



ESPAÑA

19 ES

11

21

22

NUMERO

255.475

FECHA DE PRESENTACION

12.1.1.981.

10 Y

MODELO DE UTILIDAD

16 SET. 1981

30 PRIORIDADES:	32 FECHA	33 PAIS
31 NUMERO		

47 FECHA DE PUBLICIDAD	51 CLASIFICACION INTERNACIONAL
	F02F3/00

54 TITULO DE LA INVENCIÓN

CONJUNTO DE PISTON PARA UN MOTOR DIESEL PARA AUTOMOVILES.

71 SOLICITANTE (ES)

INTERNATIONAL HARVESTER COMPANY.

DOMICILIO DEL SOLICITANTE

401 North Michigan Avenue, Chicago, Illinois 60611 EE.UU. de América

72 INVENTOR (ES)

73 TITULAR (ES)

74 REPRESENTANTE

D. JOSE MIGUEL GOMEZ-ACEBO y POMBO.

El presente Modelo de Utilidad se refiere a un conjunto de pistón para un motor Diesel. El diseño del pistón y aros correspondientes reduce el consumo y deterioro del aceite lubricante, tanto inicialmente como en periodos prolongados de funcionamiento.

Los pistones tradicionales utilizados en motores Diesel para automóviles están provistos generalmente de dos aros de compresión y un aro de aceite. Dicho pistón se describe en la patente U.S. nº 3.463.057 de Packard et al que está provisto de una holgura exagerada entre el saliente ó parte plana superior entre acanaladuras del pistón y la pared del cilindro. En algunos casos, cuando se ha utilizado el pistón de Packard et al, se han observado extraordinarias mejoras en el consumo de aceite y su deterioro. Se cree que se debe a la eliminación de depósitos carbonáceos duros sobre la parte plana superior de la acanaladura que aparentemente evitan que la presión del gas de combustión se comunique con el lado superior del anillo superior y haga el cierre contra el lado inferior de su acanaladura en el pistón y contra la pared del cilindro. No obstante, se ha observado que, aún cuando los pistones tradicionales están provistos de esta holgura exagerada, no se obtiene un control del aceite aceptable en todos los casos. Además, aún cuando el régimen inicial de consumo de aceite sea aceptable, puede aumentar, en algunos casos drásticamente, en función al tiempo de funcionamiento.

Se cree que con pistones de dos aros de compresión, la presión gaseosa por debajo del aro de compresión superior excede de la presión por encima del aro superior durante una parte del ciclo de expansión. Esta inversión de presión hace que el aro superior se levante de su superficie de estanquidad, v.g.,

el lado inferior de la acanaladura del aro superior del pistón, permitiendo que el aceite ocluido y el gas de combustión fluyan hacia arriba alrededor de la parte posterior del aro sobre la parte plana superior de la acanaladura del pistón que produce la formación de depósitos duros carbonáceos y un innecesario consumo de aceite. Los depósitos carbonáceos en la parte plana superior producen entonces mayores aumentos en el régimen de consumo de aceite según aumenta el tiempo de funcionamiento.

Se cree que con pistones de dos aros de compresión, la presión gaseosa por debajo del aro de compresión superior excede de la presión por encima del aro superior durante una parte del ciclo de expansión. Esta inversión de presión hace que el aro superior se levante de su superficie de estanquidad, v.g., el lado inferior de la acanaladura del aro superior del pistón, permitiendo que el aceite ocluido y el gas de combustión fluyan hacia arriba alrededor de la parte posterior del aro sobre la parte plana superior de la acanaladura del pistón que produce la formación de depósitos duros carbonáceos y un innecesario consumo de aceite. Los depósitos carbonáceos en la parte plana superior producen entonces mayores aumentos en el régimen de consumo de aceite según aumenta el tiempo de funcionamiento.

Por consiguiente, la invención tiene por objeto proporcionar un conjunto de pistón y aros de pistón para un motor Diesel donde el comportamiento de asiento del aro superior mejora sensiblemente por la eliminación sustancial de la inversión de presión mencionada, con el fin de mejorar el control de aceite lubricante inicialmente y en un largo periodo de funcionamiento.

Este y otros objetos de la invención, según resultarán evidentes, se cumplen de un modo específico en un motor Diesel

de automóvil provisto de otro modo de pistones tradicionales, incluyendo un grado moderado de retranqueo de la parte plana superior entre acanaladuras, portadores de dos aros de compresión y un aro de control de aceite lubricante, donde el segundo aro de compresión está provisto de una holgura del extremo en frío ó espacio de separación del aro comprimido notablemente -
5 exagerada si se compara con la holgura del extremo en frío del aro de compresión superior, preferiblemente en una relación de por lo menos 3,0 a 1. La corona circular definida por los aros
10 de compresión, la segunda parte plana del pistón y la pared del cilindro tiene un volumen determinado empíricamente, según se explicará más adelante, que es preferiblemente del orden de aproximadamente 1,96 a 5,73 cc. La invención tiene aplicación particular a motores Diesel con sobrealimentación por turbosoplante,
15 aunque tiene aplicación igualmente en motores de aspiración natural.

En el pasado, los pistones de motores Diesel han estado provistos de una acanaladura circunferencial entre el aro de compresión superior y el segundo. Este dispositivo se ilustra en
20 la patente de Zurner 3.738.231. Una acanaladura similar con un volumen dentro de los límites indicados, se puede encontrar en pistones utilizados en el motor Diesel 3.406 DI-T fabricado por Cartepillar Tractor Company. Cualquiera que sea la finalidad de estas acanaladuras, las pruebas en laboratorio han indicado que
25 se puede obtener una cierta mejora en la cantidad de formación de depósito carbonáceo duro sobre la parte plana superior del pistón y se puede conseguir control del aceite lubricante con una acanaladura de volumen apropiado en un pistón que tenga una cantidad moderada de retranqueo de la parte plana superior.

30 Que sepa el solicitante, nadie ha proporcionado con an

terioridad un pistón de motor Diesel provisto de una banda anular con dos aros de compresión donde la holgura del extremo en frío del segundo aro estuviera considerablemente exagerada si se compara con la holgura del extremo en frío del aro superior. Esto representa una desviación importante de la práctica anterior donde los diseñadores de motores han intentado durante años reducir al mínimo las holguras en los extremos de los aros intentando reducir la fuga de gas. La holgura mínima del extremo del segundo anillo del motor 3.406 DI-T de Carterpillar, mencionado, es de aproximadamente 1,66 veces mayor que la holgura mínima del extremo del aro superior, que es la relación mayor de la que el solicitante tiene conocimiento. No obstante, en términos generales la práctica industrial ha intentado conseguir una holgura mínima en el extremo del segundo aro del orden de 0,8 a 1,5 veces la holgura mínima del extremo del aro superior. Verdaderamente, en Standard N° SAE J929, "Aros de Pistón y Pistones" recomendada por la Sociedad de Ingenieros de Automóviles (Manual 1.977 SAE), no se hace diferenciación entre las holguras recomendadas en los extremos para los aros de compresión superior y segundo. No obstante, las pruebas han demostrado que si la holgura del extremo frío del segundo aro aumenta notablemente si se compara con la holgura del extremo en frío del aro superior, se puede obtener una cierta mejora en la formación de depósito carbonáceo duro en la parte plana superior.

No obstante, en la aplicación de ambas modificaciones de diseño, ó sea, un volúmen de corona circular de la segunda plana entre acanaladuras optimizado de una forma empírica y una holgura del extremo en frío del segundo aro exagerada, a un pistón tradicional de dos aros de compresión con una cantidad moderada de retranqueo del aro superior, se puede obtener una me-

jora excepcional en el control de los depósitos carbonáceos duros en la parte plana superior que es considerablemente mayor - que los resultados combinados de emplear estos parámetros por separado. La formación de depósito carbonáceo duro en la parte plana superior se ha logrado eliminar con la invención y se ha reducido notablemente el consumo de aceite lubricante inicial. Además, a pesar de que muchos motores que emplean conjuntos - de pistón tradicionales experimentan un sensible aumento en el consumo de aceite lubricante en función al tiempo de funcionamiento, los motores que emplean esta invención virtualmente no experimentan deterioro sensible en el régimen de consumo de - aceite en periodos de funcionamiento que alcanzan hasta 5.000 - horas, además, el grado de contaminación del aceite lubricante se reduce sensiblemente, permitiendo por lo tanto prolongar el intervalo entre cambios de aceite lubricante. Además, el desgaste del lado inferior de la acanaladura del segundo aro se reduce en tal magnitud que aumentan los intervalos entre las reparaciones de algunos motores, particularmente aquellos en los que la acanaladura del segundo aro del pistón se mecaniza en el pistón de aleación de aluminio en lugar de hacerlo en un suplemento ó pieza postiza de hierro fundido. Asimismo se elimina virtualmente el desgaste del lado superior del aro superior.

Otros objetos y ventajas de la invención resultarán evidentes en el transcurso de la descripción detallada que sigue de la modalidad preferible tomando como referencia los dibujos en los que:

La figura 1 es una vista en sección longitudinal de un cilindro de motor Diesel e ilustra un conjunto de pistón que incorpora la invención.

La figura 2 es una vista a mayor escala, parcialmente

en sección, de la zona interfacial entre el conjunto del pistón de la figura 1 y la pared del cilindro.

La figura 3 es una vista exagerada a mayor escala de los espacios de separación extremos de los aros de compresión superior e inferior del pistón de la figura 1.

La figura 4 es un gráfico que ilustra el efecto de variar el volumen de la corona circular de la segunda parte plana entre acanaladuras del pistón de la figura 1 en la formación de depósitos carbonáceos duros sobre la parte plana superior del pistón.

La figura 5 es un gráfico que ilustra el efecto de variar la holgura del extremo del segundo aro de compresión del conjunto de pistón de la figura 1 en la formación de los depósitos carbonáceos duros sobre la parte plana superior del pistón.

Refiriéndonos ahora a la figura 1, se ilustra en esta figura un cilindro que sirve de ejemplo y está indicado en general por la referencia 10 de un motor Diesel de cuatro tiempos sobrealimentado por turbosoplante, de otro modo tradicional (y por lo tanto no ilustrado) ó sea, un motor que en general se emplea en vehículos. Dichos motores suelen tener un diámetro de ánima de cilindro del orden de 76 a 203 mm. El dispositivo de pistón y aros de pistón y las relaciones de direcciones descritas en la presente memoria se han calculado para utilizarse en este ambiente.

El cilindro 10 comprende una camisa de cilindro 11 - ajustada en el bloque 12 del motor, cuya camisa 11 recibe deslizantemente un conjunto de pistón 15 construido según la presente invención. El extremo exterior de la camisa del cilindro 11 queda cerrado por una culata de cilindro 16, de tipo tradicional

sujeta contra la camisa y el bloque y cerrada por una junta de culata 17 para definir, con el lado superior del conjunto de pistón 15, una cámara de combustión 19. El conjunto de pistón 15 se conecta en la forma normal al cigüeñal del motor (no ilustrado) por la biela 20.

El conjunto de pistón 15 comprende un pistón 21 que, excepto en el área de la banda de los aros es de diseño en general tradicional en motores Diesel de automóvil, que comprende un pistón de tipo tubular ó pistón de faldilla fabricado de aleación alumínica de fundición ó forjada que tiene un suplemento ó pieza postiza 22 hecho de un material resistente al choque - por ejemplo hierro fundido "Ni-Resist", compatible con la aleación alumínica en su coeficiente de dilatación térmica y otras propiedades, moldeada en la parte superior del pistón y en la cual se mecaniza una acanaladura de aro superior con forma trapezoidal 24 para recibir un aro de compresión superior 25 del tipo de corona circular dividida. Por debajo de la acanaladura del aro superior 24 se mecaniza una segunda acanaladura con forma trapezoidal 26 en el cuerpo del pistón de aleación alumínica, para recibir el segundo aro de compresión 27, también del tipo de corona circular dividida. En algunos pistones, la pieza postiza 22 se agranda de modo que la segunda acanaladura 26 se mecanice también en la pieza postiza, aparentemente debido a problemas de machaqueo del lado inferior de la acanaladura 26. Aunque la invención descrita en la presente Memoria podría emplearse con dicha pieza postiza agrandada, no se cree necesario puesto que la invención reduce el machaqueo del segundo aro. Por debajo de la acanaladura del segundo aro 26 se mecaniza una tercera acanaladura rectangular 28 en el pistón de aluminio en la cual se aloja el aro de control de aceite tradicional 29. Los -

expertos en la materia comprenderán que el pistón 21 contiene una cavidad interna (no representada) refrigerada tradicionalmente por un chorro de aceite, del que se aíslan las acanaladuras de los aros superior y segundo 24 y 26, teniendo la acanaladura del aro de aceite 28 pequeños orificios taladrados en la cavidad para permitir el desagüe de aceite. Por debajo de la acanaladura del aro de control de aceite 28, el pistón comprende la faldilla normal 30 para efectuar el ajuste de guía normal del pistón con las paredes del cilindro 11. Aunque se ha descrito un pistón del tipo de faldilla, es evidente que la invención tendrá igualmente aplicación a los pistones de faldilla deslizante y de dos piezas.

Considerando la zona de la banda de los aros del pistón 21 con mayor detalle, según se ilustra en la figura 2, se verá que la parte plana superior 31, ó sea la pared lateral del pistón que intersecta el lado superior de la acanaladura del aro superior 24, se rebaja para formar un orificio anular de mayor tamaño entre la cabeza del pistón 21 y la pared del cilindro 11, que se extiende hasta el lado superior del aro de compresión superior 25. La magnitud de la holgura diametral ó retranqueo de la parte plana superior 31 a partir de la pared del cilindro 11 sigue en general los principios indicados en la patente U.S. nº 3.463.057 de Packard et al, que presenta una holgura de aproximadamente 1,01 a 2,54 mm más una cantidad adicional para tener en cuenta la dilatación térmica del pistón 21, que es del orden de aproximadamente $0,114 \text{ m/m}$ multiplicado por el diámetro del ánima para pistones de aluminio de aleación y en la gama de tamaños del automóvil. No obstante, se cree que cuando se utiliza conjuntamente con la presente invención, la holgura diametral de la parte plana superior solamente tiene que ser de aproximadamen

te el 75 % de los valores indicados anteriormente para la mayoría de los motores provistos de turbosoplantes y aún menos en motores de aspiración natural.

La segunda parte plana 32 del pistón 31 está provista de una acanaladura anular 34 con el fin de alterar el volumen de la corona circular 35 definida por el aro superior 25, el segundo aro 27, la camisa del cilindro 11 y la segunda parte plana entre acanaladuras 32 para producir un volumen específico, cuya magnitud se determina empíricamente. Se pueden emplear otros métodos para modificar el pistón y producir el volumen empírico predeterminado deseado de la corona circular 35, por ejemplo, variando la separación entre los aros superior y segundo 25, 27 ó variando la segunda parte plana entre acanaladuras 32 a la holgura de la camisa del cilindro 11. No obstante, como existe una cierta indicación de que la forma de la corona circular de la segunda cara plana entre acanaladuras 35 puede producir un cierto efecto sobre su volumen óptimo para un pistón dado, se recomienda emplear solamente uno de estos tres métodos de modificar dicho volumen.

La figura 4 es un gráfico que ilustra el efecto de cambiar el volumen de la corona circular de la segunda parte plana 35 sobre la formación de depósitos carbonáceos duros en la parte plana superior 31 del pistón. Según se indica en la patente de Packard et al, mencionada anteriormente, se sabe que la formación de depósitos carbonáceos duros sobre la parte plana superior del pistón mantiene una relación directa con la capacidad de control de aceite y la duración de un motor Diesel de automóvil, especialmente en un funcionamiento del mismo a largo plazo. El gráfico en la figura 4 se basa en una serie de pruebas a plena carga y a corto plazo realizadas en un motor de

pruebas de un solo cilindro de un tamaño dado. El volúmen de la segunda corona circular se cambió variando el diámetro de la acanaladura 34 y las demás variables se mantuvieron virtualmente constantes. La cantidad de formación del depósito carbonáceo duro se basa en una inspección visual del pistón después de desmontarlo del motor una vez realizada la prueba y aclarados los materiales sueltos del mismo. A pesar de que este método de lugar una cierta imprecisión en la cantidad de depósitos carbonáceos, se averiguó que había una correlación excelente entre los resultados de las pruebas en motores de cilindros múltiples a largo plazo a los valores óptimos del volúmen de la corona circular 35 determinados a partir de esta curva y la holgura del extremo del segundo aro determinado a partir de la curva ilustrada en la figura 5. Se verá por la figura 4 que según aumenta el volúmen de la corona circular 35, se reduce la cantidad de depósitos carbonáceos hasta que se alcanza un volúmen óptimo y que un mayor aumento en el volúmen anular a partir del volúmen óptimo da por resultado una mayor formación de depósitos carbonáceos. El volúmen óptimo de la corona circular para el motor cuyos resultados de las pruebas se representan en la figura 4, era de 3,77 cc. Por lo tanto, el volúmen óptimo de la corona circular 35 para un motor Diesel en el tamaño de automóvil se puede determinar fácilmente generando una curva similar a la figura 4 en una serie de pruebas de motores de un solo cilindro a corto plano ó de cilindros múltiples, como se ha descrito anteriormente y eligiendo un volúmen que produzca un bajo nivel de depósitos carbonáceos. Se han probado motores específicos de diversos tamaños en la gama del automóvil que han producido una formación de depósitos carbonáceos muy baja ó ninguna formación en pruebas de cilindros múltiples a largo plazo donde el volúmen de la corona circular

35 era de 2,46 cc, 3,27 cc, 3,77 cc y 4,42 cc. Se cree que el volumen óptimo de la corona circular 35 para cualquier motor Diesel en la gama de tamaños para automóviles será del orden comprendido aproximadamente entre 1,96 cc y 5,73 cc.

5 El aro de compresión superior 25 es de una aleación tradicional de hierro fundido cromado del tipo de corona circular dividida utilizado comúnmente en motores Diesel de automóviles y tiene forma trapezoidal para ajustarse en la acanaladura 24. Según la tecnología, el aro superior de corona circular dividida 10 25 tiene un espacio u holgura en el extremo del aro comprimido 36, que se mide en estado frío con el diámetro exterior comprimido al diámetro del ánima de la camisa del cilindro 11. Para el aro superior 25, la holgura del extremo 36 es del tamaño tradicional, por ejemplo el recomendado por la Sociedad de Ingenieros 15 de Automóviles en la Norma N° SAE J929 "Aros de Pistón y Pistones" publicada en el Manual SAE (Edición de 1.977). La holgura del extremo se calcula en general para que sea lo menor posible con el fin de reducir la fuga de gas a través de la misma pero 20 siendo suficientemente grande para que, cuando el motor se encuentre a su temperatura máxima de funcionamiento, el aro no se vuelva sólido, que podría dar lugar a desgaste abrasivo del aro y la pared del cilindro y finalmente a fallo del motor. Una regla de oro conveniente para la holgura mínima del extremo sería de 0,0939 mm multiplicado por el diámetro del ánima.

25 El segundo aro de compresión 27 es también tradicional excepto en lo que se indicará más adelante, siendo un aro de pistón de corona circular dividida, de aleación de hierro fundido cromado, también con forma trapezoidal para ajustarse en la acanaladura 26 en el pistón. No obstante, según la invención, la holgura del extremo frío 37 del segundo aro 27 es considerablemente 30

mayor que la holgura del extremo frío 36 del aro superior 25, según se ilustra de una forma exagerada en la figura 3. La figura 5 es un gráfico del efecto que produce el aumento de la holgura del extremo frío 37 del segundo aro en la formación de depósitos carbonáceos sobre la parte plana superior 31 del pistón 21 mientras se mantienen otras variables constantes. Las tres curvas A, B y C ilustradas son para pistones que tienen tres volúmenes diferentes de la corona circular 35 y se basan en una serie de pruebas de motores de un solo cilindro de corto plazo como se indican en el gráfico de la figura 4. Se verá que según aumenta la holgura del extremo del segundo aro 37, la formación de depósitos carbonáceos se reduce hasta que se alcanza un mínimo de holgura del extremo óptimo (MOEC) más allá de la cual cualquier aumento en la holgura del extremo del segundo aro 37 produce muy poco ó ningún efecto sobre la formación de depósitos carbonáceos duros. Se observará además que la MOEC es en general igual en cada una de las curvas A, B y C que representan varios volúmenes de la corona circular de la segunda parte plana entre acanaladuras 35. Por consiguiente, para conseguir un mínimo de formación de depósitos carbonáceos, la holgura del extremo 37 del segundo aro 27 deberá ser mayor que la MOEC. Para el motor específico ilustrado, La MOEC es de aproximadamente 1,65 mm. Otros motores han producido resultados satisfactorios en pruebas de largo plazo en los cuales la holgura del extremo del segundo aro 37 era de aproximadamente 1,60, 1,90 y 2,03 mm. La holgura del extremo del segundo aro se puede considerar también en términos de su relación a la holgura del extremo del aro superior que tendería a eliminar el efecto del diámetro del cilindro cuando se aplica la invención a motores de tamaño diferente. Tomando como base una comparación de puntos similares

5

10

15

20

25

30

en el margen de tolerancias, se cree que se conseguirán resultados satisfactorios en motores Diesel para automóviles en los cuales la relación de la holgura del extremo del segundo aro a la holgura del extremo del aro superior esté por encima de aproximadamente 3 a 1. Aunque no parece que existe un límite máximo en la holgura del extremo del segundo aro 37, se sabe que a medida que se aumenta la holgura del extremo del segundo aro, aumenta la fuga con el pistón 21 al carter del motor. Como esto es indeseable se recomienda que la holgura del extremo del segundo aro especificada no sea mucho mayor que la necesaria para asegurar que la tolerancia mínima del aro no exceda de la MOEC.

Según se verá además en la figura 2, la combinación del valor óptimo de la corona circular de la segunda parte plana 35 con una holgura del extremo del segundo aro 37 que la MOEC produce un resultado óptimo que es mayor que la suma de los efectos de las dos variables tomadas por separado. O sea, las diferencias entre los puntos izquierdo de las curvas A y C, que representan cambio de volumen de la corona circular de la segunda parte plana 35 a un grado óptimo pero manteniendo la holgura del extremo del segundo aro 37 a los niveles de la tecnología anterior, más la diferencia entre los puntos del extremo izquierdo y derecho de la curva A, que representa el aumento de la holgura del extremo pero manteniendo el volumen de la corona circular de la segunda parte plana 35 al nivel de la tecnología anterior es considerablemente menor que la diferencia entre el extremo izquierdo de la curva A, que es el conjunto de pistón sin modificar de la tecnología anterior y el extremo derecho de la curva C, que es un conjunto de pistón óptimo construido según la presente invención.

Los mejores resultados obtenidos mediante el empleo -

de la presente invención se deben aparentemente a que el aro superior 25 permanece estanco contra el lado inferior de la acanaladura del aro superior 24 prácticamente durante todo el ciclo de dilatación del motor. Cuando se produce la combustión, una cierta masa de gas de combustión se fuga por el aro superior - 5 25 elevando la presión en la segunda corona circular 35. Como la presión por encima del aro superior se reduce rápidamente durante la parte inicial de la carrera descendente del pistón, en los diseños de la tecnología anterior la presión en la corona - 10 circular 35 podría superar a la presión por encima del aro superior despegándolo de su superficie de estanquidad. A pesar de - que no se comprende plenamente el mecanismo, aparentemente cuando se emplea la presente invención, el mayor volumen de la corona circular de la segunda parte plana produce una sustancial - 15 reducción inicial en la presión del gas que penetra en la corona circular (suponiendo que la masa de gas que pasa por el aro superior continúa siendo igual) y la mayor holgura del extremo del segundo aro es un orificio que permite que se ventile más presión en la corona circular 35 al cárter, lo cual ocurre en - 20 un intervalo de tiempo. El efecto combinado de cambiar estos parámetros aparentemente mantiene la presión en la corona circular de la segunda parte plana a un menor nivel que la presión por encima del aro superior prácticamente durante todo el ciclo de expansión. Se cree también que un volumen demasiado en la corona - 25 circular de la segunda parte plana 35 retardaría la reducción de la presión en la misma a través de la holgura del extremo del segundo aro hasta el punto de que la presión de la corona circular superaría a la presión por encima del aro superior cerca - del final de la carrera de expansión, levantando por lo tanto - 30 el aro superior de su asiento en la superficie de estanquidad.

No obstante, es interesante observar que en una prueba de largo plazo, la acanaladura 34 en la segunda parte plana 32 se puede llenar con carbón sin afectar a la formación de depósito carbónaceo en la parte plana superior ó al control de aceite aún - cuando se reduzca el volúmen de la segunda corona circular 32. Aparentemente, es necesario inicialmente un mayor volúmen en la corona circular 32 porque el aro superior 25, acanaladura superior del pistón 24, pared del cilindro 11, no se pueden fabricar económicamente para producir ajustes perfectos entre sí, permitiendo por lo tanto que fluya una mayor masa de gas de combustión por el aro superior. No obstante, a medida que funciona el motor y estas partes se desgastan unas con otras, se obtiene una mejor estanquidad del aro superior 25 contra la acanaladura del pistón 24 y la pared del cilindro 11 y pasa una menor masa de gas de combustión, por lo que deja de ser necesario el volúmen adicional creado por la acanaladura 34.

A título de ejemplo, pero de limitación, se construyó un cierto número de motores Diesel para automóviles con sobrealimentación por turbosoplante con cilindros contruídos según la presente invención, incluyendo las dimensiones siguientes y las relaciones de dimensiones en frío:

Diámetro de ánima.....	109,22 mm
Holgura diametral de la parte plana superior	1,78 mm
Holgura del extremo mínima del aro superior	0,406 "
Holgura del extremo mínima del segundo aro	1,65 "
Volúmen de la corona circular de la segunda parte plana	3,77 cm ³
Relación de la holgura del extremo del segundo aro a la holgura del extremo del aro superior (real) 3,0-4,5.	

Se realizaron pruebas satisfactorias a largo plazo con

5 estos motores en condiciones de diversas cargas. Durante la rea-
lización de estas pruebas, los motores presentaban un consumo -
de aceite notablemente mejorado y mejores regimenes de contami-
nación del aceite si se compara con las pruebas de los mismos -
motores con diseños de pistones de la tecnología anterior y muy
poco cambio ó ningún cambio en el régimen de consumo de aceite
lubricante con el transcurso del tiempo de funcionamiento. Cuan-
do se desmontaron los motores después de varios intervalos de -
pruebas, se averiguó que las partes planas superiores de los -
10 pistones tenían sensiblemente menos y, en la mayoría de los ca-
sos, ningún depósito carbonáceo duro. Los aros superiores no pre-
sentaban virtualmente desgaste alguno en sus lados superiores y
el desgaste del lado inferior de la acanaladura del segundo aro
era sensiblemente menor que el experimentado con motores de es-
te tipo con diseños de pistón de la tecnología anterior.

15 Por lo tanto, es evidente que la invención proporciona
un motor Diesel y un conjunto de pistón para el mismo que cumple
plenamente los objetos, finalidades y ventajas expuestos ante-
riormente. A pesar de que la invención se ha escrito con rela-
ción a modalidades específicas de la misma, es evidente que los
20 expertos en la materia encontrarán muchas alternativas, modifica-
ciones y variaciones en vista de la descripción anterior. Por -
ejemplo, a pesar de que se indica que los aros de compresión tie-
nen forma trapezoidal, la invención podría utilizarse con otras
25 configuraciones de aros. Por consiguiente, se pretende que todas
dichas modificaciones queden comprendidas dentro del alcance de
las reivindicaciones adjuntas.

30 Descrita suficientemente la naturaleza del invento, -
así como la manera de realizarlo en la práctica, debe hacerse -
constar que las disposiciones anteriormente indicadas son sus-

ceptibles de modificaciones de detalle en cuanto no alteren su principio fundamental.



REIVINDICACIONES

1.- Conjunto de pistón para un motor Diesel para auto
móviles, del tipo de cuatro tiempos que tiene una pluralidad de
cilindros, cada uno de cuyos cilindros está cerrado en un extre
mo por una culata de cilindro y tiene un pistón de movimiento -
alternativo alojado en su interior deslizantemente, caracteri-
zando el pistón porque comprende una superficie superior que de-
fine con el extremo cerrado del cilindro una cámara de combus-
tión; una parte plana interior intersectando una acanaladura -
del anillo superior; una segunda acanaladura de alojamiento de
un anillo y una segunda parte plana situada entre las acanaladu-
ras interior y segunda; un anillo de compresión anular dividido
superior montado en la acanaladura superior y que tiene una hol-
gura del extremo en frío; y un segundo anillo de compresión anu-
lar dividido montado en la segunda acanaladura y que tiene una
holgura del extremo en frío; y porque la holgura del extremo en
frío del segundo anillo es por lo menos tres veces mayor que la
holgura del extremo en frío del anillo superior, comparando pun-
tos iguales en el margen de tolerancia para cada anillo, y el -
cilindro y la segunda parte plana es del orden de aproximadamen-
te 0,00196 litros a aproximadamente 0,00574 litros.

2.- Conjunto según la reivindicación 1, caracterizado
porque el volúmen de la corona circular queda dentro del margen
de aproximadamente 0,00245 litros a aproximadamente 0,00377 li-
tros.

3.- Conjunto según las reivindicaciones 1 ó 2, carac-
terizado porque la parte plana superior del pistón tiene holgu-
ra desde la pared del cilindro suficiente para inhibir la forma-
ción de depósitos carbonáceos duros sobre la parte plana supe-
rior.

4.- Conjunto según la reivindicación 3, caracterizado porque la holgura diametral en la parte plana superior es de por lo menos aproximadamente 0,762 cm más una cantidad adicional para permitir una dilatación térmica del pistón.

5 5.- Conjunto según cualquiera de las reivindicaciones anteriores, caracterizado porque los cilindros tienen cada uno un ánima de cilindros de aproximadamente 109,2 cm³ de diámetro.

10 6.-Conjunto de pistón para un motor Diesel, para automóviles; tal y como queda sustancialmente descrito en la presente Memoria, e ilustrado en los dibujos adjuntos.

Esta Memoria consta de 19 hojas escritas a máquina - por una sola cara.

Madrid, -7 ABR. 1901

INTERNATIONAL HARVESTER COMPANY.

J. M. GORRILL AGENS Y CA
a. o. Firmados J. Suarez Diaz

15

20

FIG - 1 -

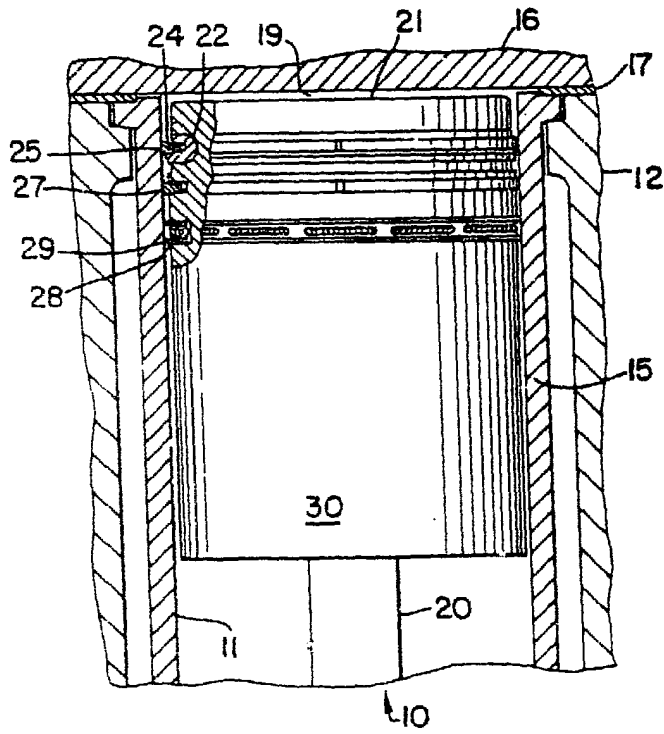


FIG - 2 -

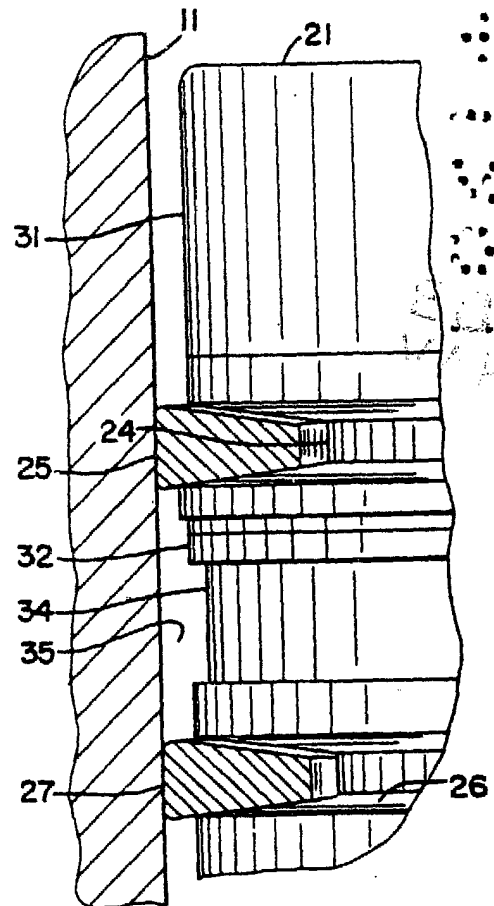
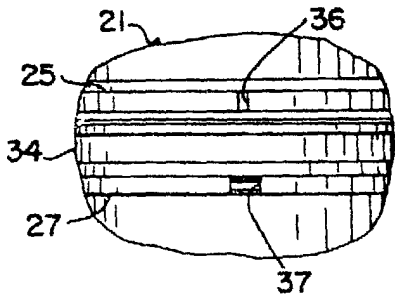


FIG - 3 -



Madrid - 7 APR 1911

J. M. GONZALEZ AGUIRRE Y CA
c. Elmadro J. Suarez Diaz

ALABE

FIG-4-

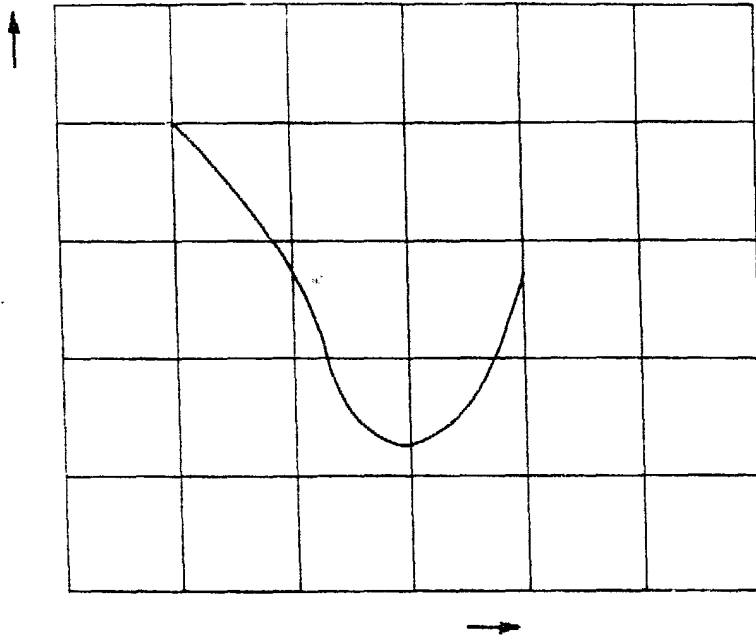
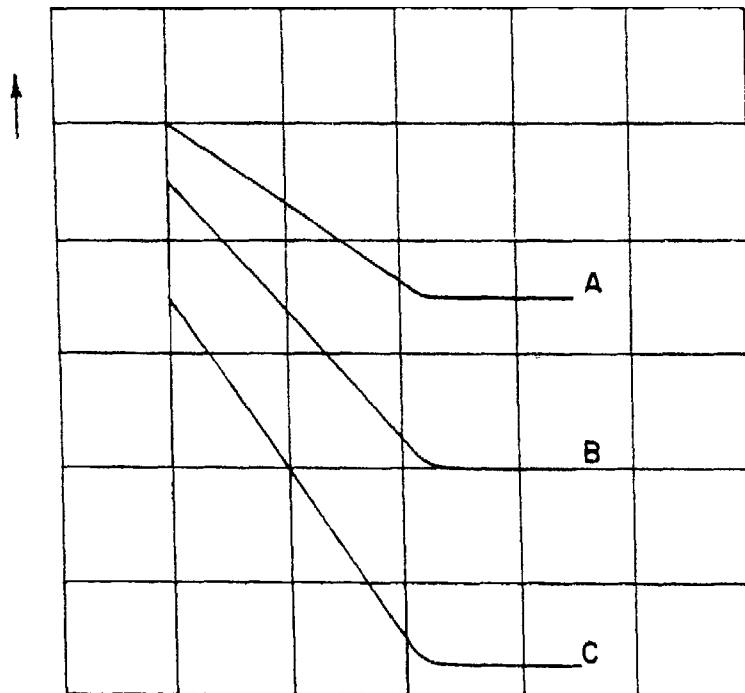


FIG-5-



ESCALA
VARIABLE

Madrid - 7 ABR. 1981

J. M. GARCÍA A. y J. GARCÍA B.
n.º. Firmado: J. GARCÍA B.