivindicación 16, en donde el ángulo de desplazamiento de fase está aproximadamente entre 30 grados y 60 grados.

19. El motor de la reivindicación 16, en donde el desplazamiento del primer eje de pistón-cilindro es tal que

el cigüeñal debe girar al menos 20 grados más allá del punto donde el pistón de potencia alcanza el centro muerto superior, antes de que el pistón de potencia pueda alcanzar una posición de encendido.

5           20. El motor de la reivindicación 16, que comprende:

un segundo eje de pistón-cilindro a lo largo del cual el pistón de compresión se mueve con movimiento rectilíneo alternativo dentro del segundo cilindro; en donde el segundo eje de pistón-cilindro tiene un desplazamiento o desvío desde  
10 el eje del cigüeñal, de manera tal que el segundo eje de pistón-cilindro no intersecta al eje del cigüeñal y pasa a un lado opuesto del eje del cigüeñal con respecto al primer eje de pistón-cilindro.

21. Un motor que comprende:

15 un cigüeñal, que gira alrededor de un eje de cigüeñal del motor;

un pistón de potencia recibido deslizablemente dentro de un primer cilindro y conectado operativamente al cigüeñal, de manera que el pistón de potencia se mueve con movimiento  
20 rectilíneo alternativo a través de una carrera de potencia y de una carrera de escape de un ciclo de cuatro tiempos durante una sola rotación del cigüeñal;

un pistón de compresión recibido deslizablemente dentro de un segundo cilindro y conectado operativamente al  
25 cigüeñal, de manera que el pistón de compresión se mueve con

movimiento rectilíneo alternativo a través de una carrera de admisión y de una carrera de compresión del mismo ciclo de cuatro tiempos, durante la misma rotación del cigüeñal;

un conducto para gases que interconecta los cilindros primero y segundo, el conducto para gases incluye una válvula de entrada o de admisión y una válvula de salida o de escape que definen una cámara a presión entre ellas; y

un eje de pistón-cilindro a lo largo del cual el pistón de compresión se mueve con movimiento rectilíneo alternativo dentro del segundo cilindro; en donde el eje de pistón-cilindro tiene un desplazamiento o desvío desde el eje del cigüeñal, de manera tal que el eje de pistón-cilindro no intersecta al eje del cigüeñal;

en donde el pistón de potencia se adelanta al pistón de compresión por un ángulo de desplazamiento de fase que es substancialmente igual o mayor a 20 grados.

22. El motor de la reivindicación 21, en donde la válvula de entrada o admisión permite substancialmente el flujo de gas comprimido en un solo sentido desde el segundo cilindro hacia la cámara de presión y la válvula de salida o escape permite substancialmente el flujo de gas comprimido en un solo sentido desde la cámara de presión hacia el primer cilindro; y en donde la válvula de admisión y la válvula de escape del conducto para gases substancialmente mantienen al menos una presión de gas de condición de encendido

predeterminada en la cámara de presión durante el ciclo de cuatro tiempos completo.

23. El motor de la reivindicación 21, en donde el ángulo de desplazamiento de fase está aproximadamente entre 30  
5 grados y 60 grados.

24. Un motor que comprende:

un cigüeñal, que gira alrededor de un eje de cigüeñal del motor;

un pistón de potencia recibido deslizablemente dentro de  
10 un primer cilindro y conectado operativamente al cigüeñal, de manera que el pistón de potencia se mueve con movimiento rectilíneo alternativo a través de una carrera de potencia y de una carrera de escape de un ciclo de cuatro tiempos durante una sola rotación del cigüeñal;

15 un pistón de compresión recibido deslizablemente dentro de un segundo cilindro y conectado operativamente al cigüeñal, de manera que el pistón de compresión se mueve con movimiento rectilíneo alternativo a través de una carrera de admisión y de una carrera de compresión del mismo ciclo de  
20 cuatro tiempos, durante la misma rotación del cigüeñal;

un conducto para gases que interconecta los cilindros primero y segundo, el conducto para gases incluye una válvula de entrada o de admisión y una válvula de salida o de escape que definen una cámara a presión entre ellas; y

25 un primer eje de pistón-cilindro a lo largo del cual el

pistón de potencia se mueve con movimiento rectilíneo alternativo dentro del primer cilindro; en donde el primer eje de pistón-cilindro tiene un desplazamiento o desvío desde el eje del cigüeñal, de manera tal que el primer eje de pistón-cilindro no intersecta al eje del cigüeñal;

5 en donde el desplazamiento del primer eje de pistón-cilindro es tal que el cigüeñal debe girar al menos 20 grados más allá del punto donde el pistón de potencia alcanza el centro muerto superior, antes de que el pistón de potencia pueda alcanzar una posición de encendido.

10 **25.** El motor de la reivindicación 24, que comprende:

el cigüeñal que tiene un primer codo o cigüeña y un segundo codo o cigüeña:

una primera biela conectada pivotalmente tanto al pistón de potencia como al primer codo del cigüeñal; y

15 una segunda biela conectada pivotalmente tanto al pistón de compresión como al segundo codo del cigüeñal;

en donde cada una de la primera y segunda bielas tiene un doblez angular de tal magnitud que la biela libra el extremo de fondo del cilindro asociado del primer y segundo cilindros.

20 **26.** El motor de la reivindicación 24, en donde los diámetros de los pistones de potencia y de compresión son substancialmente diferentes.

25 **27.** El motor de la reivindicación 25, en donde los codos

primero y segundo del cigüeñal tienen substancialmente longitudes diferentes.

28. Un motor que comprende:

5 un cigüeñal, que gira alrededor de un eje de cigüeñal del motor;

un pistón de potencia recibido deslizablemente dentro de un primer cilindro y conectado operativamente al cigüeñal por vía de un primer sistema de acoplamiento o articulación,

10 de manera que el pistón de potencia se mueve con movimiento rectilíneo alternativo a través de una carrera de potencia y de una carrera de escape de un ciclo de cuatro tiempos durante una sola rotación del cigüeñal;

un pistón de compresión recibido deslizablemente dentro de un segundo cilindro y conectado operativamente al cigüeñal por vía de un segundo sistema de acoplamiento o articulación,  
15 en donde los sistemas de acoplamiento primero y segundo no comparten un acoplamiento o articulación mecánica común, y

20 de manera que el pistón de compresión se mueve con movimiento rectilíneo alternativo a través de una carrera de admisión y de una carrera de compresión del mismo ciclo de cuatro tiempos, durante la misma rotación del cigüeñal;

25 un conducto para gases que interconecta los cilindros primero y segundo, el conducto para gases incluye una válvula de entrada o de admisión y una válvula de salida o de escape que definen una cámara a presión entre ellas;

un primer eje de pistón-cilindro a lo largo del cual el pistón de potencia se mueve con movimiento rectilíneo alternativo dentro del primer cilindro; y

5 un segundo eje de pistón-cilindro a lo largo del cual el pistón de compresión se mueve con movimiento rectilíneo alternativo dentro del segundo cilindro; en donde uno del primer o del segundo eje de pistón-cilindro tiene un desplazamiento o desvío desde el eje del cigüeñal.

10 29. El motor de la reivindicación 28, en donde la válvula de entrada o admisión permite substancialmente el flujo de gas comprimido en un solo sentido desde el segundo cilindro hacia la cámara de presión y la válvula de salida o escape permite substancialmente el flujo de gas comprimido en un solo sentido desde la cámara de presión hacia el primer  
15 cilindro

30. El motor de la reivindicación 28, en donde la válvula de admisión y la válvula de escape del conducto para gases substancialmente mantienen al menos una presión de gas de condición de encendido predeterminada en la cámara de  
20 presión durante el ciclo de cuatro tiempos completo.

31. El motor de la reivindicación 28, en donde los diámetros de los pistones de potencia y de compresión son substancialmente diferentes.

25 32. El motor de la reivindicación 28, en donde el pistón de potencia se adelanta al pistón de compresión por un ángulo

de desplazamiento de fase que es substancialmente mayor a  
cero.

33. El motor de la reivindicación 28, que comprende:

5 el cigüeñal que tiene un primer y un segundo codo o  
cigüeña; el primer sistema de acoplamiento o articulación se  
conecta pivotalmente al primer codo del cigüeñal; y el  
segundo sistema de acoplamiento o articulación se conecta  
pivotalmente al segundo codo del cigüeñal.

10 34. El motor de la reivindicación 28, en donde el  
desplazamiento del primer eje de pistón-cilindro es tal que  
el cigüeñal debe girar al menos 20 grados más allá del punto  
donde el pistón de potencia alcanza el centro muerto  
superior, antes de que el pistón de potencia pueda alcanzar  
una posición de encendido.

15 35. El motor de la reivindicación 32, en donde el ángulo  
de desplazamiento de fase es al menos de 20 grados.

36. El motor de la reivindicación 33, en donde los codos  
primero y segundo del cigüeñal tienen substancialmente  
longitudes diferentes.

20 37. El motor de la reivindicación 7, en donde los  
diámetros de los pistones de potencia y de compresión son  
substancialmente diferentes.

38. El motor de la reivindicación 7, que comprende:

25 el cigüeñal que tiene un primer y un segundo codo o  
cigüeña, los codos del cigüeñal tienen substancialmente

longitudes diferentes.

5

10

15

20

25

RESUMEN DE LA INVENCION

Un motor (100) de combustión interna de cuatro tiempos incluye un cigüeñal (108) que gira alrededor de un eje de cigüeñal del motor (100). Un pistón (114) de fuerza se introduce por deslizamiento dentro del primer cilindro (104) y está conectado operativamente al cigüeñal (108) de modo tal que el pistón (114) de fuerza oscila a lo largo de la carrera de potencia y una carrera de escape de un ciclo de cuatro tiempos completándolas en una sola rotación del cigüeñal (108). Un pistón (116) de compresión se introduce por deslizamiento dentro del segundo cilindro (102) y está conectado operativamente al cigüeñal (108) de modo que el pistón (116) de compresión oscila a lo largo de la carrera de admisión y la carrera de compresión de un ciclo de cuatro tiempos completándolas en una sola rotación del cigüeñal (108). El pistón (114) de fuerza oscila a lo largo del eje (113) del primer pistón-cilindro que está separado o desplazado del eje (110) del cigüeñal. La separación permite alinear sustancialmente un punto de presión de combustión máxima aplicada al pistón (114) de fuerza con un par de torsión máximo aplicado al cigüeñal (108) durante la carrera de potencia.



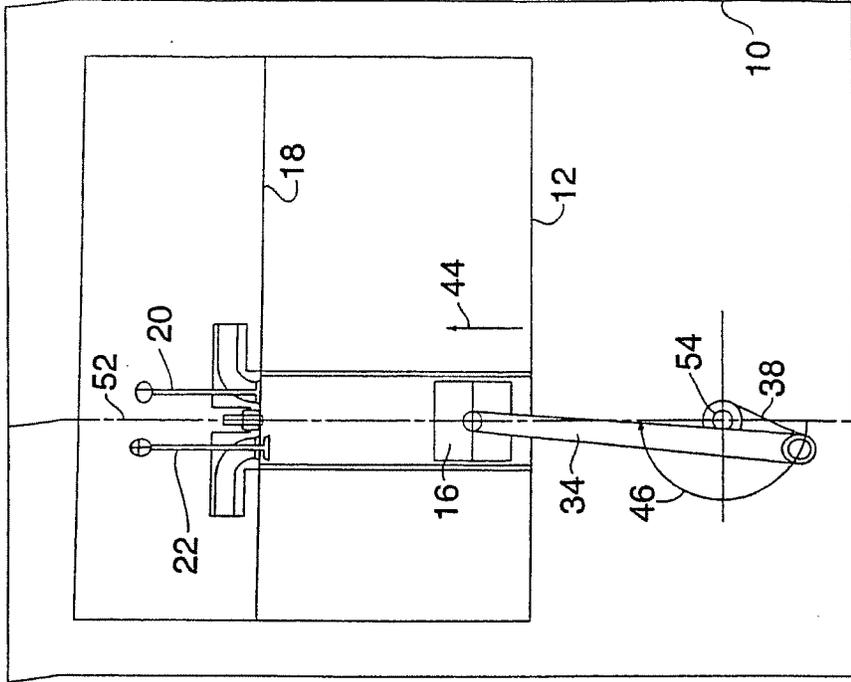


FIG. 4

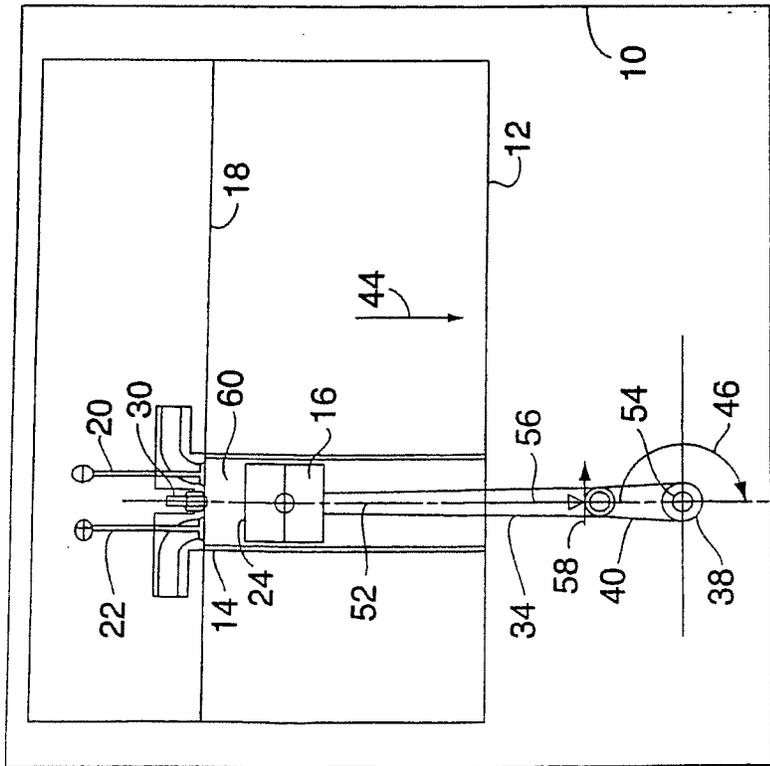


FIG. 3

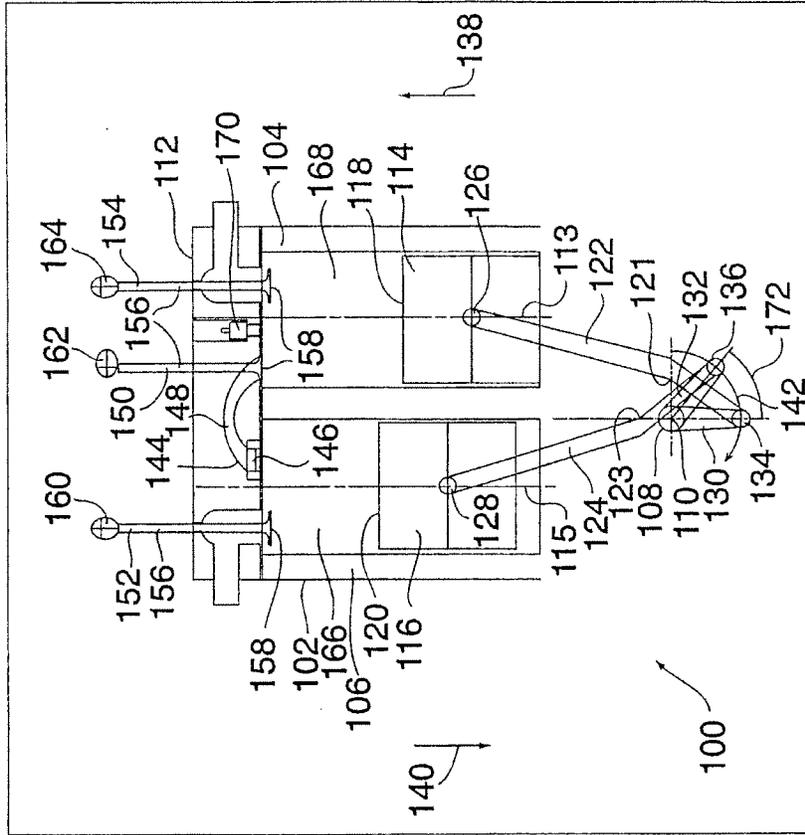


FIG. 7

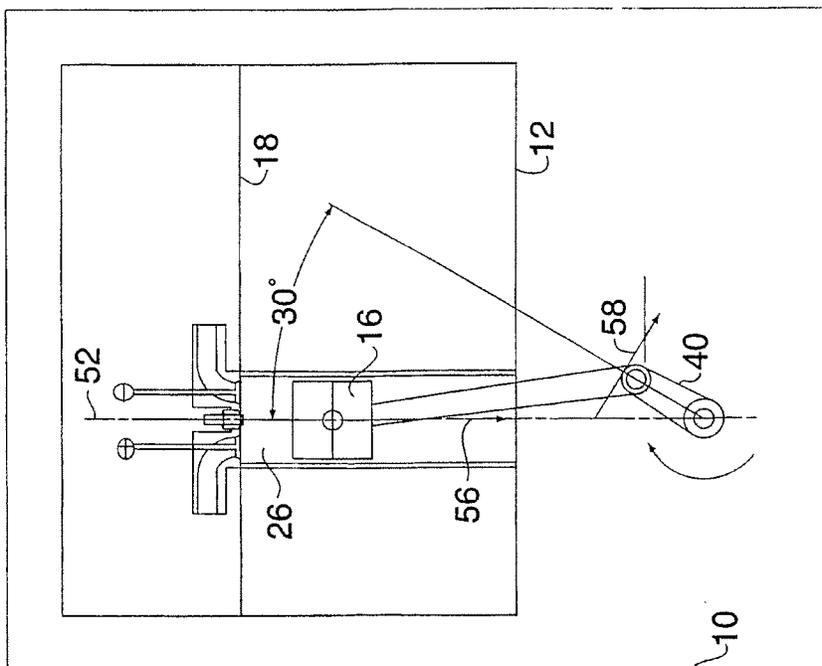


FIG. 5

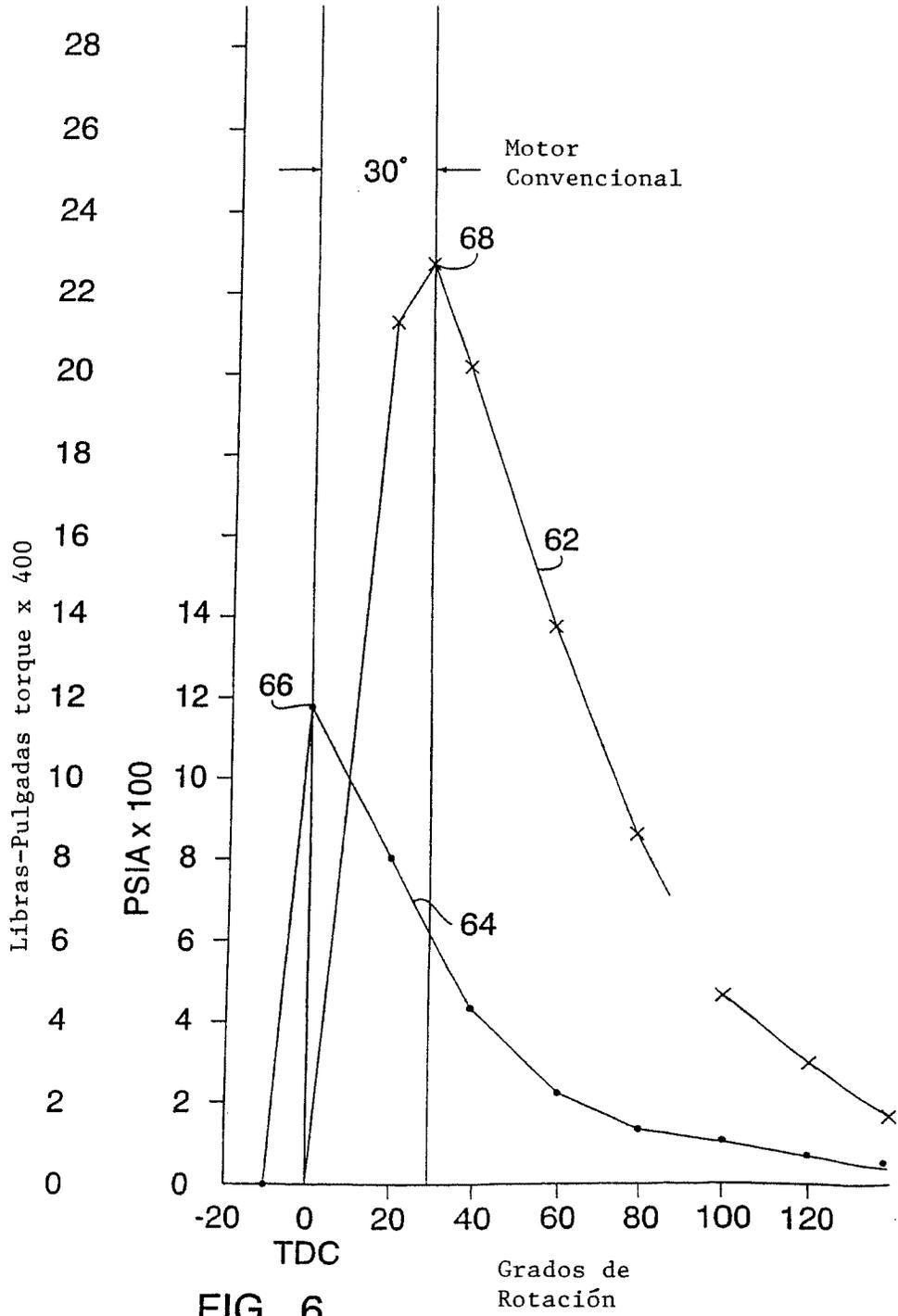
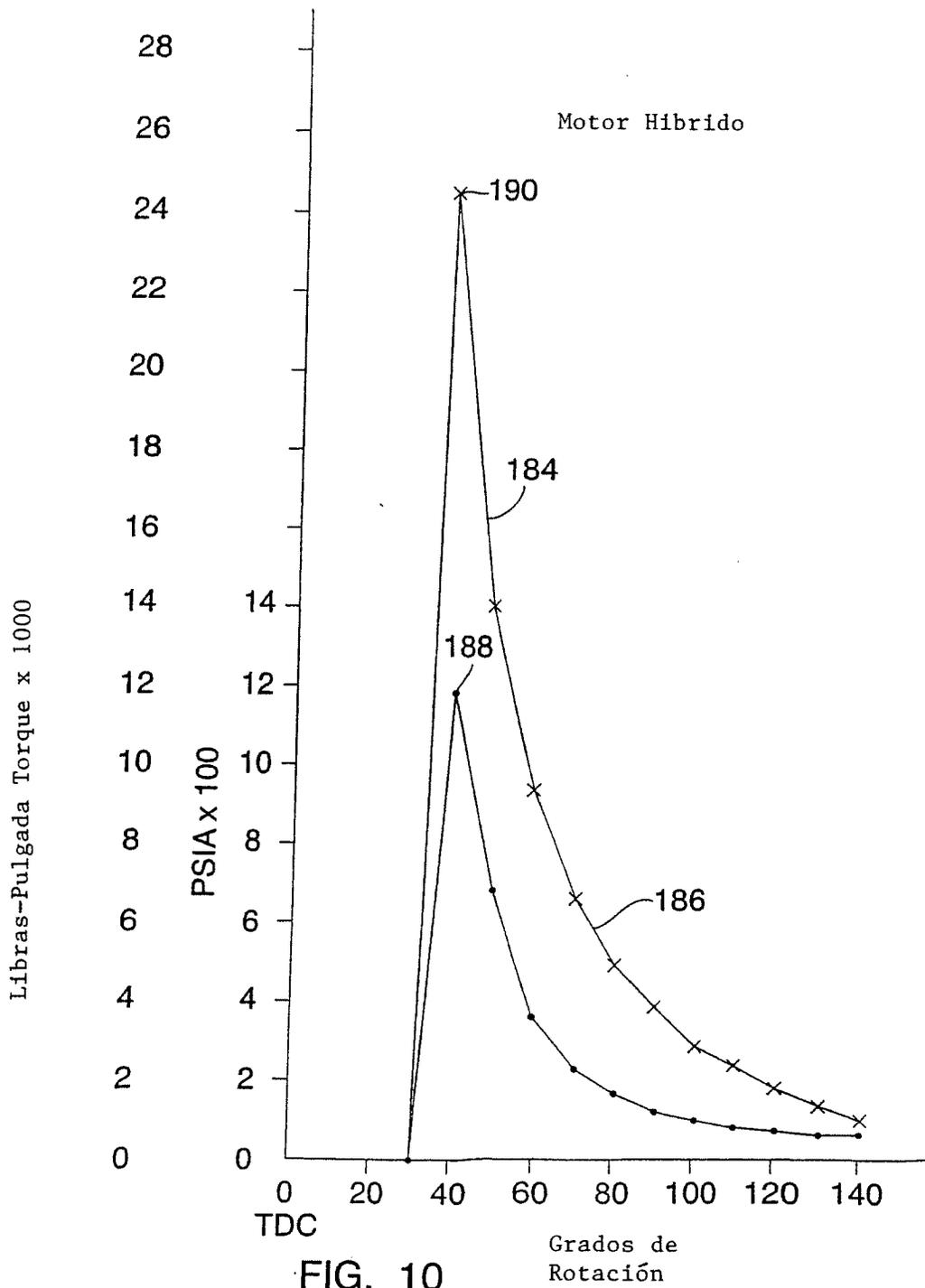


FIG. 6





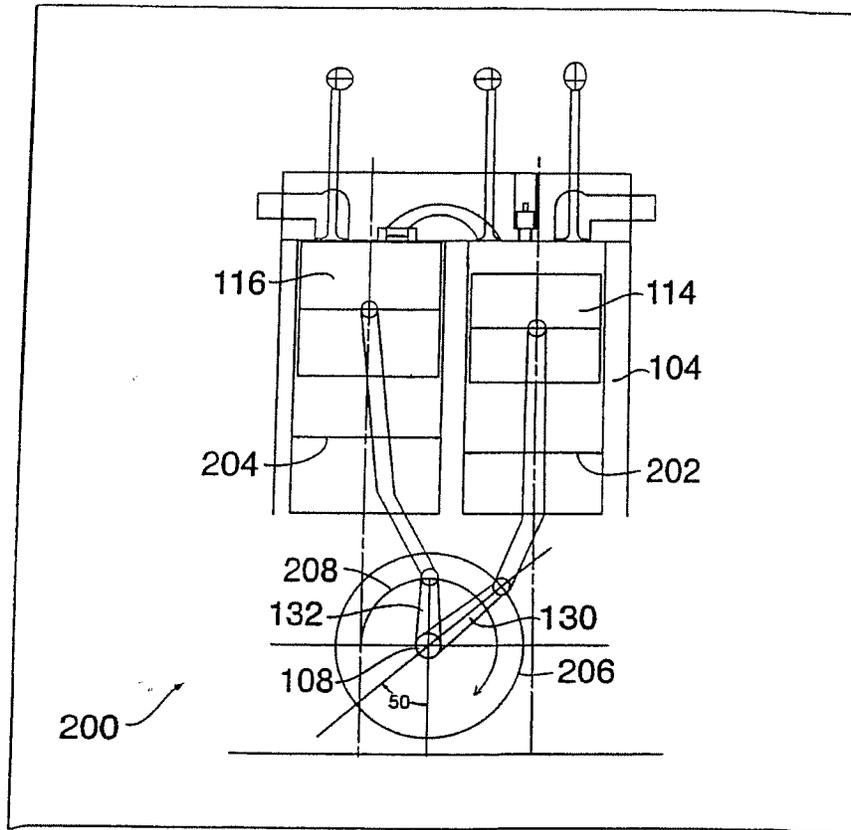


FIG. 11