



324704

P A T E N T E D E I N V E N C I O N

324704

M E M O R I A D E S C R I P T I V A

s o b r e

"PERFECCIONAMIENTOS EN MOTORES DIESEL DE CUATRO
TIEMPOS REFRIGERADOS POR AIRE".

Solicitante : D. Juan-E. CANALS SOLER, de nacionalidad española, domiciliado en MADRID-16, calle de Juan-Ramón Jimenez, nº 2.

Inventor : El mismo solicitante.

324704



- El presente invento se refiere a perfeccionamientos en motores alternativos, de ciclo Diesel de cuatro tiempos, refrigerados por aire, para uso estacionario o para tracción.

5 Se refiere especialmente a perfeccionamientos que permiten la construcción de motores muy compactos, es decir de dimensiones reducidas y de poco peso, así como la construcción de motores rápidos.

10 Hasta la fecha, los constructores de motores alternativos industriales o semi-industriales, de ciclo Diesel de cuatro tiempos - principalmente los fabricantes de motores Diesel de cuatro tiempos refrigerados por aire - han venido manteniendo potencias por litro de cilindrada del orden de 10 (motores antiguos) a 25 C.V. por litro y regímenes máximos de 3.000 a 3.500 revoluciones por minuto en servicio
15 continuo y a plena carga. En general, los motores Diesel de cuatro tiempos refrigerados por aire se caracterizan por una potencia efectiva inferior a 20 C.V. por litro de cilindrada y por un régimen inferior a 3.500 revoluciones por minuto en servicio continuo, para rendimientos reales, según la
20 norma DIN número 6270, es decir para 736 milímetros de mercurio, 280 metros de altitud, 20 grados centígrados y 60 por ciento de humedad relativa. Estas características repercutan de forma muy sensible sobre el costo de fabricación por
25 C.V. de potencia efectiva en servicio continuo y sobre la relación peso/potencia del motor.

30 Por una parte, la velocidad de rotación ha venido limitada por el rendimiento de la combustión, frecuentemente muy deficiente, así como por las irregularidades debidas al par de los gases y al par de inercia. Por otra parte, las presiones originadas por la reacción lateral han limitado tanto la "compacidad" del motor Diesel refrigerado por aire como su velocidad de rotación.



Por lo que se refiere al rendimiento de la combustión, es decir al porcentaje de no-quemados que aparecen en los gases de escape, al tiempo de encendido y luego de combustión del combustible inyectado al finalizar el tiempo de compresión, es preciso tener en debida cuenta que las cámaras de turbulencia o precámaras de combustión previstas en el interior de la culata o en el interior del émbolo del motor - si culata y/o émbolo son de aleación ligera y si la cámara de turbulencia o precámara de combustión es del mismo material - no permiten lograr una combustión adecuada del gas-oil a partir de unas 3.000 revoluciones por minuto, ya que el coeficiente de transmisión del calor de estas aleaciones de aluminio no permite nunca mantener temperaturas de cámara de turbulencia o de precámara de combustión suficientemente elevadas, como para conseguir tiempos de encendido y de combustión muy cortos. Es la razón por la cual muchos constructores han venido utilizando cámaras o parte de las mismas de hierro o de acero, con el propósito bien definido de incrementar la temperatura de las paredes de las cámaras de turbulencia o precámaras de combustión, para elevarla hasta unos 600 a 680 grados centígrados. Las aleaciones a base de aluminio, caracterizadas por un punto de fusión generalmente inferior a 500 grados centígrados no permiten, en efecto, alcanzar temperaturas adecuadas o satisfactorias.

En motores Diesel refrigerados por aire, la relación entre el diámetro del émbolo o pistón y la longitud de la biela - medida entre sus ejes - es siempre inferior a 0,560 y la longitud o altura del émbolo es siempre tal, que los valores que alcanza la presión específica originada por la reacción lateral, en la superficie de guiado del émbolo contra el cilindro, no son casi nunca superiores a unos 6,0 a 6,5 kilos por centímetro cuadrado, para motores Diesel del tipo "industrial" o "semi-industrial", no especialmente desarrollados y construidos para ser montados en vehículos más o menos rápidos.



Como el apoyo del émbolo contra las paredes del cilindro se realiza en la zona delimitada por los planos que pasan por su eje geométrico y forman 45 grados con el plano que pasa por el eje geométrico perpendicularmente al eje del bulón, cuanto mayor será el diámetro del émbolo, mayor será la zona de apoyo. Estas características se explican esquemáticamente en las Figuras nº 1 y nº 2.

Resulta pues, que a medida que aumentamos el diámetro del émbolo o pistón, podemos reducir su longitud de apoyo y consiguientemente la longitud total del mismo, pese a que las normas constructivas vigentes recomiendan que la relación entre la longitud L y el diámetro D del émbolo, es decir L/D , este comprendida entre 1,10 y 1,50, para diámetros de émbolo comprendidos entre unos 70 y 150 milímetros, correspondiendo los valores menores de dicha relación a los diámetros menores. Es así que los motores Diesel de cuatro tiempos, refrigerados por aire, se caracterizan, generalmente, por un émbolo de longitud o altura L superior al diámetro D , es decir tan pronto como el fabricante mantiene una zona de guiado adecuada para una repartición eficaz de las presiones originadas por la reacción lateral.

Considerando, a título de ejemplo ilustrativo de lo precedente, una reacción lateral de 250 kilogramos, la presión específica originada por la reacción lateral en la superficie de guiado del émbolo contra las paredes del cilindro será la que se indica en la Tabla de la página siguiente, para émbolos de 70, 80, 90 y 100 milímetros de diámetro. Para un valor de L/D igual a 1,10, vemos inmediatamente como los émbolos de 70 y 80 milímetros de diámetro no se caracterizan por una longitud suficiente, ya que las presiones alcanzan 8,80 y 6,47 kilogramos por centímetro cuadrado, respectivamente. Para ambos émbolos, la relación L/D debe ser incrementada, el valor de 1,10 no permitiendo cumplir con las normas o especificaciones generalmente adoptadas por la mayoría de los constructores para motores industriales o semi-industriales.



Diámetro del émbolo en mm.	Guiado en mm por toda la longitud del émbolo, excepto segmentos	Longitud total émbolo en mm
----------------------------------	---	--------------------------------

5	70	58	77
	80	69	88
	90	80	99
	100	91	110

	Diámetro del émbolo en mm.	Presión en kgs/cm ² (atmósferas)	Zona delimitada por los planos a 45°.
--	----------------------------------	--	---

	70	8,80	49
	80	6,47	56
15	90	4,96	63
	100	3,87	71

Por lo que se refiere a la longitud de guiado, hemos restado 3 segmentos de compresión y 2 segmentos de engrase a la longitud total del émbolo.

20 La presión en kilogramos por centímetro cuadrado se obtiene dividiendo la reacción lateral (expresada en kilogramos) por la longitud de guiado y la longitud de la zona delimitada por los planos a 45 grados (expresadas en milímetros), y multiplicando el resultado por diez elevado a menos dos.

25 En la zona de guiado del émbolo, hemos incluido la parte superior del émbolo, es decir la parte que corresponde al cordón de fuego, hasta el primer segmento de compresión. En realidad, no se trata de una zona de guiado, ya que el diámetro de la misma es inferior al diámetro de las zonas más bajas. Este hecho significa que las presiones son aún más altas

30 que las que se reflejan en la Table anterior.



Con el propósito de cumplir con las normas vigentes en materia de presiones máximas y para poder reducir la relación L/D con el fin de alcanzar valores inferiores a 1,10 e incluso inferiores a la unidad (por ejemplo 0,80 o 0,90), debemos forzosamente reducir la presión específica originada por la reacción lateral, si queremos construir un motor seguro y duradero. En caso contrario, es evidente que el desgaste sería excesivo, el engrase deficiente y la temperatura del émbolo demasiado elevada.

10 Podemos reducir la presión específica originada por la reacción lateral desplazando el centro de gravedad del conjunto formado por la biela y el émbolo equipado con segmentos y bulón, en dirección del eje de la muñequilla del cigüeñal, para colocarlo sobre el mismo eje de la muñequilla, si las
15 presiones así lo requieren. Este desplazamiento del centro de gravedad con el propósito de reducir la presión originada por la reacción lateral se consigue mediante una tapa de cabeza de biela de mayores dimensiones y/o mayor peso, sobre todo aumentando su espesor. No obstante, el aumento de peso
20 de la tapa de la cabeza de la biela no mejora el equilibrado del motor de uno y dos cilindros : en efecto, influirá en la regularidad de marcha solo cuando el par de inercia se haga igual al par de los gases, cosa que suele ocurrir a partir de unas 5.500 a 7.000 revoluciones, según los motores.

25 Como los requerimientos del mercado exigen motores Diesel refrigerados por aire mucho más rápidos (capaces de funcionar a 3.600 y 4.000 revoluciones por minuto a plena carga) y cada día más compactos, se ha reducido la carrera del émbolo, con el propósito de reducir su velocidad media a
30 valores inferiores a unos 10 a 12 metros por segundo e igualmente para reducir la altura total del motor.

Simultáneamente, algunos constructores han reducido la carrera del motor y/o la longitud de la biela, para llegar a valores de la relación entre el diámetro del émbolo y la
35 longitud de la biela, comprendidos entre 0,52 y 0,55, sin pensar en las presiones debidas a la reacción lateral.



En los motores refrigerados por aire, los espárragos de fijación de la culata y cilindro al cárter están sometidos tanto a la presión de explosión como a esfuerzos producidos por la reacción lateral. Estas fuerzas, que dependen también de la oblicuidad de la biela, adquieren valores mayores con bielas de longitud reducida, de tal forma que la elección y luego el montaje de una biela corta requieren espárragos o tornillos de núcleo mayor, conjuntamente con un espesor mayor, en la mayoría de los casos, de las paredes del bloque con cilindro incorporado o del cárter, si el cilindro viene directamente fijado al cárter mediante tornillos cortos. El incremento de la reacción lateral al acortar la biela puede llevar a roturas del bloque, del cárter, etc, así como a un desgaste prematuro del émbolo y a la ovaladura del cilindro. Finalmente, el engrase se efectúa en condiciones muy desfavorables, impidiendo el roce del émbolo la formación de la película protectora de aceite tan pronto como sube la presión debida a la reacción lateral.

Es evidente que a medida que acortamos la biela, mayor será el ángulo comprendido entre la biela y el eje vertical del cilindro, para un ángulo de giro del cigüeñal de 90 grados. Esta particularidad se explica claramente en las Figuras nº 3 y nº 4. A medida que acortamos la biela, aumentan tanto el primer ángulo como las presiones, de tal forma que al reducir la longitud de la biela debemos incrementar la superficie de apoyo del émbolo, incrementando su altura o longitud, llegando, muchas veces, a valores de la relación L/D superiores a 1,40.

Como el montaje de una tapa de cabeza de biela de mayores dimensiones que las usuales permite reducir las presiones debidas a la reacción lateral, podemos ahora, sin riesgo alguno, reducir la longitud de la misma, de tal forma a conseguir una relación entre el diámetro del émbolo y la longitud de la biela - longitud medida entre sus ejes - igual o superior a 0,560. Esta forma de proceder permite el diseño



y la construcción de motores refrigerados por aire de ciclo Diesel de cuatro tiempos del tipo "compacto", de altura muy reducida y poco peso tan pronto como se acude a aleaciones ligeras y a émbolos y carreras cortas. Estos motores, una vez mejorados por el montaje de una tapa de cabeza de biela de mayor peso pueden caracterizarse por una carrera muy corta, hasta alcanzar el límite permitido por el tiempo de encendido y de combustión del gas-oil inyectado. Asimismo, pueden girar a un número de revoluciones mucho más elevado :
5 al incrementar la velocidad de rotación, aumentamos la potencia efectiva para una misma cilindrada (si el rendimiento de la combustión lo permite, naturalmente).

Para llegar al motor compacto rápido, después de haber reducido la altura del mismo acortando la carrera, la longitud de la biela y/o del pistón, debemos incrementar la velocidad de encendido y de combustión del gas-oil inyectado, el motor compacto permitiendo dicho incremento, siendo la velocidad media del émbolo más reducida que en motores de carrera relativamente larga o convencional. No obstante, conviene tener presente que toda reducción de la longitud del cilindro y/o del pistón lleva automáticamente a un incremento de la superficie de las aletas de refrigeración o a un incremento adecuado del aire de refrigeración.

Es conocido que un incremento de la presión de inyección del combustible permite la formación de gotas o partículas de combustible de menores dimensiones, que aceleran el tiempo de encendido. Es conocido igualmente, que a medida que incrementamos la relación de compresión, las partículas de gas-oil formadas son más pequeñas, siendo mayor el peso específico del aire de combustión en fin de compresión. Sin embargo, estos dos factores no son siempre suficientes para conseguir una combustión completa a partir de unas 3.000 a 3.500 revoluciones por minuto, con el motor funcionando a plena carga. En efecto, la característica fundamental de la cámara de turbulencia es su forma perfectamente esférica, tal



y como se indica en la Figura nº 5 y en la Figura nº 6. Pa-
ra mejorar el rendimiento de la combustión y para que la
mezcla aire-combustible sea mucho más íntima, se viene
inyectando el combustible de tal forma a no disturbar el
5 flujo de aire procedente del cilindro durante el tiempo de
compresión. No obstante, la forma esférica característica
de las cámaras de turbulencia convencionales lleva a pér-
didas muy importantes, sobre todo cuando el conducto de
entrada de la cámara es mucho más estrecho que la propia
10 cámara. Este suele ser el caso en todos los motores Diesel
examinados hasta la fecha, y las pérdidas debidas al incre-
mento repentino del área no permiten acortar el tiempo de
encendido y de combustión.

Partiendo de motores Diesel con cámara de turbulen-
15 cia convencional, hemos comprobado como se lograba una re-
ducción muy notable del tiempo de encendido y de combustión,
tan pronto como la relación entre el ancho del conducto de
entrada de la cámara y el ancho de la misma se acercaba a la
unidad. La mejora era importante a partir de un valor de
20 0,45, aproximadamente. Es evidente que el aire que pasa
por un conducto, un difusor, una tobera, etc, reduce inmedia-
tamente su velocidad si la descarga del mismo se efectúa en un
recinto de área o sección mayores. Esta disminución de la ve-
locidad no reduce suficientemente las partículas de combusti-
25 ble formadas por el chorro de inyección, aún acudiendo a pre-
siones de inyección del orden de 600 atmósferas, como suele
ser el caso con un conducto y cámara de áreas más o menos
iguales y constantes, cuyos posibles incrementos se deben a
consideraciones aerodinámicas, de la capa límite y a posi-
30 bles desprendimientos de las corrientes.

En efecto, como el propósito fundamental de la cáma-
ra de turbulencia es el de conseguir una mezcla muy homogénea
entre el aire de combustión y el combustible inyectado, es pre-
ciso dar a esta cámara una forma adecuada para poder conseguir
una mezcla perfecta. La perfección de la mezcla y la tempera-
tura alcanzada harán que el tiempo de encendido y luego de



combustión sean más o menos cortos. Cuanto más corto resulta ser este tiempo, más rápido puede ser ^{el} motor, ya que el tiempo de encendido y de combustión permanecen invariables, mientras que la velocidad de giro del motor, es decir la sucesión de los distintos tiempos, es más rápida, alcanzando muchas veces valores superiores al que precisa la mezcla aire-combustible para quemarse totalmente en el interior del cilindro.

La relación entre el ancho del conducto de entrada de la cámara de turbulencia o de la precámara y el ancho de la cámara más favorable ha sido encontrado a partir de un valor de 0,45, como indicado anteriormente. No obstante, hemos comprobado como la forma esférica de la cámara no es siempre la más adecuada. La forma característica de las Figuras nº 7 y nº 8 ha dado excelentes resultados a partir de 4.200 revoluciones por minuto, en un motor de serie caracterizado por un régimen máximo de 3.350 revoluciones por minuto a plena carga antes de llevar las modificaciones a cabo. Simultáneamente, la potencia efectiva en servicio continuo ha aumentado en un 22 por ciento entre 1.840 y 3.350 revoluciones por minuto. Este incremento se debe al mejor rendimiento de la combustión.

Con el propósito bien definido de mejorar aún más el rendimiento de los motores Diesel de cuatro tiempos refrigerados por aire, hemos mejorado la turbulencia en el interior de la precámara o cámara de turbulencia, añadiendo un cuerpo más o menos aerodinámico en el seno de las mismas, de tal forma a impedir la formación de turbulencias perjudiciales a altas velocidades. La mejora ha sido importante, ya que el chorro de combustible no puede perturbar el flujo de aire procedente del cilindro. Finalmente, hemos comprobado como el hecho de hacer pasar gases de escape alrededor de la cámara y por el interior del cuerpo aerodinámico montado en su interior, permitía reducir aún más el tiempo de encendido y de combustión del gas-oil utilizado.

Esta forma de proceder nos ha permitido sobrepasar potencias del orden de 32 C.V. por litro de cilindrada a un régimen continuo de 4.300 revoluciones por minuto.



Resumiendo, los perfeccionamientos específicos de esta Patente de Invención tienen por objeto principal :

- 1.- Permitir la construcción de motores Diesel de cuatro tiempos refrigerados por aire del tipo denominado "compacto", utilizando, por una parte, bielas y émbolos más cortos.
- 2.- Permitir la utilización de bielas y émbolos más cortos, reduciendo las presiones originadas por la reacción lateral.
- 3.- Permitir la reducción de la presión lateral mediante la utilización de tapas de cabeza de biela más pesadas.
- 4.- Permitir la construcción de motores Diesel de cuatro tiempos refrigerados por aire del tipo denominado "compactos" y rápidos, mejorando el rendimiento de la combustión y reduciendo el periodo de encendido y de combustión, mejorando la configuración de la cámara de turbulencia o de la precámara de combustión.

Los dibujos anexos, de escala variable, constituyen ilustraciones puramente esquemáticas y complementarias de la descripción, a lo largo de la cual se explica la significación de aquellas.

La Figura número 1, representa un émbolo de diámetro relativamente pequeño. La Figura número 2, representa un émbolo de diámetro mayor. Por O, representamos el centro geométrico del émbolo. Por AA y por BB, sus ejes, siendo el eje AA perpendicular al eje del bulón BB. Por 1, representamos sendos ángulos de 45 grados. Por 2 y por 3 los puntos de intersección que delimitan la superficie de guiado, representada por la longitud S.

En la figura número 3, representamos por O el eje el motor o el eje longitudinal del cigüeñal. Por 4, representamos el eje de la muñequilla, siendo el ángulo representado por 1 de 90 grados. Por 2, representamos el ángulo formado por la biela con el eje motor AA, en sentido del desplazamiento del émbolo en el interior del cilindro.



Por 3 representamos al émbolo y por 6 el bulón del mismo.
5 representa la biela.

En la Figura nº 4, representamos por O al eje del motor o al eje del cigüeñal. Por 4, representamos al eje de la muñequilla, siendo el ángulo representado por 1 de 90 grados. Por 2, representamos al ángulo comprendido entre la biela y el eje vertical del motor, cuando el ángulo representado por 1 vale 90 grados. Por 3, representamos al émbolo y por 7 el bulón del mismo. 5 representa la biela, es decir la longitud de la misma entre sus respectivos ejes de pié y de cabeza. Por 6, representamos al contrapeso de la biela (incluido en la propia tapa de la cabeza de la misma) y por F representamos la fuerza que ejerce dicha tapa en dirección de la flecha (opuesta a las presiones originadas por la reacción lateral). AA representa al eje vertical del motor y BB el eje longitudinal.

La Figura número 5 representa una cámara de turbulencia convencional. Por 1 representamos el interior de la parte esférica y por 2 el conducto o difusor de entrada y salida de los gases. Por 3 y por 4 representamos chorros de inyección de combustible adecuados para conseguir una buena combustión. Por 5 y por 6, dos chorros de inyección inadecuados.

La Figura número 6 representa una vista lateral de la cámara descrita en la Figura número 5. Por 3 representamos el cuerpo esférico y por 4 el conducto de entrada y salida de los gases. Por 1, representamos el diámetro del cuerpo esférico y por 4 el ancho máximo del conducto de entrada y salida.

La Figura número 7 representa una cámara de nuevo diseño, según la Invención. Por 1 representamos el cuerpo principal y por 2 el conducto de entrada y salida.

La Figura número 8 representa una vista lateral de la cámara descrita en la Figura número 7, siendo 4 el ancho máximo del conducto de entrada y de salida de los gases. Por 3, representamos a un tubo, facultativo, que puede conducir parte o la totalidad de los gases de escape, con el fin de mantener el in-



terior de la cámara a una temperatura elevada.

La Figura número 9 representa una cámara según la Invención. Por 1, representamos el interior de la cámara de combustión. Por 2, representamos la pared de la cámara, que
5 puede ser de un material que conduzca poco o mucho el calor, según los requerimientos. Por 4, representamos el interior de un cuerpo cuyo fin es el de evitar turbulencias inadecuadas en el centro de la cámara. Este cuerpo puede servir de conducto para el paso de los gases de escape. Puede ser
10 hueco o macizo. Por 3, representamos el conducto, difusor o tobera de entrada y salida. Puede tener la configuración de una tobera de Laval, si procede acelerar los gases procedentes de la combustión o en el momento de la compresión. Por 5 y por 6, representamos dos chorros de inyección. Como
15 destaca inmediatamente, la colocación del cuerpo interior representado por 4, permite inyectar el combustible cerca del conducto de entrada y de salida, lo que permite una mezcla más homogénea del aire con el combustible inyectado.

La Figura número 10 representa un corte transversal
20 de la cámara representada por la Figura número 9. Por 1, representamos el interior de la cámara de combustión. Por 3, representamos un conducto de entrada y de salida, muy ancho, para evitar pérdidas perjudiciales. Por 2, representamos otra forma de montar un cuerpo interior con el fin de evitar turbu-
25 lencias inadecuadas. Por 2 pueden pasar parte o la totalidad de los gases de escape.

Por la Figura 11, representamos una cámara similar a la de la Figura número 10. Por 1, representamos la pared de la misma. Por 2, el interior de la cámara de combustión.
30 Por 3, la pared del cuerpo interior. Por 4, el conducto a través del cual pueden pasar gases de escape. Por 5, representamos a un difusor, que sirve de conducto de entrada y salida de gases.

La Figura número 12, representa una vista lateral de
35 la cámara descrita en la figura anterior. Por 1, representamos el conducto de entrada, y por 5 representamos el conducto de



salida de los gases de combustión. Por 4, el cuerpo exterior de la cámara de turbulencia. Por 3, representamos el ancho del cuerpo principal y por 3 el ancho del conducto de entrada y de salida.

5 La Figura número 13 representa una cámara según la Invención, caracterizada por estar envuelta por un conducto representado por 4, que conduce gases de escape. Por 5, representamos el material de la culata del motor. Por 1, la pared (de cobre, de hierro fundido o de acero) de la cámara.
10 Por 2 el interior de la misma, que puede comprender un cuerpo interior parecido al de las Figuras 9, 10 y 11. Por 3, representamos el conducto o difusor de entrada y/o de salida de los gases, que puede ser doble, si ha lugar.

Una vez descrita la Invención con bastante detalle,
15 se comprenderá que no es preciso adoptar estos detalles constructivos de forma estricta sino que pueden introducirse varios cambios y modificaciones que pueden ocurrirse a un experto en la materia, sin apartarse del espíritu y alcance de la presente Invención.

20 El solicitante se reserva el derecho de extender esta demanda a los países extranjeros, reivindicando la misma prioridad de la presente solicitud, al amparo del Convenio Internacional para la protección de la Propiedad Industrial. Igualmente el solicitante se reserva el derecho de introducir,
25 en la presente Invención, cuantos perfeccionamientos sobre la misma puedan derivarse, mediante la solicitud de los correspondientes Certificados de Adición, en la forma señalada por la Ley.

N O T A

30 La Patente de Invención que se solicita en España, por veinte años, de acuerdo con la vigente Legislación, deberá recaer sobre : "PERFECCIONAMIENTOS EN MOTORES DIESEL DE CUATRO TIEMPOS REFRIGERADOS POR AIRE", según las características esenciales de las siguientes :



R E I V I N D I C A C I O N E S :

- 1a.- Perfeccionamientos en motores Diesel de cuatro tiempos, refrigerados por aire, caracterizados porque consisten en montar una biela, cuya longitud es igual o superior a 0,560, siendo este valor el cociente de la relación entre el diámetro del émbolo (dividendo) y la longitud de la biela, medida entre sus ejes respectivos de pié y de cabeza (divisor).
5
- 2a.- Perfeccionamientos en motores Diesel de cuatro tiempos, refrigerados por aire, caracterizados porque consisten en montar una tapa de cabeza de biela de mayor peso, con el propósito de reducir las presiones originadas por la reacción lateral y en desplazar el centro de gravedad del conjunto biela-pistón en dirección del eje de la muñequilla del cigüeñal.
10
- 3a.- Perfeccionamientos en motores Diesel de cuatro tiempos, refrigerados por aire, caracterizados porque consisten en montar una cámara de turbulencia o precámara, cuyo conducto o difusor de entrada de aire tiene las mismas dimensiones que el ancho máximo de la parte central de la cámara o precámara.
15
- 4a.- Perfeccionamientos en motores Diesel, según las reivindicaciones anteriores, caracterizados porque la relación entre el ancho máximo del conducto de entrada del aire y el ancho interior máximo de la cámara de turbulencia o precámara es igual o superior a 0,400.
20
- 5a.- Perfeccionamientos en motores Diesel de cuatro tiempos, refrigerados por aire, caracterizados porque consisten en hacer pasar parte o la totalidad de los gases de escape alrededor de la cámara o precámara y/o por el interior de las mismas, a través de un conducto adecuado.
25
- 6a.- Perfeccionamientos en motores Diesel de cuatro tiempos, refrigerados por aire.
30

Según queda sustancialmente descrito en la presente Memoria Descriptiva, que consta de quince hojas escritas a máquina por una sola cara y dibujos.

Madrid, a 26 de Marzo de mil novecientos sesenta y seis.

Juan E. Canals Soler

324704

ESCALA VARIABLE

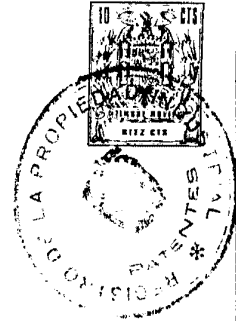
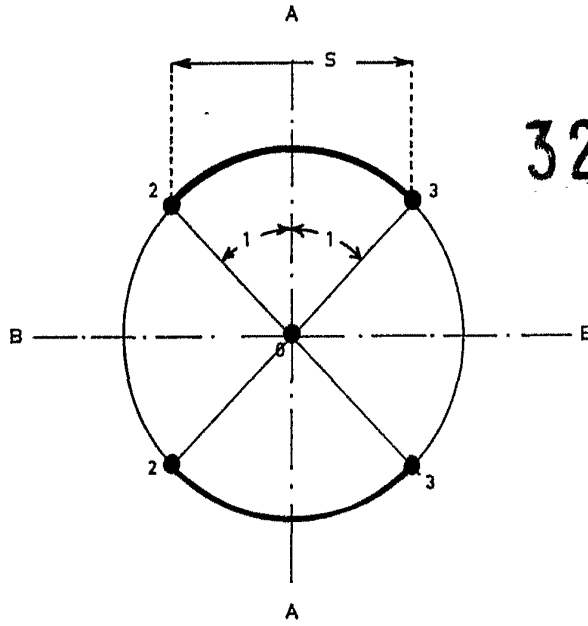


FIG. 1

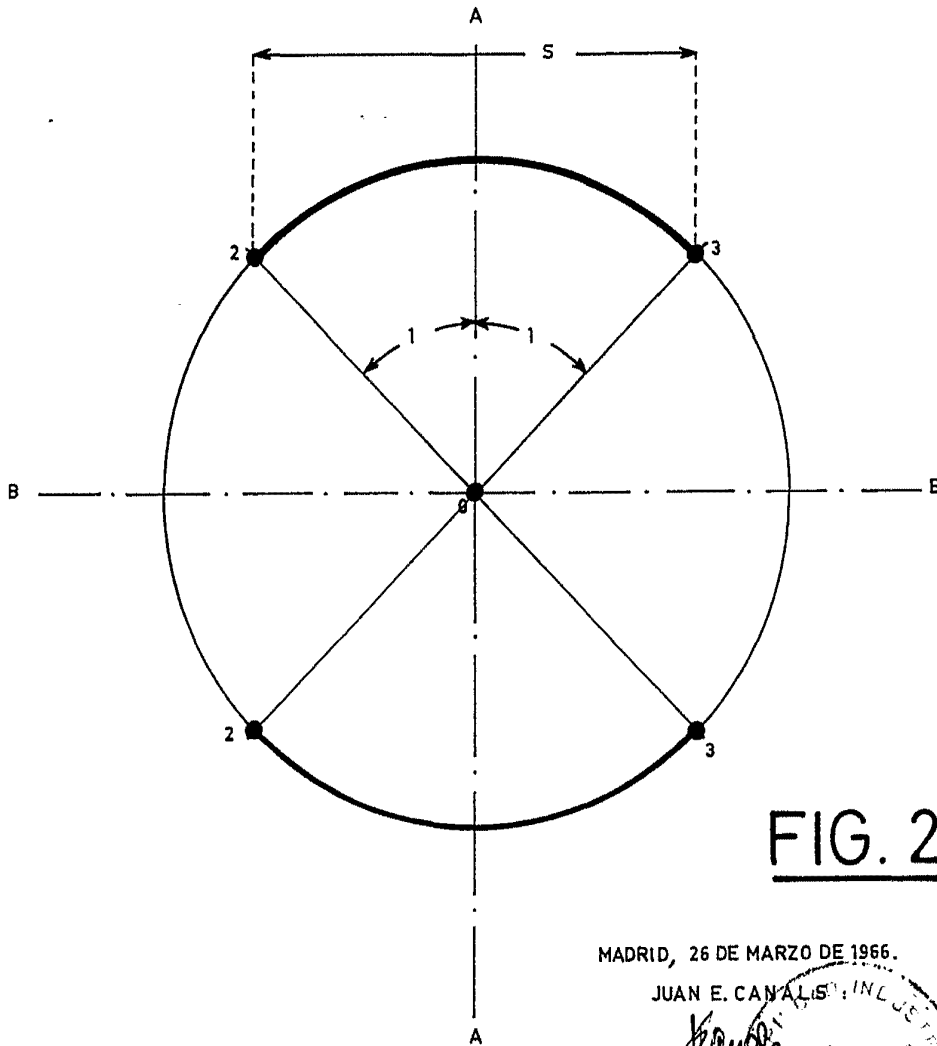
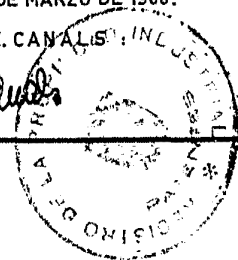


FIG. 2

MADRID, 26 DE MARZO DE 1966.

JUAN E. CANALS SOLER

Klaus



324704

ESCALA VARIABLE

324704

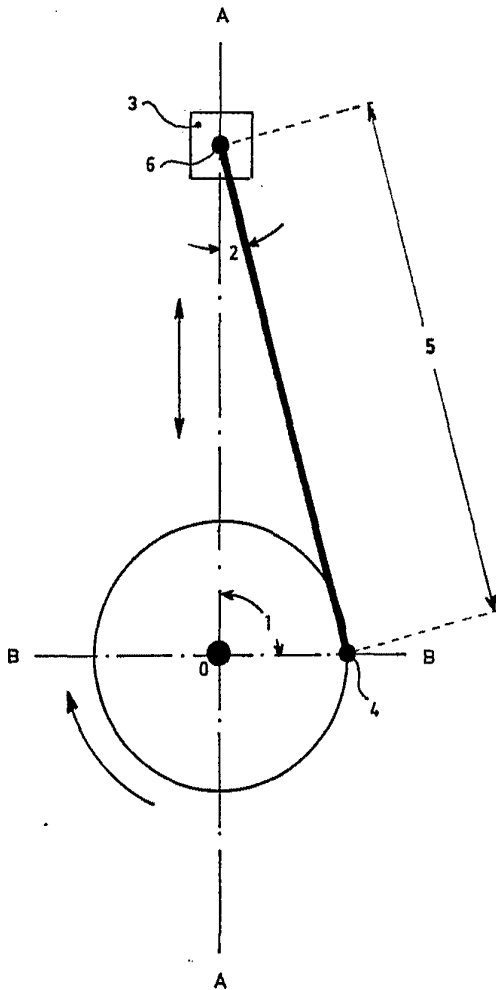
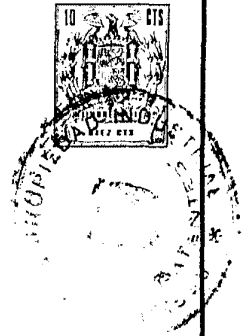
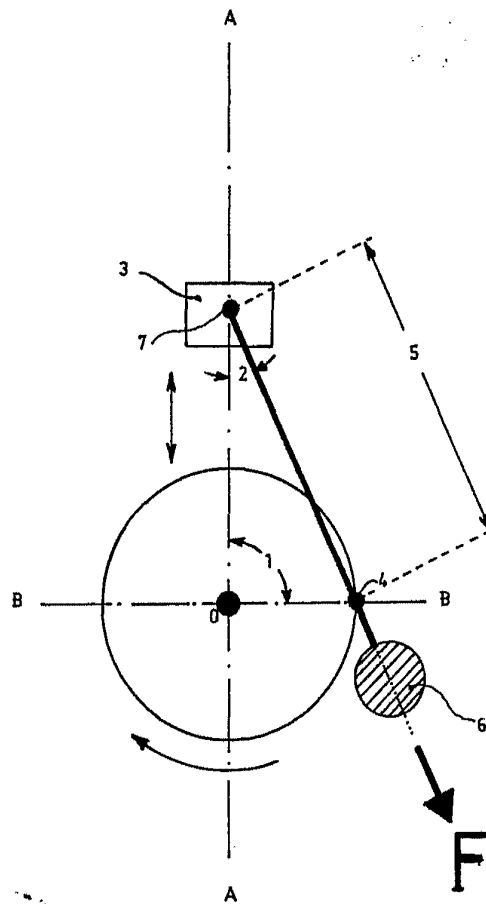


FIG. 3

FIG. 4



MADRID, 26 DE MARZO DE 1966.

JUAN E. CANALS

Handwritten signature

ESCALA VARIABLE

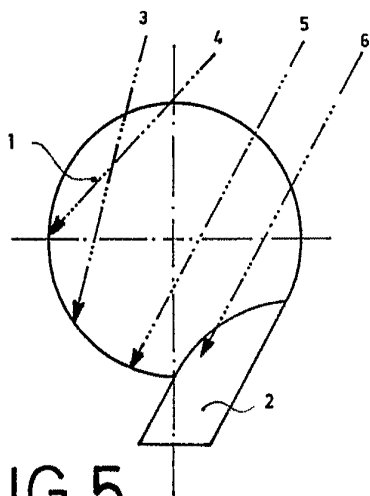


FIG. 5

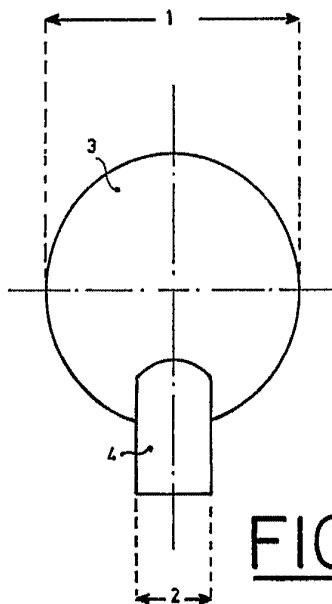


FIG. 6

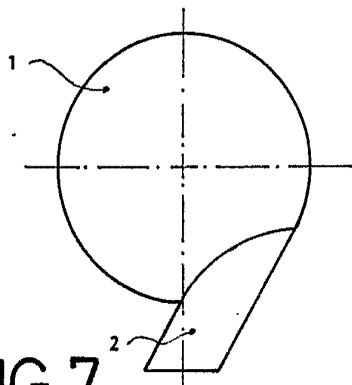
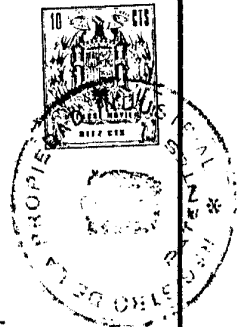


FIG. 7

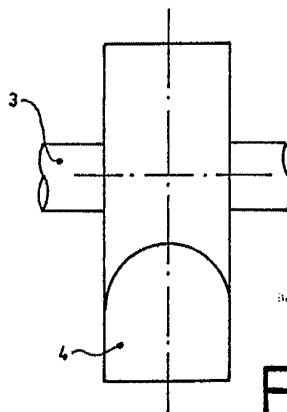


FIG. 8

324704

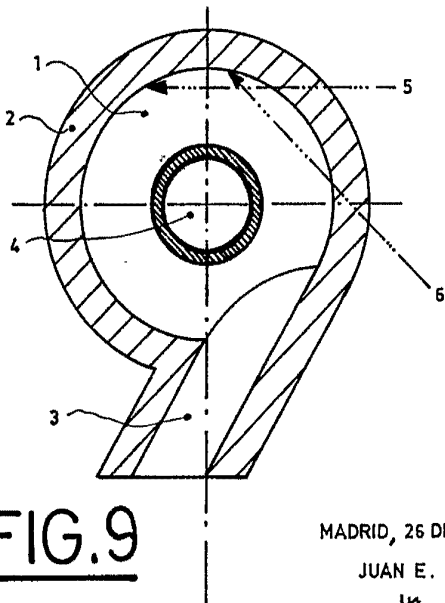


FIG. 9

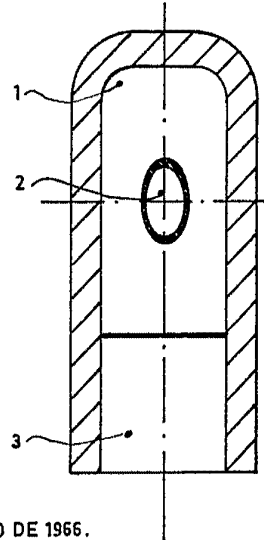


FIG. 10

MADRID, 26 DE MARZO DE 1966.

JUAN E. CANALS :

Canals

324704

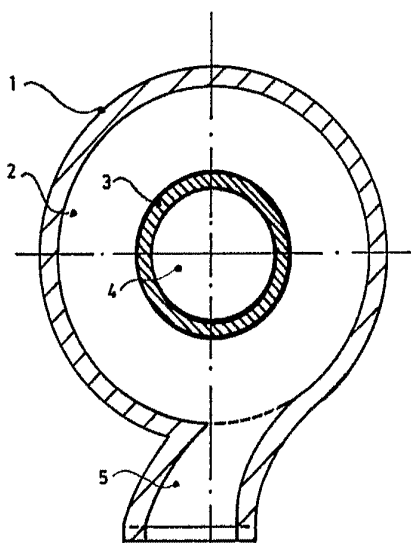


FIG. 11

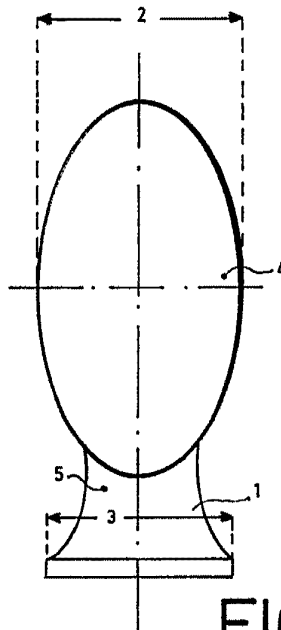


FIG. 12

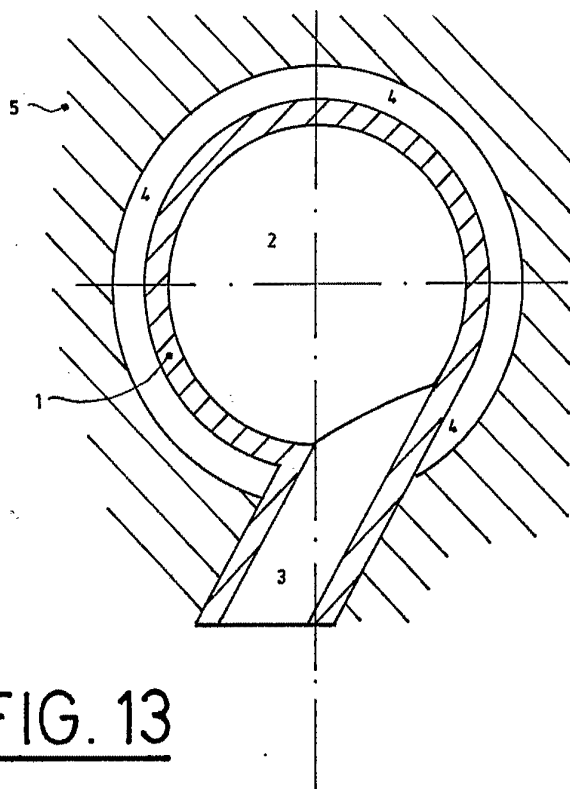


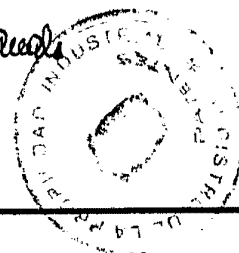
FIG. 13

324704

MADRID, 26 DE MARZO DE 1966.

JUAN E. CANALS :

Canals



ESCALA VARIABLE