

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 370 102**

51 Int. Cl.:
F02B 41/08 (2006.01)
F02B 41/06 (2006.01)
F01L 1/047 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

- 96 Número de solicitud europea: **09008809 .7**
96 Fecha de presentación: **21.05.2008**
97 Número de publicación de la solicitud: **2107226**
97 Fecha de publicación de la solicitud: **07.10.2009**

54 Título: **MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA DE DIMENSIONES MÍNIMAS.**

30 Prioridad:
24.05.2007 BE 200700255

45 Fecha de publicación de la mención BOPI:
12.12.2011

45 Fecha de la publicación del folleto de la patente:
12.12.2011

73 Titular/es:
**SCHMITZ, GERHARD
AM SONNENHANG 26
4780 SAINT-VITH, BE**

72 Inventor/es:
Schmitz, Gerhard

74 Agente: **Durán Moya, Luis Alfonso**

ES 2 370 102 T3

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

DESCRIPCIÓN

Motor de combustión interna de dimensiones mínimas.

5 La presente invención se refiere de manera general a un motor de combustión interna.

De manera más precisa, la invención se refiere a un motor de combustión interna que comprende por lo menos un cilindro del tipo que está dotado de una cámara de trabajo de volumen variable, para el desplazamiento dentro de este cilindro de un émbolo entre una posición de punto muerto superior y una posición de punto muerto inferior, estando asociados a cada uno de dichos cilindros medios de admisión y de escape de un fluido gaseoso, estando conectado cada uno de los émbolos de estos cilindros a un árbol cigüeñal de dicho motor, cuyo motor utiliza:

- 15 a) por una parte, como mínimo, un cilindro que funciona como cilindro de baja presión, según una modalidad del tipo de dos tiempos, que comprenden la admisión acompañada de la expansión que produce un trabajo útil en el curso de cada carrera de émbolo de este cilindro de baja presión hacia su punto muerto inferior y el escape de un fluido gaseoso en el curso de cada carrera del émbolo hacia su punto muerto superior y
- 20 b) por otra parte, dos de dichos cilindros funcionan en forma de cilindros de combustión de alta presión, según una modalidad del tipo de cuatro tiempos que comprenden la admisión de aire o una mezcla de aire-combustible en el curso de la primera carrera del émbolo de cada uno de dichos cilindros de combustión hacia su punto muerto inferior, la compresión del aire o una mezcla de aire-combustible en el curso de la primera carrera del émbolo hacia su punto muerto superior, seguido de la combustión, la expansión de los gases quemados en el curso de la segunda carrera del émbolo hacia su punto muerto inferior produce un trabajo útil y el escape de los gases quemados en el curso de la segunda carrera del émbolo hacia su punto muerto superior, siendo la cilindrada de cada uno de dichos cilindros inferior a la del cilindro de baja presión, cuyos cilindros de combustión, igualmente denominados cilindros de alta presión, hacen pasar alternativamente sus gases quemados hacia el cilindro de baja presión para una segunda expansión de los gases quemados.

30 El motor de combustión interna de cinco tiempos, que se describe en la patente europea nº 1201892 (Gerhard Schmitz) o la patente de Estados Unidos de América nº 6553977 (Gerhard Schmitz) es fundamentalmente un motor de tres cilindros dispuestos en línea. Los dos cilindros de los extremos del cigüeñal, llamados cilindros de alta presión (HP), tienen cilindradas iguales y netamente menores que la del cilindro central llamado cilindro de baja presión (BP). Los dos émbolos de los cilindros HP se desplazan perfectamente en fase entre sí y en la posición de fase con respecto al émbolo del cilindro BP. Los dos cilindros HP son alimentados preferentemente por una mezcla de aire/combustible precomprimido en el curso de la primera carrera descendente del émbolo del cilindro HP. Al subir la primera vez, el émbolo del cilindro HP comprime la mezcla aire/combustible que se ha admitido, cuya mezcla es quemada cuando el émbolo del cilindro HP se encuentra en las proximidades de su punto muerto superior (PMH), lo que hace aumentar fuertemente la presión en el interior del cilindro HP. Estos gases quemados se expansionan una primera vez durante la segunda carrera descendente del émbolo del cilindro HP. Cuando el émbolo del cilindro HP alcanza su punto muerto inferior (PMB), el émbolo del cilindro BP por su parte, se aproxima a su PMH; en este momento, se establece la comunicación entre el cilindro HP y el cilindro BP. Durante la segunda carrera del émbolo del cilindro HP hacia su PMH, el émbolo del cilindro BP desciende hacia su PMB, los gases quemados son transvasados del cilindro HP hacia el cilindro BP y, al ser la cilindrada del cilindro BP netamente superior a la del cilindro HP, los gases quemados se expansionan una segunda vez. Cuando el émbolo del cilindro HP alcanza su PMH y el émbolo del cilindro BP su PMB, se interrumpirá la comunicación entre los cilindros HP y BP, mientras que la válvula de escape del cilindro BP empieza a abrirse continuando de este modo en la carrera ascendente del émbolo del cilindro BP con la finalidad de permitir finalmente el escape de los gases quemados del motor. Durante el mismo tiempo, el émbolo del cilindro HP vuelve a descender y empieza un nuevo ciclo aspirando una nueva mezcla aire/combustible. El otro cilindro HP, por su parte, realiza el mismo ciclo que el primer cilindro HP, pero con un retraso equivalente a un ángulo de 360° a nivel del cigüeñal con respecto al primero, de manera que el segundo cilindro HP pueda transvasar sus gases quemados hacia el mismo cilindro BP durante el período en el que el émbolo de este último desciende por segunda vez y así sucesivamente.

55 La presente invención tiene por objetivo proponer un motor de combustión interna que permite mejorar este motor correspondiente al estado de la técnica.

60 Para conseguir este objetivo, un motor del tipo indicado anteriormente se caracteriza, según uno de sus aspectos, por el hecho de que las muñequillas del cigüeñal, a las que están conectadas las bielas fijadas a los émbolos de los cilindros de alta presión que alimentan alternativamente un mismo cilindro de baja presión, son paralelas entre sí y forman con la manivela, a la que está conectada la biela fijada al émbolo del cilindro de baja presión en cuestión, un ángulo sensiblemente más pequeño de 180°, del orden de 90°, de manera que este émbolo del cilindro de baja presión alcance su punto muerto superior sensiblemente antes que los émbolos de los cilindros de alta presión adyacentes hayan alcanzado su punto muerto inferior respectivo.

ES 2 370 102 T3

Esta configuración permite optimizar la relación de expansión global del ciclo realizado en el motor. Esta relación de expansión global se define de la manera siguiente:

$$\text{Relación de expansión global} = \text{relación HP} \times \text{relación BP}$$

en la que la relación HP es igual al volumen intermedio del cilindro HP dividido por el volumen muerto de este cilindro HP (es decir, el volumen de la cámara de combustión), siendo dicho volumen intermedio del cilindro HP el contenido de este cilindro de alta presión en el momento en el que el émbolo de baja presión se encuentra en su PMH, y

en la que la relación BP es igual al máximo del volumen total contenido simultáneamente en el cilindro HP, en el canal de transvase y en el cilindro de baja presión, siendo alcanzado este máximo cuando tiene lugar la carrera descendente del émbolo del cilindro BP, dividido por el volumen intermedio que se ha definido anteriormente.

No obstante, este volumen máximo, del orden de 30° AV (es decir, para un ángulo de avance o AV de 30° del cigüeñal, a saber un ángulo AV de 30° entre las manivelas de los cilindros HP y la posición vertical alta o posición del eje de los cilindros HP en el PMH) se obtendrá antes de que el émbolo del cilindro BP alcance su PMB (ver figura 4). Esto es debido al hecho de que las velocidades de los émbolos de los cilindros HP y BP no son uniformes a causa de la cinemática manivela/biela.

Si por razones mecánicas y termodinámicas los otros parámetros geométricos son fijos, es decir, las cilindradas de los cilindros HP y BP, las relaciones de compresión volumétricas de los cilindros HP y BP, el volumen del canal de transvase y las relaciones biela/manivela, la relación global de expansión, en este caso, ya no es función más que del ángulo A, ángulo que forma las manivelas HP (paralelas entre sí) con la manivela del cilindro BP conectada al émbolo de cilindro BP correspondiente (ver figura 5). En el caso en el que otros parámetros geométricos adoptan valores corrientes, o incluso técnicamente posibles, a saber relación de compresión y/o expansión volumétrica del cilindro BP del orden de 32 y volumen del canal de transvase igual aproximadamente a 6% de la cilindrada del cilindro BP, esta relación de expansión global del motor se alcanza si el ángulo A es próximo a 90°.

Por el hecho de que el volumen en el curso de la segunda expansión se ha alcanzado ya antes de que el émbolo del cilindro BP haya alcanzado su PMB (aproximadamente 30° AV antes del PMB), la duración disponible para el escape se puede aumentar en este tiempo o, de otro modo, la apertura de la válvula o válvulas de escape del cilindro BP se puede adelantar aproximadamente 30° AV. La evacuación de los gases quemados residuales de la cámara de combustión del cilindro HP se puede mejorar igualmente gracias a este avance de la apertura del escape del cilindro BP. En efecto, dado que dicho volumen máximo total se alcanza cuando el émbolo del cilindro HP se encuentra aproximadamente a media altura en su cilindro, el escape del cilindro BP se encontrará ya abierto, como consecuencia, durante la subida restante del émbolo del cilindro HP. Como consecuencia, es interesante mantener la válvula o válvulas de transvase abiertas durante todo este período de tiempo con la finalidad de evacuar con anticipación los gases quemados residuales de la cámara de combustión del cilindro HP para reducir al máximo una parte de gases quemados residuales en la carga de gases frescos a quemar en el ciclo siguiente.

Además, según otro de sus aspectos, un motor del tipo que se ha indicado anteriormente se caracteriza porque el eje de los cilindros de alta presión está desplazado con respecto al eje del cigüeñal, de manera que la manivela a la que está fijada la biela del émbolo del cilindro de alta presión, se encuentre al mismo lado con respecto al eje del cigüeñal que el eje del cilindro de alta presión en cuestión en el momento en el que el émbolo de este cilindro de alta presión, que se encuentra a medio camino entre su punto muerto superior y su punto muerto inferior, se encuentra a punto de descender y que el eje del cilindro de baja presión es desplazado con respecto al eje del cigüeñal de manera que la manivela a la que está fijada la biela del émbolo de este cilindro de baja presión se encuentre al mismo lado con respecto al eje del cigüeñal que el eje del cilindro de baja presión en cuestión en el momento en el que el émbolo de este cilindro de baja presión, que se encuentra a medio camino entre su punto muerto inferior y su punto muerto superior, se encuentra en condiciones de ascender.

Además, según otra característica de la invención, el motor de combustión interna presenta dos alineaciones de tres cilindros en línea, formando estas alineaciones un ángulo entre sí de 180° y encontrándose a un lado y otro del mismo cigüeñal único con tres manivelas, encontrándose las dos manivelas de los extremos de este cigüeñal paralelas y conectadas a los émbolos de los cilindros de alta presión por las bielas correspondientes, encontrándose la tercera manivela en medio y estando conectada a los émbolos de los cilindros de baja presión por las bielas correspondientes, formando esta última manivela un ángulo aproximado de 90° con las otras dos manivelas, de manera que los émbolos de los cilindros de baja presión alcanzan su punto muerto superior respectivo sensiblemente antes de que los émbolos de los cilindros de alta presión adyacentes alcanzan su punto muerto inferior respectivo.

Por otra parte, según otra característica de la invención, el motor de combustión interna presenta canales de transvase cada uno de los cuales comprende una válvula principal de transvase o válvula de escape del cilindro HP y una válvula auxiliar de transvase que funciona como válvula de admisión del cilindro de baja presión, estando configurada la válvula principal de transvase y dicha válvula auxiliar de transvase del canal de transvase que

desemboca en el cilindro de alta presión correspondiente, de manera que dicha válvula auxiliar se abre sensiblemente antes de que el émbolo del cilindro de baja presión alcance su punto muerto superior, instante en cuyas proximidades se pondrá en marcha el transvase de gases quemados del cilindro de alta presión correspondiente a través de dicho canal de transvase, de manera que este canal de transvase es puesto a presión por una parte de los gases quemados residuales contenidos en el cilindro de baja presión antes de que se abra la válvula principal de transvase que funciona como válvula de escape de dicho cilindro de alta presión correspondiente y obturando dicho canal de transvase desde el lado del cilindro de alta presión y sin que se aumente de manera demasíada importante la profundidad del rebaje para la válvula dispuesto en la superficie superior del émbolo del cilindro de baja presión para evitar cualquier contacto entre la válvula auxiliar de transvase y el émbolo del cilindro de baja presión.

Además, según una característica adicional de la invención, el cilindro de baja presión del motor de combustión interna presenta una o varias válvulas de escape controladas por un eje de levas que gira a la velocidad del cigüeñal. Por otra parte, según otra característica de la invención, el eje de levas en cuestión está dotado de masas de equilibrado dispuestas y dimensionadas de manera que se reduzcan las vibraciones del motor generadas por otras masas existentes y que se desplazan con la frecuencia de rotación del cigüeñal.

La invención se comprenderá mejor y otras finalidades, características y ventajas de la misma aparecerán más claramente mediante la descripción siguiente que hará referencia a los dibujos esquemáticos que tienen únicamente título de ejemplo ilustrativo de las formas de realización de la invención en los que:

- la figura 1 es una representación esquemática y en perspectiva del cigüeñal de un motor de combustión interna de cinco tiempos, según el estado de la técnica,
- la figura 1a es una representación esquemática y en perspectiva del cigüeñal de un motor de combustión interna de cuatro tiempos y medio, según la invención,
- la figura 2 es una vista esquemática frontal de los ejes de los cilindros sin culata con respecto al cigüeñal y del ángulo reducido entre las manivelas de los cilindros HP por una parte y la manivela del cilindro BP por otra,
- la figura 3 es una vista esquemática en planta de la culata de los cilindros HP y del cilindro BP con disposición de válvulas y canales de transvase,
- la figura 4 es una representación gráfica del diagrama de evolución de los volúmenes en el cilindro BP y los cilindros HP durante una vuelta del cigüeñal, siendo el ángulo A entre las manivelas de los cilindros HP y la manivela del cilindro BP igual a 90°,
- la figura 5 es una representación gráfica de la relación de expansión en función del ángulo A entre las manivelas de los cilindros HP y de la manivela del cilindro BP,
- la figura 6 es una representación gráfica del levantamiento de la válvula auxiliar de transvase del cilindro BP con "meseta",
- las figuras 7 y 7a, 8 y 8a, 9 y 9a, 10 y 10a, 11 y 11a, 12 y 12a, 13 y 13a, 14 y 14a, son respectivamente vistas frontales y laterales del motor, según la invención, con cigüeñal respectivamente a 5°, 95°, 185°, 275°, 365°, 455°, 545°, 635°, después del punto muerto superior de admisión en el cilindro HP de la izquierda,
- la figura 15 es una leyenda gráfica para la descripción del funcionamiento del motor de combustión interna de las figuras 16 y 17,
- las figuras 16, 17, 18 y 19 son representaciones esquemáticas del funcionamiento de un motor de combustión interna de cuatro tiempos y medio, que comprende dos alineaciones de 3 cilindros opuestos y cuyo cigüeñal está dispuesto respectivamente a 0°, 90°, 180° y 270°.

En estas figuras, diferentes elementos del motor, según la invención, se han representado esquemáticamente, los cuales se han indicado del modo siguiente:

- 1: cilindro de baja presión
- 2: cilindro de alta presión
- 3: cilindro de alta presión
- 4: émbolo del cilindro de baja presión
- 5: émbolo del cilindro de alta presión
- 6: émbolo del cilindro de alta presión
- 7: válvula de escape del cilindro de baja presión
- 8: válvula de admisión del cilindro de alta presión
- 9: válvula principal de transvase o válvula de escape del cilindro de alta presión

- 10: válvula de admisión del cilindro de alta presión
- 11: válvula principal de transvase o válvula de escape del cilindro de alta presión
- 12: cigüeñal
- 13: conducción de admisión del cilindro de alta presión
- 5 14: conducción de admisión del cilindro de alta presión
- 16: canal de transvase
- 17: canal de transvase
- 19: conducción de escape del cilindro de baja presión
- 23: válvula auxiliar de transvase o válvula de admisión del cilindro de baja presión
- 10 24: válvula auxiliar de transvase o válvula de admisión del cilindro de baja presión
- 25: rebaje para válvula
- 26: manivela a la que está fijado el émbolo del cilindro de baja presión
- 27: manivela a la que está fijado el émbolo del cilindro de alta presión
- 28: biela del cilindro de baja presión
- 15 29: biela del cilindro de alta presión

1. En la figura 1a, el ángulo entre las manivelas -27- conectadas a los émbolos de los cilindros HP y la manivela -26- conectada al émbolo del cilindro BP, que es normalmente igual a 180°, se ha reducido notablemente a un valor próximo a 90°, de manera que el “retraso” del émbolo -4- del cilindro BP con respecto a los émbolos -5- de los cilindros HP se reduzca tal como se ha representado por el ángulo -A- de la figura 2.

Esta modificación conduce a una “aproximación” de los ciclos que se desarrollan en los cilindros HP y el cilindro BP respectivamente. Cuanto menor es este ángulo, más contribuyen los cilindros HP al volumen total de expansión (ver figura 4) y como consecuencia mayor es la relación global de expansión, para los mismos cilindros de alta y baja presión. Esto solamente es cierto en teoría, suponiendo que el espacio muerto del cilindro de baja presión, en el que se comprenden los volúmenes de los canales de transvase, sea igual a cero. La figura 5 muestra la evolución de la relación total de expansión en un caso real, es decir, en la que el espacio muerto del cilindro de baja presión no es igual a cero. En efecto, si el ángulo en cuestión es netamente menor de 180°, por ejemplo 90°, la segunda expansión del ciclo inicial de cinco tiempos empieza en el momento en el que el émbolo del cilindro de alta presión -5- al descender se encuentra a medio camino entre PMH y PMB. Como consecuencia, la primera expansión, que se desarrolla únicamente en el cilindro de alta presión, solamente se consigue en la mitad en el momento en el que empieza la segunda expansión que hace intervenir los dos cilindros, de alta y de baja presión. En otros términos, la expansión global, que es realizada en la puesta en práctica del motor, según la invención, es la relación entre el volumen en el momento de la combustión, es decir, el espacio muerto en el cilindro HP y el volumen máximo ocupado por los gases quemados antes del escape, es decir, la suma del volumen en el cilindro BP cuando el émbolo -4- se encuentra próximo a su PMB y el volumen del cilindro HP, encontrándose su émbolo -5- a “medio camino” entre PMB y PMH. Por esta razón, el motor de combustión interna, según la invención, puede ser calificado de “motor de combustión interna de cuatro tiempos y medio”. Esta argumentación de la relación total de expansión conduce a un mejor rendimiento energético del motor. Esta “aproximación” de los ciclos, que se desarrolla en las partes de alta y baja presión, tiene como efecto adicional la reducción del tiempo total de permanencia de los gases quemados a presión en el interior del motor, es decir, la duración que transcurre entre el encendido y la apertura de la válvula de escape. Este tiempo de permanencia es del orden de 360°AV (avance) en el motor de combustión interna de cinco tiempos y no será más de 270°AV en el motor con un ángulo -A- del cigüeñal de 90°. Como consecuencia, las pérdidas térmicas globales a través de las paredes del bloque motor se reducirán. En efecto, al no ser alterados el nivel global de temperatura y de presión por la modificación en cuestión, las pérdidas térmicas a través de las paredes se reducirán por el simple efecto de un tiempo de permanencia reducido.

2. El eje de los cilindros HP está desplazado con respecto al cigüeñal de la manera siguiente. Si el observador se sitúa “delante”, es decir de cara al motor, en la prolongación del eje del cigüeñal, el eje de los cilindros HP es vertical y el cigüeñal gira en el sentido anti-horario, el eje de los cilindros HP está entonces desplazado hacia la izquierda con respecto al eje del cigüeñal. Si el motor gira en el sentido horario, el eje de los cilindros HP está entonces desplazado hacia la derecha. El eje del cilindro BP está desplazado en el sentido opuesto del desplazamiento del eje de los cilindros HP con respecto al cigüeñal.

Estas modificaciones se aportan para poder optimizar la disposición de las válvulas del cilindro BP con el objetivo de aprovechar al máximo el espacio disponible disminuyendo al mismo tiempo el volumen de los canales de transvase en la mayor medida posible y ello reduciendo las longitudes al máximo (ver figura 3). Estos desplazamientos laterales de los ejes de los cilindros contribuyen, también por su parte, a la “aproximación” angular o temporal de los ciclos termodinámicos que se desarrollan respectivamente en los cilindros HP y BP de los que se ha tratado en el punto anterior 1. En efecto, a causa de estos desplazamientos laterales, el émbolo del cilindro BP alcanza su punto muerto superior antes que los émbolos de los cilindros HP hayan alcanzado sus puntos muertos bajos respectivos, incluso en el caso de un motor de combustión interna de cinco tiempos “clásico” con cigüeñal plano, es decir, cuyas manivelas de los cilindros HP y BP forman un ángulo de 180°.

3. Cada canal de transvase -16-, -17- que conecta un cilindro HP al cilindro BP puede ser dotado de una válvula auxiliar, habiéndose indicado éstas respectivamente con los numerales -23- y -24- de la figura 3, lo que equivale a

dotar al cilindro BP de una válvula de admisión para los gases quemados. El levantamiento de esta última se caracteriza por la aparición de una “meseta” en el lado de apertura, de manera que la apertura de la válvula en cuestión puede ser avanzada con respecto al PMH del émbolo BP sin que los alojamientos -25- para las válvulas, figura 7, dispuestos en la cara superior del émbolo del cilindro BP -4- para poder recibir las válvulas, no resulten demasiado profundos (ver figura 8a, válvula -24- así como figura 12a, válvula -23-). Este adelanto de la apertura de las válvulas en cuestión sirve para poner el canal de transvase en cuestión a presión justamente antes de que la conexión entre los cilindros HP y BP a través del canal en cuestión tenga lugar. Esto proporciona una ventaja termodinámica evitando un aumento desfavorable de la entropía, lo que sería consecuencia de una caída de presión demasiado importante en el momento de la apertura de la válvula de escape del cilindro HP.

4. Un motor según la invención, de cuatro tiempos y medio, concebido en forma de un motor de dos veces 3 cilindros opuestos con un cigüeñal cuyo ángulo entre las manivelas de los cilindros HP y BP es de 90°, tiene la ventaja de realizar una carrera de potencia cada 90° de ángulo del cigüeñal (figura 15 a figura 19). En esta realización el cigüeñal está constituido por tres manivelas. Las dos manivelas que se encuentran en los extremos del cigüeñal están conectadas cada una de ellas a los émbolos de los dos cilindros HP que se desplazan en los cilindros correspondientes dispuestos en oposición. La manivela central está conectada, por su parte, a los émbolos de dos cilindros BP que también se desplazan en los dos cilindros BP dispuestos en oposición. En esta realización del motor de cuatro tiempos y medio será difícil aprovechar las ventajas ofrecidas por el desplazamiento de los ejes de los cilindros fuera del eje del cigüeñal. En efecto, si se considera útil aprovechar este desplazamiento, se mostrará necesario el posicionamiento de las válvulas de escape de los cilindros BP a los dos lados del bloque motor (para un cilindro BP “debajo” y para el otro cilindro BP “arriba” del bloque motor). Esto conducirá a una disposición de los conductos de escape menos favorable desde el punto de vista del espacio necesario.

5. En el caso en el que se dispone de dos ejes de levas de los que uno sólo controla las válvulas de escape del cilindro BP, éste puede girar a la velocidad del cigüeñal, puesto que la válvula o válvulas de escape del cilindro BP deben abrirse a cada revolución del cigüeñal, funcionando el cilindro BP en realidad según un ciclo de dos tiempos si se considera de forma aislada. Esta modificación no aporta ventajas al ciclo termodinámico pero permite un perfil de leva ventajoso desde el punto de vista de presión de contacto entre la leva y apoyo (presión Hertz). Dado que este eje gira a la velocidad del cigüeñal, es posible prever su aprovechamiento con la finalidad de disponer masas para equilibrar las fuerzas mecánicas generadas por las masas que se desplazan con la frecuencia de rotación del cigüeñal, es decir, los émbolos y las manivelas del propio cigüeñal.

Descripción detallada de los ciclos termodinámicos en el motor, según la invención, de tres cilindros

Los ciclos termodinámicos que se realizan en la puesta en práctica del motor, según la invención, en el caso en el que éste corresponde a un motor de tres cilindros y cuyo ángulo entre las manivelas de los cilindros HP y la manivela del cilindro BP del cigüeñal -12- es igual a 90°, se describen de manera detallada a continuación haciendo referencia a las figuras 7, 7a hasta 14, 14a. Éstas muestran respectivamente una vista frontal (sin culata) y una vista lateral esquemática del motor de cuatro tiempos y medio de tres cilindros para una posición angular determinada del cigüeñal.

Figuras 7 y 7a. Las manivelas de los cilindros HP se encuentran con un ángulo igual a 5° con respecto a la posición vertical alta. El émbolo -5- del cilindro HP de la izquierda empieza su descenso y se encuentra en condiciones de admitir una nueva mezcla aire/combustible a través de la válvula de admisión -8- del cilindro HP -2-, que se acaba de abrir. La válvula de escape -9- del cilindro HP de la izquierda se encuentra en condiciones de cerrarse y permite el barrido de los gases quemados residuales hacia el cilindro BP -1- a través del canal de transvase -16- a la izquierda por la llegada de la mezcla fresca. El émbolo -4- del cilindro BP central se encuentra en condiciones de subir e impulsa la parte más importante de los gases quemados hacia el sistema de escape a través de la válvula de escape -7- del cilindro BP, que se encuentra abierta. Una parte de los gases de escape es enviada hacia el canal de transvase -17- de la derecha a través de la válvula auxiliar de transvase -24- de la derecha, cuyo levantamiento es el de una “meseta” de apertura mencionada a continuación (ver figura 6). En el interior del cilindro HP -3- de la derecha se ha desarrollado la combustión, mientras que el émbolo correspondiente -6- inicia su descenso. Las dos válvulas correspondientes -10-, -11- están cerradas.

Figuras 8 y 8a. Las manivelas de los cilindros HP se encuentran con un ángulo igual a 95° con respecto a la posición vertical alta. El émbolo -5- del cilindro HP de la izquierda continúa su descenso y se encuentra en condiciones de admitir una nueva mezcla aire/combustible a través de la válvula de admisión -8- del cilindro HP -2-, que está abierta. La válvula de escape -9- del cilindro HP a la izquierda está cerrada. El émbolo -4- del cilindro BP central acaba de pasar por su PMH, inicia su descenso y empieza a admitir los gases quemados procedentes del cilindro HP -3- de la derecha, los cuales pasan a través de la válvula de escape -11- del cilindro HP de la derecha, el canal de transvase -17- del lado derecho y la válvula auxiliar de transvase -24- de la derecha, encontrándose abiertas las dos válvulas. La válvula de escape -7- del cilindro BP y la válvula auxiliar de transvase -23- de la izquierda están cerradas. El émbolo -6- del cilindro HP de la derecha sigue su descenso y se encuentra a medio camino entre sus PMH y PMB, continuando la expansión de los gases quemados y produciendo de esta manera trabajo útil.

- Figuras 9 y 9a. Las manivelas de los cilindros HP se encuentran con un ángulo igual a 185° con respecto a la posición vertical alta. El émbolo -5- del cilindro HP de la izquierda inicia su ascenso y va a comprimir la nueva mezcla aire/combustible. La válvula de admisión -8- del cilindro HP de la izquierda se cerrará pronto. La válvula de escape -9- del cilindro HP de la izquierda está cerrada. El émbolo -4- del cilindro BP central continua su descenso y se encuentra a medio camino entre sus PMH y PMB y continúa admitiendo los gases quemados que proceden del cilindro HP -3- a la derecha, los cuales pasan a través de la válvula de escape -11- del cilindro HP de la derecha, el canal de transvase -17- de la derecha y la válvula auxiliar de transvase -24- de la derecha, estando abiertas las dos válvulas y expansiona estos gases quemados al mismo tiempo produciendo de esta manera trabajo útil. La válvula de escape -7- del cilindro BP y la válvula auxiliar de transvase -23- de la izquierda están cerradas. El émbolo -6- del cilindro HP de la derecha inicia su nuevo ascenso para expulsar los gases quemados a través del canal de transvase -17- hacia el cilindro central BP, mientras que el émbolo -4- del cilindro BP sigue su descenso en dirección a su PMB. A partir de este momento, es solamente el émbolo del cilindro BP el que produce trabajo útil, consumiendo el émbolo -6- del cilindro HP de la derecha trabajo durante su nuevo ascenso.
- Figuras 10 y 10a. Las manivelas de los cilindros HP se encuentran con un ángulo igual a 275° con respecto a la posición vertical alta. El émbolo -5- del cilindro HP de la izquierda continúa su ascenso y comprime la nueva mezcla aire/combustible. Todas las válvulas -8-, -9- del cilindro HP de la izquierda están cerradas. El émbolo -4- del cilindro central BP se encuentra próximo a su PMB e inicia su subida. La válvula de escape -7- del cilindro BP se abre con la finalidad de evacuar los gases quemados contenidos en el cilindro BP en dirección del sistema de escape. El émbolo -6- del cilindro HP de la derecha continúa su ascenso y continúa expulsando los gases quemados contenidos en el cilindro HP -3- de la derecha a través de la válvula de escape -11- de la derecha, el canal de transvase -17- de la derecha y la válvula auxiliar de transvase -24- hacia el cilindro BP, estando las dos válvulas abiertas.
- Figuras 11 y 11a, figuras 12 y 12a, figuras 13 y 13a y figuras 14 y 14a. Empieza un nuevo ciclo con la admisión de una nueva mezcla aire/combustible en el cilindro HP de la derecha -3- y las diferentes fases correspondientes a las que se han descrito en las figuras 7 y 7a, figuras 8 y 8a, figuras 9 y 9a y figuras 10 y 10a, invirtiendo los lados izquierdo y derecho.

REIVINDICACIONES

1. Motor de combustión interna, del tipo que comprende, como mínimo, un cilindro dotado de una cámara de trabajo de volumen variable por el desplazamiento en dicho cilindro de un émbolo entre una posición de punto muerto superior y una posición de punto muerto inferior, estando asociados a cada uno de dichos cilindros medios de admisión y de escape de un fluido gaseoso, estando conectado el émbolo de cada cilindro de este tipo a un eje cigüeñal de dicho motor, cuyo motor utiliza:

a) por una parte, por lo menos dicho cilindro (1) que funciona como cilindro de baja presión según una modalidad del tipo de dos tiempos, que comprende la admisión acompañada de la expansión que produce un trabajo útil en el curso de cada carrera del émbolo de este cilindro de baja presión (1) hacia su punto muerto inferior y el escape del fluido gaseoso en el curso de cada carrera del émbolo (4) hacia su punto muerto superior, y

b) por otra parte, dos de dichos cilindros (2, 3) funcionan como cilindros de combustión de alta presión, según una modalidad del tipo cuatro tiempos, comprendiendo la admisión del aire o una mezcla aire-combustible en el curso de la primera carrera del émbolo de cada uno de dichos cilindros de combustión (2, 3) hacia su punto muerto bajo, la compresión del aire o de una mezcla aire-combustible en el curso de la primera carrera del émbolo hacia su punto muerto superior, seguido de la combustión produciendo la expansión de los gases quemados en el curso de la segunda carrera del émbolo hacia su punto muerto inferior un trabajo útil y la expulsión de los gases quemados en el curso de la segunda carrera del émbolo hacia su punto muerto superior, siendo la cilindrada de cada uno de los cilindros de combustión (2, 3) inferior a la del cilindro de baja presión (1), expulsando alternativamente los cilindros de combustión (2, 3) sus gases quemados hacia el cilindro de baja presión (1) para una segunda expansión de los gases quemados, caracterizado porque, por una parte, el eje de los cilindros de alta presión (2, 3) está desplazado con respecto al eje del cigüeñal (12), de manera que la manivela (27) en la que está acoplada la biela (29) del émbolo (5, 6) de dicho cilindro de alta presión se encuentra al mismo lado con respecto al eje del cigüeñal (12), que el eje de este cilindro de alta presión (2, 3) en el momento en el que dicho émbolo (5, 6), que se encuentra a medio camino entre su punto muerto superior y su punto muerto inferior, se encuentra en condiciones de descenso y que, por otra parte, el eje del cilindro de baja presión (1) está desplazado con respecto al eje del cigüeñal (12), de manera que la manivela (26) a la que está acoplada la biela (28) del émbolo (4) del cilindro de baja presión (1) se encuentra al mismo lado con respecto al eje del cigüeñal (2), que el eje de dicho cilindro de baja presión (1) en el momento en el que dicho émbolo (4) que se encuentra a medio camino entre su punto muerto inferior y su punto muerto superior se encuentra en condiciones de ascender.

2. Motor de combustión interna, según la reivindicación 1, caracterizado por comportar dos alineaciones de tres cilindros en línea, formando estas alineaciones un ángulo entre sí de 180° y encontrándose a un lado y otro de un mismo cigüeñal único con tres manivelas (26, 27), siendo las dos manivelas que se encuentran en los extremos de este cigüeñal (27) paralelas a los émbolos (5, 6) de los cilindros de alta presión y conectadas a los mismos por las bielas correspondientes (29), encontrándose la tercera manivela (26) en el medio y estando conectada a los émbolos (4) de los cilindros de baja presión por las bielas correspondientes (28), formando esta última manivela (26) un ángulo de 90° aproximadamente con las otras dos manivelas (27), de manera que los émbolos (4) de los cilindros de baja presión alcanzan su punto muerto superior respectivo sensiblemente antes que los émbolos (5, 6) de los cilindros de alta presión adyacentes (2, 3) alcancen su punto muerto inferior respectivo.

3. Motor de combustión interna, según las reivindicaciones 1 ó 2, caracterizado por comportar canales de transvase cada uno de los cuales comprende una válvula principal de transvase (9, 11) y una válvula auxiliar de transvase (23, 24), la cual funciona como válvula de admisión del cilindro de baja presión, estando configuradas la válvula principal de transvase (9, 11) y dicha válvula auxiliar de transvase (23, 24) del canal de transvase (16, 17) que desemboca en el cilindro de alta presión correspondiente (2, 3), de manera que dicha válvula auxiliar (23, 24) se abre sensiblemente antes que el émbolo (4) del cilindro de baja presión alcance su punto muerto superior, de manera que en las proximidades de dicho instante empezará el transvase de gases quemados del cilindro de alta presión correspondiente (2, 3) a través de dicho canal de transvase (16, 17), de manera que este canal de transvase (16, 17) es puesto a presión por una parte de los gases quemados residuales contenidos en el cilindro de baja presión (1) antes que se abra la válvula principal de transvase (9, 11) que funciona como válvula de escape de dicho cilindro de alta presión correspondiente (2, 3) y obturando dicho canal de transvase (16, 17) en el lado de este cilindro de alta presión (2, 3) y sin que aumente de manera demasiado importante la profundidad del alojamiento de válvula (25) dispuesto en la superficie superior del émbolo (4) del cilindro de baja presión para evitar el contacto entre la válvula auxiliar de transvase (23, 24) y el émbolo (4) del cilindro de baja presión.

4. Motor de combustión interna, según una de las reivindicaciones 1 a 3, caracterizado porque el cilindro de baja presión (1) presenta una o varias válvulas de escape (7) controladas por un eje de levas que gira a la velocidad del cigüeñal.

5. Motor de combustión interna, según la reivindicación 4, caracterizado porque el eje de levas que controla las válvulas de escape del cilindro de baja presión y que gira a la velocidad del cigüeñal está dotado de masas de equilibrado dispuestas y dimensionadas, de manera que reduzca las vibraciones del motor generadas por otras masas existentes y que se desplazan a la frecuencia de rotación del cigüeñal.

5

Cigüeñal del motor de combustión interna de cinco tiempos

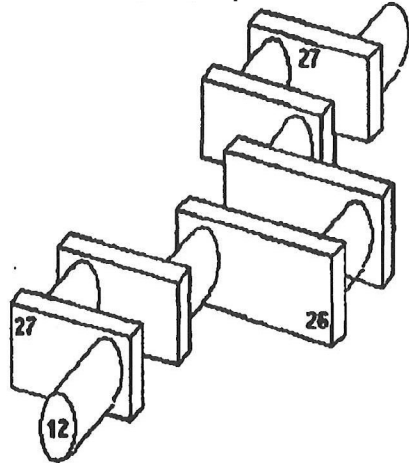


Figura 1

Cigüeñal del motor de combustión interna de cuatro tiempos y medio

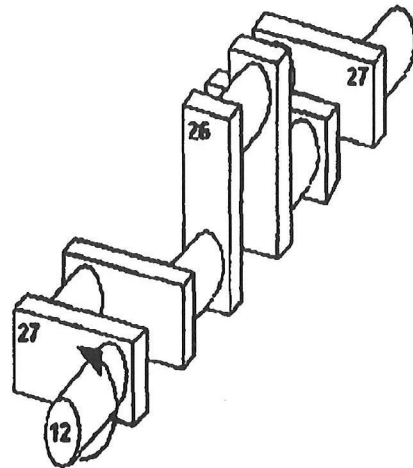


Figura 1a

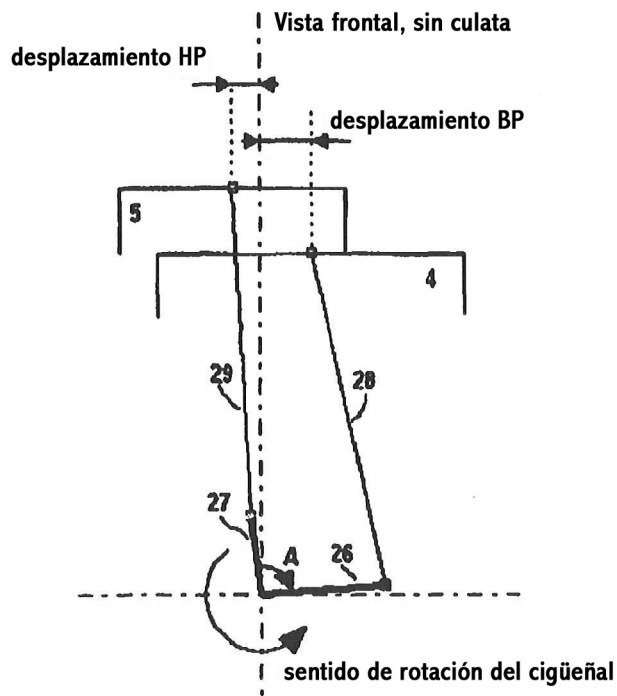


Figura 2: Vista frontal (sin culata) – Desplazamientos de los ejes de los cilindros con respecto al cigüeñal y ángulo reducido entre manivelas de alta presión por una parte y manivela de baja presión por otra.

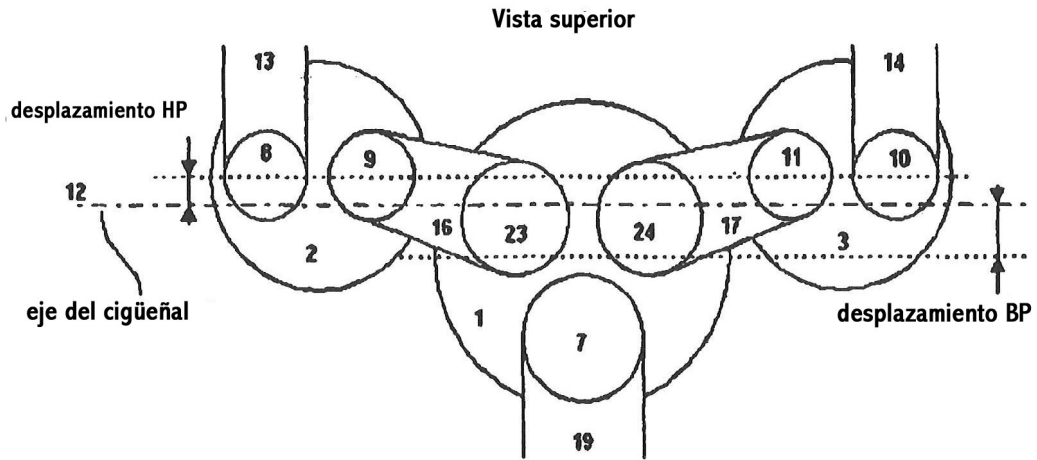


Figura 3: Vista superior de la culata con la disposición de válvulas y canales de transvase

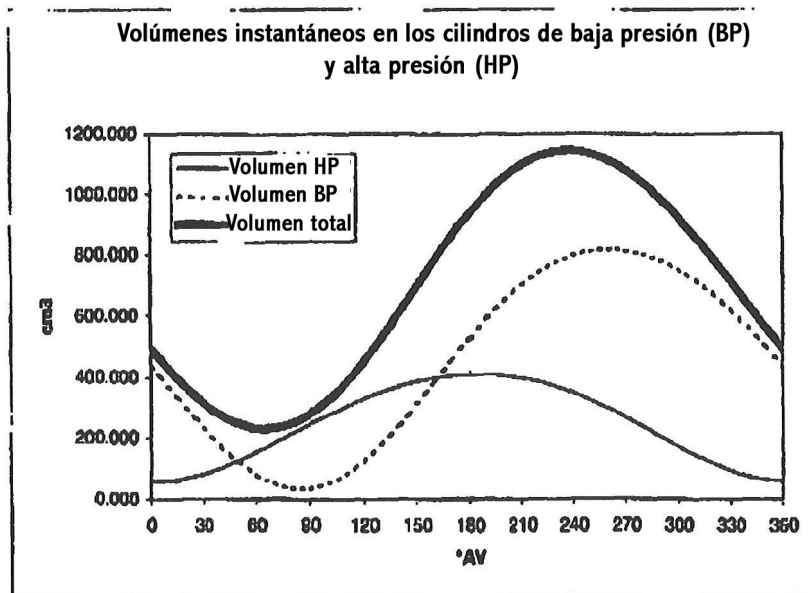


Figura 4: Evolución de los volúmenes en los cilindros de baja presión y alta presión durante una vuelta del cigüeñal, siendo el ángulo A igual a 90°.

Relación de expansión global en función del ángulo A entre la manivela HP y la manivela BP
 $A = 0^\circ AV$, o sea, HP/BP : $A = 180^\circ$, o sea, HP \leftrightarrow BP

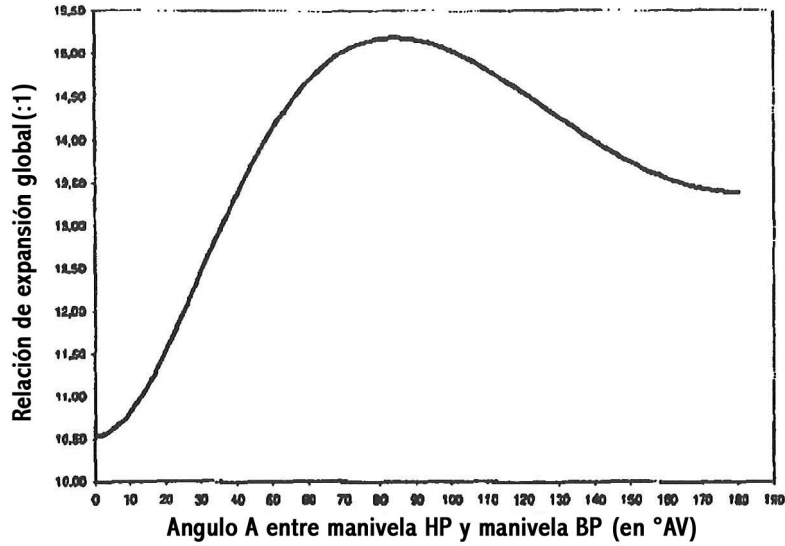


Figura 5: Dependencia de la relación de expansión global del ángulo entre manivela del cilindro de HP y manivela del cilindro BP, ángulo A (ver Figura 2).

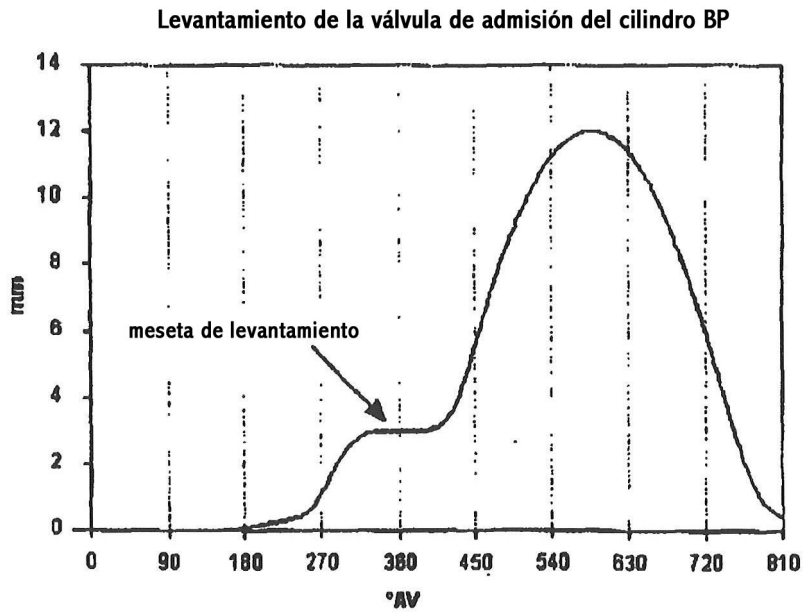
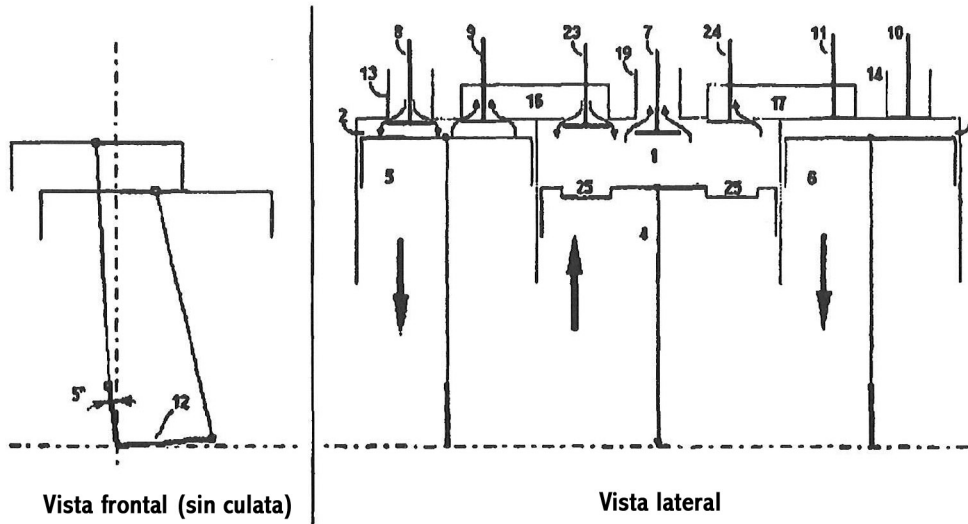
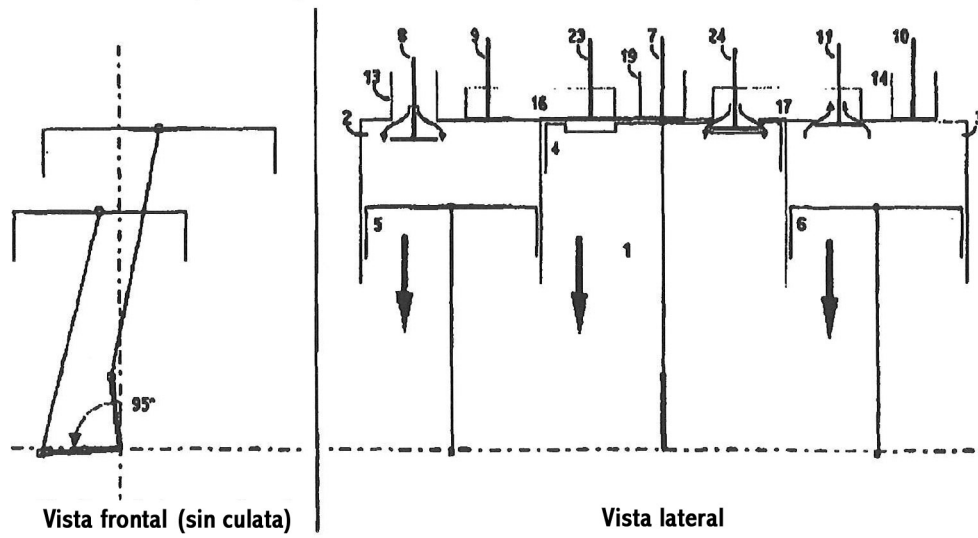


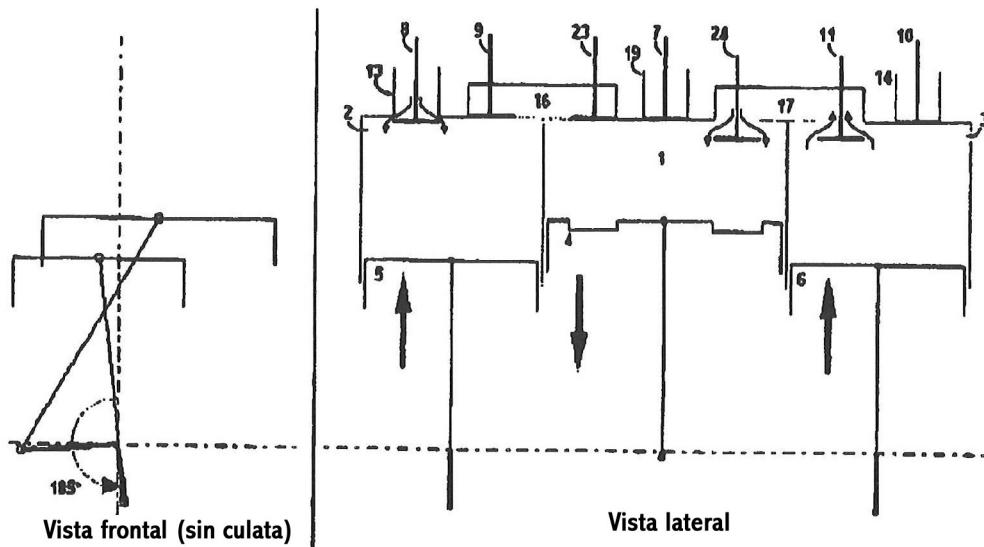
Figura 6: Levantamiento de la válvula de transvase auxiliar del cilindro BP con "meseta"



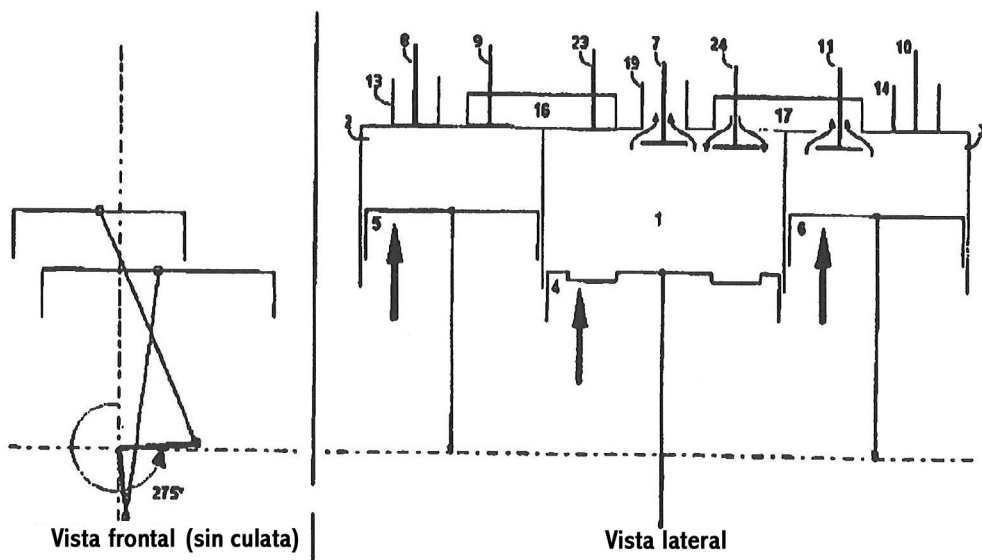
Figuras 7 y 7a: Vistas del motor con cigüeñal a 5° después de PMH admisión cilindro de alta presión de la izquierda



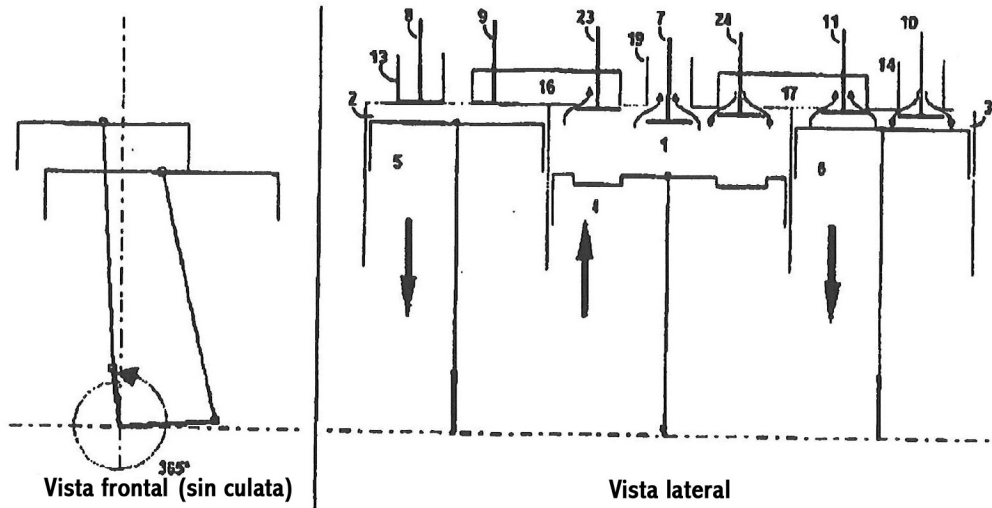
Figuras 8 y 8a: Vistas del motor con cigüeñal a 95° después de PMH admisión cilindro de alta presión de la izquierda



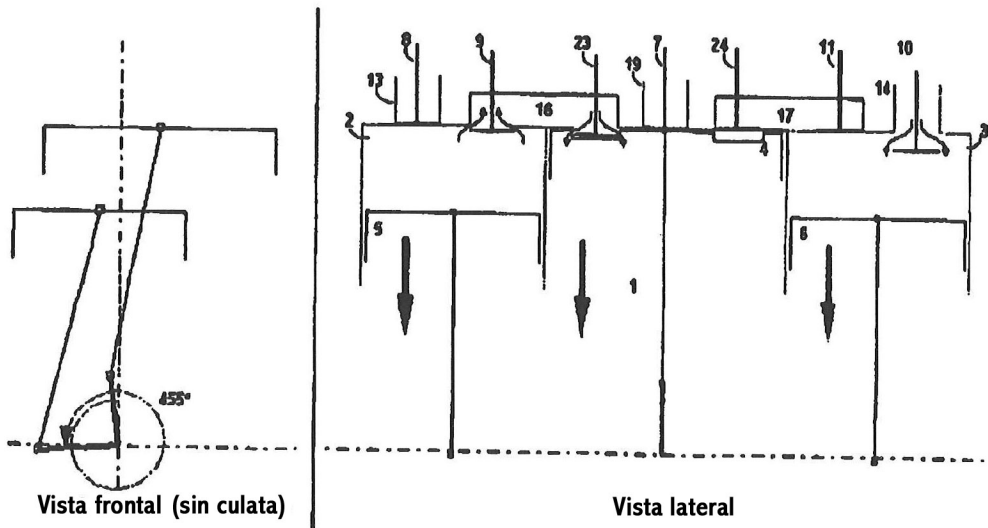
Figuras 9 y 9a: Vistas del motor con cigüeñal a 185° después de PMH admisión cilindro de alta presión de la izquierda



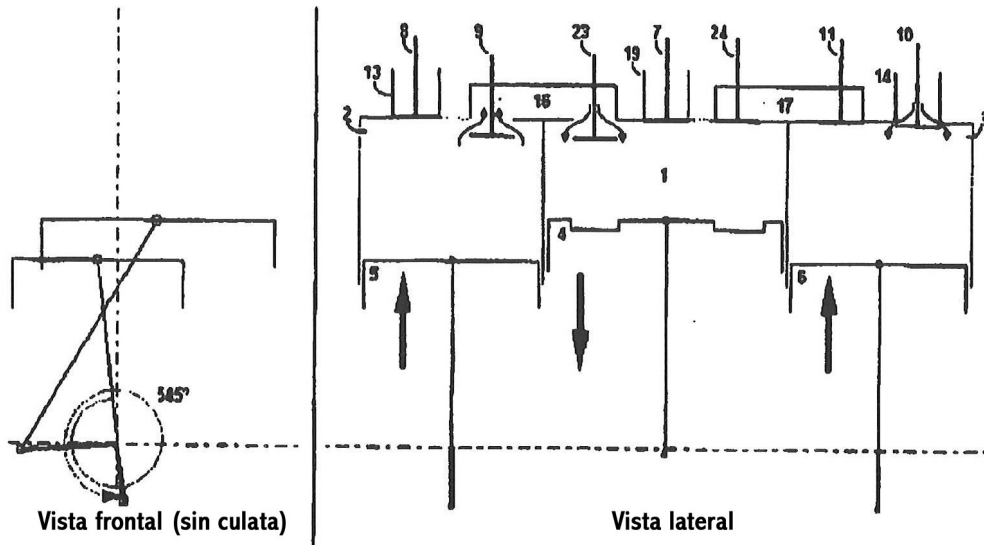
Figuras 10 y 10a: Vistas del motor con cigüeñal a 275° después de PMH admisión cilindro de alta presión de la izquierda



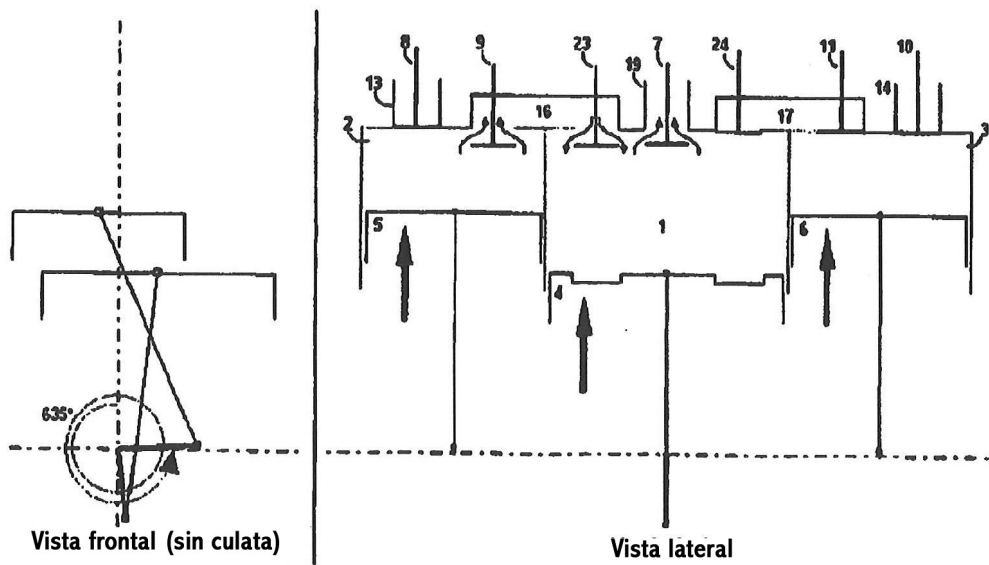
Figuras 11 y 11a: Vistas del motor con cigüeñal a 365° después de PMH admisión cilindro de alta presión



Figuras 12 y 12a: Vistas del motor con cigüeñal a 455° después de PMH admisión cilindro de alta presión



Figuras 13 y 13a: Vistas del motor con cigüeñal a 545° después de PMH admisión cilindro de alta presión



Figuras 14 y 14a: Vistas del motor con cigüeñal a 635° después de PMH admisión cilindro de alta presión

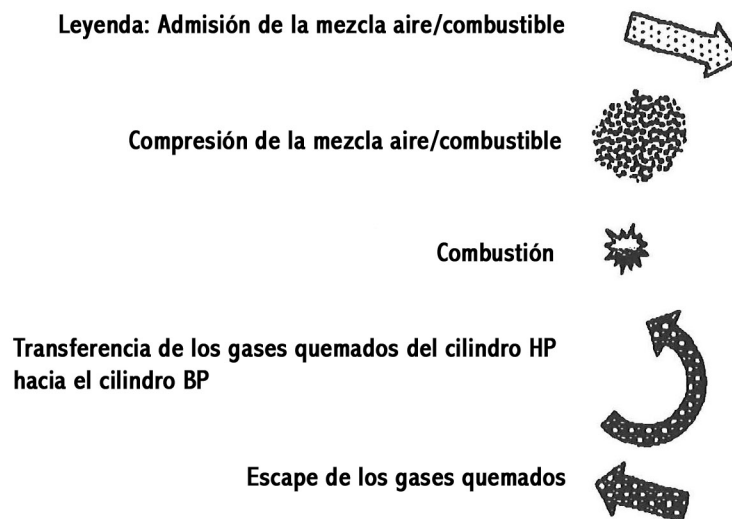


Figura 15: Leyendas para la descripción del funcionamiento del motor de combustión interna de cuatro tiempos y medio con 2 veces 3 cilindros opuestos con cigüeñal con ángulo de 90° (Figuras 16 a 19).

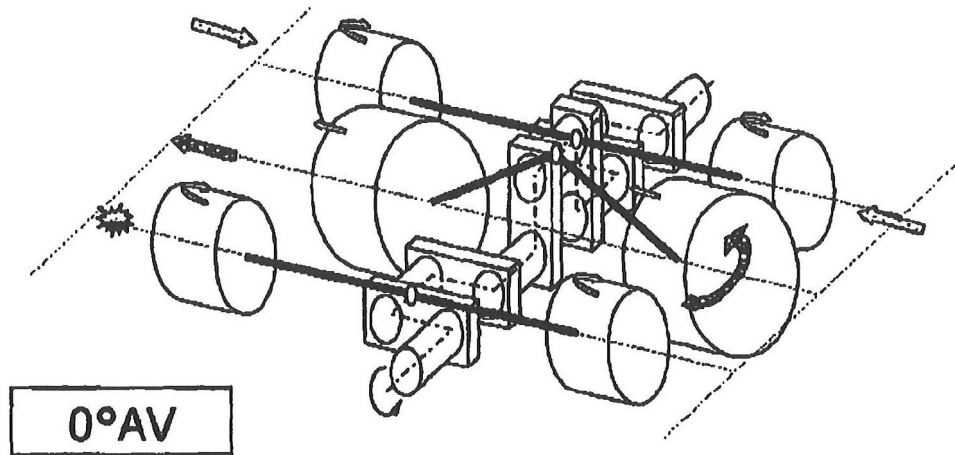


Figura 16: Funcionamiento del motor de combustión interna de cuatro tiempos y medio con 2 veces 3 cilindros opuestos – Posición del cigüeñal: 0°AV

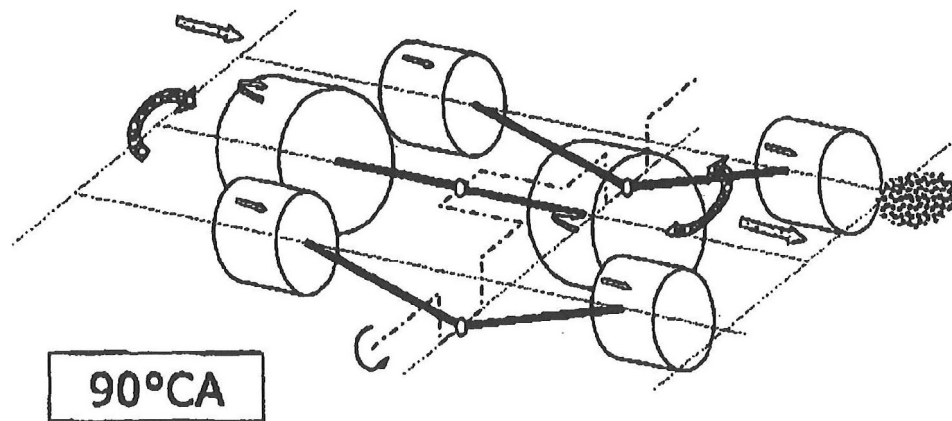


Figura 17: Funcionamiento del motor de combustión interna de cuatro tiempos y medio con 2 veces 3 cilindros opuestos – Posición del cigüeñal: 90°AV

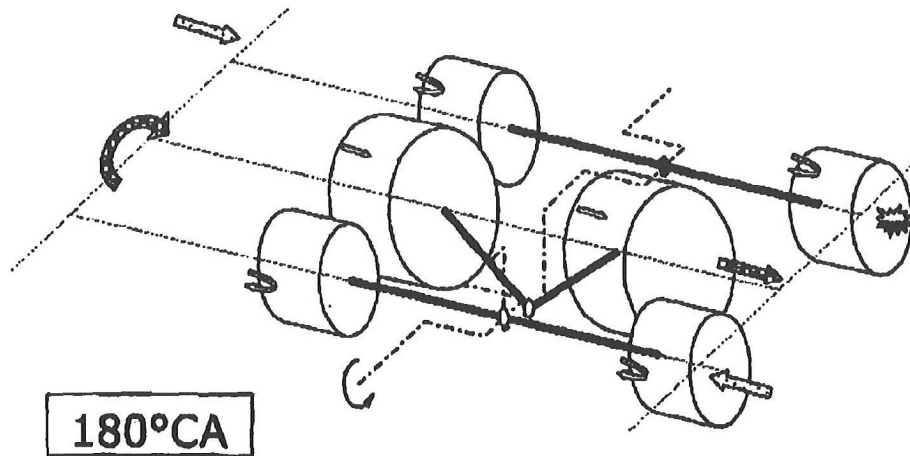


Figura 18: Funcionamiento del motor de combustión interna de cuatro tiempos y medio con 2 veces 3 cilindros opuestos – Posición del cigüeñal: 180°AV

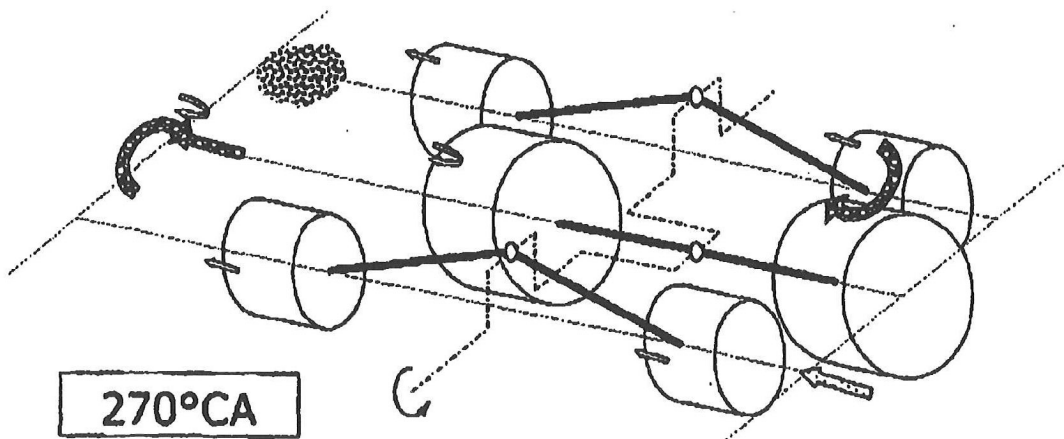


Figura 19: Funcionamiento del motor de combustión interna de cuatro tiempos y medio con 2 veces 3 cilindros opuestos – Posición del cigüeñal: 270°AV