

378628

15



378628

SECCION TECNICA	
CLASIFICACION IPC	
CLASE	F02
SUBCLASE	B

MEMORIA DESCRIPTIVA
correspondiente a la solicitud de una

PATENTE DE INVENCION

Solicitante: TZADOK ZAKON
Domicilio: 10, Mapu Street, ACHUSA, Haifa, Israel.
Enunciado: MEJORAS INTRODUCIDAS EN MOTORES DIESEL.
Prioridades: De las solicitudes de patentes israeli
Nº 32041 del 16 de Abril de 1.969; y
Nº 33595 del 23 de Diciembre de 1.969.

MP.



378628

15

El presente invento se refiere a motores diesel de varios cilindros supercargados de dos tiempos, por lo menos con dos turbocargadores en los que los compresores turbocargadores suministran aire a un receptor de aire común.

5

En la descripción del invento se utilizan los siguientes términos:

Motor diesel principal - el motor diesel turbocargado de varios cilindros de dos tiempos del tipo marino o estacionario.

10

Turbocargador - un grupo constituido por una turbina de gas y un compresor centrífugo, estando cada turbina de gas accionada por los gases de escape procedentes de los cilindros del motor diesel principal.

15

Compresor centrífugo - el compresor centrífugo accionado por la turbina de gas del turbocargador y que suministra aire a un receptor común de aire de barrido.

20

Ventilador de baja presión - un ventilador conectado en serie con uno de los compresores centrífugos, produciendo dicho ventilador una etapa de compresión inicial que suministra aire a dicho compresor centrífugo con presión reducida.

25

Soplador auxiliar - un soplador que tiene la misma función que el ventilador de baja presión pero que suministra aire con presión más elevada, en cuyo caso puede ser necesario equipar los compresores centrífugos no conectados con dicho soplador con difusores más pequeños que los del compresor centrífugo conectado a dicho soplador.

30

Para mejorar las condiciones de sobrecarga de los motores diesel es conocido un sistema de sobrecarga de

378628

15



tres etapas en el que un soplador que realiza una etapa de sobrecarga adicional está instalado en serie con un compresor centrífugo y una bomba de aire alterna accionada por el motor de aire principal.

5 En este sistema cada compresor centrífugo está conectado en serie con un soplador y uno de sus inconvenientes consiste en que la eficacia de los compresores centrífugos se reduce en cierto grado debido a la influencia de dichos sopladores.

10 Es conocido además para el mismo propósito un sistema de sobrecarga que contiene unidades de tres etapas y de dos etapas, utilizando dicho sistema bombas de aire de desplazamiento positivo para complementar la igualación de las cargas de presión suministradas por las unidades de sobrecarga de tres etapas y de dos etapas a un receptor de
15 aire común. En este sistema los compresores centrífugos suministran aire a los distribuidores múltiples de aspiración de las bombas de aire de desplazamiento positivo, y no, como en el presente invento, a un receptor de aire común.

20 Es igualmente conocido, para el mismo propósito, un sistema de sobrecarga, que incluye unidades de sobrecarga de dos etapas y de una etapa, en el que los sistemas de escape de los cilindros abastecidos por las unidades de sobrecarga de dos etapas están en comunicación con la turbina
25 o las turbinas de las unidades de sobrecarga de una etapa y el diseño de los turbocargadores de las unidades de sobrecarga de dos etapas, es diferente del diseño de los turbocargadores de las unidades de sobrecarga de una etapa para
30 igualar las cargas de presión aplicadas al receptor de aire común.

378628-15



El sistema de sobrecarga de acuerdo con el presente invento es más simple, de realización más fácil y más económico que los sistemas de sobrecarga mencionados más arriba. Está basado en el hecho sorprendente, establecido durante pruebas reales efectuadas con instalaciones de motores y que se describen más adelante, que cuando uno de los compresores centrífugos está conectado en serie con un ventilador de baja presión o con un soplador auxiliar, todos los demás compresores centrífugos adquieren no solamente una velocidad más elevada y por consiguiente aumentan automáticamente su eficacia y sus presiones de suministro, sino que dichos aumentos de las presiones de suministro son tales (toda vez que la carga de presión del ventilador de baja presión o del soplador auxiliar no es demasiado elevada) que no existe ninguna necesidad de un dispositivo suplementario para evitar los impulsos de los compresores centrífugos no equipados con el ventilador de baja presión o con el soplador auxiliar. En particular, no existe necesidad de establecer una comunicación entre los sistemas de escape de los cilindros abastecidos por las unidades de sobrecarga de dos etapas con la turbina o las turbinas de gas de las unidades de sobrecarga de una etapa. Igualmente, de acuerdo con el presente invento, no es necesario que tanto la unidad de sobrecarga de dos etapas como la unidad de sobrecarga de una etapa, estén conjuntamente en funcionamiento de manera continua. Por el contrario, de acuerdo con el presente invento, el ventilador de baja presión o el soplador auxiliar se ponen en marcha preferentemente, solamente cuando se necesita la potencia total del motor diesel principal.

La potencia de régimen del motor diesel princi-

378628⁵



5 pal se expresa en la industria como la potencia continua
máxima que se desarrolla durante las pruebas de taller de
motor diesel principal, y a veces, pero no siempre, cuando
dicho motor está instalado en un barco, durante pruebas en
el mar antes de que el barco sea entregado por los construc-
tores y aceptado para el servicio por sus propietarios. Sin
embargo, se ha comprobado por experiencia que la potencia
continua máxima de los motores diesel principales no puede
explotarse durante un largo periodo de tiempo en servicio
10 real. Por consiguiente, como es bien sabido en la industria,
los propietarios de barcos hacen funcionar sus motores die-
sel principales aproximadamente entre 85 y 90% de la poten-
cia continua máxima, y esta potencia, desarrollada en ser-
vicio real se llama potencia de servicio.

15 Por otra parte, los árboles de transmisión, la
hélice, las bombas, los intercambiadores de calor y todo
el equipo y la tubería de la sala de máquinas, están desig-
nados en la mayoría de los barcos para la potencia continua
máxima del motor diesel principal, según aprobación de la
20 Sociedad de Clasificación.

Por consiguiente, resulta que una parte considera-
ble del capital invertido en la instalación de la sala de
máquinas de barco no se utiliza, porque no solamente el mo-
tor diesel principal funciona entre 85 y 90% de la potencia
25 continua máxima, sino que todos los demás componentes de la
instalación de la sala de máquinas no se explotan completa-
mente.

Además, puesto que las hélices están designadas
en una gran mayoría de los barcos existentes para las velo-
30 cidades del motor diesel principal que corresponden a su po

378628 15



tencia continua máxima, la eficacia de estas hélices con la potencia de servicio es más reducida que la que está prevista.

5 El motivo de hacer funcionar los motores diesel principales con la potencia de servicio en lugar de la potencia máxima continua es la posibilidad de una sobrecarga térmica de dichos motores cuando se intenta explotar sus potencias continuas máximas durante largos periodos de tiempo. Esta sobrecarga térmica es el resultado de un suministro insuficiente de aire para la combustión por los sistemas de sobrecarga del motor existentes si este motor deja de estar en condiciones perfectas en todos los aspectos, y si se utiliza la potencia continua máxima durante un largo periodo de tiempo. Sin embargo, ocurre muy raramente en la práctica real en el mar que el motor diesel principal permanezca en condiciones perfectas en todos los aspectos cuando este motor deja de ser nuevo.

10 El objeto del presente invento consiste en permitir la utilización de las potencias continuas máximas de los motores diesel principales como potencias de servicios reales, es decir, aumentar las potencias de servicio reales de los motores diesel principales en 10 á 15%.

15 El invento consiste en un motor diesel de dos tiempos sobrecargado que incluye por lo menos dos turbocargadores, que suministran aire a un receptor de aire de barrido común, en el que un soplador auxiliar o un ventilador de baja presión está conectado en serie con uno de los compresores centrífugos, caracterizado porque las turbinas de gas tienen el mismo diseño y el mismo tamaño, y reciben cada una la misma cantidad de gases de escape, necesitando los

378628

15 AB



compresores centrífugos cada uno esencialmente la misma potencia de accionamiento, y eligiéndose la presión de suministro de dicho soplador auxiliar o ventilador de baja presión de modo que permita que todos los demás compresores centrífugos se ajusten por sí mismo a fin de igualar su presión de suministro sin dispositivo adicional.

En la mayoría de los motores existentes, la presión de suministro elegida por el ventilador de baja presión o el soplador auxiliar está incluida entre 0,01 y 0,09 Kg/cm².

Puesto que la presión inicial en la aspiración de uno de los compresores centrífugos está limitada, todos los demás compresores centrífugos pueden ajustar automáticamente sus presiones de suministro, de modo que estas sean iguales a la presión de suministro del compresor centrífugo equipado con el soplador auxiliar o el ventilador de baja presión, según se explicará más adelante.

El invento está ilustrado, a título de ejemplo solamente, en los dibujos adjuntos, en los que:

La figura 1 representa una vista esquemática de un modo de realización del sistema de sobrecarga de acuerdo con el invento, que utiliza un ventilador de baja presión;

La figura 2 muestra las curvas características de los compresores centrífugos del presente modo de realización;

La figura 3 muestra esquemáticamente otro modo de realización del sistema de sobrecarga de acuerdo con el invento que utiliza un soplador auxiliar;

La figura 4 muestra las curvas características

378628

15



de los compresores centrífugos de la figura 3; y

La figura 5 muestra otro modo de realización del sistema de sobrecarga de acuerdo con el presente invento, en el que las turbinas de gas de los turbocargadores funcionan en un sistema de presión constante y el motor diesel principal está equipado con bombas situadas debajo de los émbolos.

Haciendo referencia a la figura 1, en el sistema descrito, se utilizan dos turbocargadores. Incluyen compresores centrífugos 2, 4 accionados por turbinas de gas 3, 5, respectivamente, suministrando los compresores aire a un receptor común 7 de aire de barrido a partir del cual el motor diesel principal (no representado) recibe su aire. De acuerdo con el invento, el compresor 2 recibe el aire de un ventilador de baja presión 1 accionado por un motor eléctrico o cualquier otro dispositivo de accionamiento.

Los turbocargadores 4, 5 y 3, 2, tienen esencialmente el mismo diseño y las mismas dimensiones, y las turbinas de gas 3 y 5 pueden accionarse por gases procedentes bien de distribuidores múltiples de gas separados, aislados el uno del otro (como en el sistema de impulsos) o a partir de un receptor de gas común (como en el sistema de presión constante).

Como puede verse en la figura 2, el punto de funcionamiento de ambos compresores centrífugos 2 y 4 debería de estar situado en "a" en la curva característica sin el ventilador de baja presión 1. Sin embargo, cuando el ventilador de baja presión 1 suministra aire comprimido al compresor 2, el punto de funcionamiento del compresor centrífugo 2 salta al punto "b" en una curva característica de pre-

378628



si3n m1s elevada y aproximadamente la misma velocidad a la que el compresor centr3fugo 2 estaba funcionando antes de utilizar el ventilador de baja presi3n 1.

5 Debido a la subida de la presi3n de suministro procedente del compresor 2, la presi3n de aire y el peso espec3fico del aire en el receptor de aire de barrido 7, sube igualmente. Por consiguiente, la masa de aire suministrada a los cilindros del motor diesel principal y la masa de los gases de escape que salen de los cilindros del motor diesel principal, aumenta.

10 El compresor centr3fugo 4, que no est1 abastecido en su aspiraci3n con aire inicialmente comprimido, funciona en el comienzo en el punto de funcionamiento "a". Puesto que cada uno de los cilindros del motor diesel principal deja escapar esencialmente la misma cantidad de gases de combusti3n, la masa de los gases de escape que penetra en la turbina de gas 3 es esencialmente igual a la masa de los gases de escape que penetran en la turbina 5. Por otra parte, la masa de aire suministrada por el compresor centr3fugo 2 es superior a la masa de aire suministrada por el compresor centr3fugo 4, porque el compresor 4 no recibe aire comprimido en su entrada de aspiraci3n. Por consiguiente, la masa de los gases de escape que acciona la turbina de gas 5 es superior a la masa de aire provista por el compresor centr3fugo 4. Esto hace variar el balance de energ3a entre la turbina de gas 5 y el compresor centr3fugo 4, en favor de la turbina de gas 5 y la velocidad del turbocargador 4, 5, aumenta. El punto de funcionamiento del compresor centr3fugo 4 salta por consiguiente al punto "c" en la curva caracter3stica, lo que corresponde a una velocidad m1s elevada,

15

20

25

30

378628

15



a un mayor rendimiento y a una carga de presión más alta.

Si la presión de suministro del compresor centrífugo 4 en el punto de funcionamiento "c" es todavía más bajo que la presión de suministro del compresor centrífugo 2 en el punto de funcionamiento "b", entonces el punto de funcionamiento del compresor centrífugo 4 varía de "c" a "d" a lo largo de la curva característica de la velocidad aumentada, en la que tanto las presiones de suministro en el punto "b" como en el punto "d" son iguales. La presión en los puntos "b" y "d" permite el aumento de la potencia de servicio del motor diesel principal hasta el valor de la potencia máxima continua.

La simple mejora del sistema de sobrecarga descrito más arriba, es posible solamente porque el ventilador de baja presión 1 tiene una carga de presión limitada que está adaptada a las características de los compresores centrífugos. De este modo, no se produce ningún impulso, de dichos compresores centrífugos cuando se pone en funcionamiento el ventilador de baja presión.

Haciendo ahora referencia a la figura 3, los elementos que son los mismos que los que se utilizan en el sistema descrito con referencia a las figuras 1, 2, han sido provistos de los mismos números de referencia. Por consiguiente se utilizan dos turbocargadores que incluyen dos turbinas de gas 3, 5, que accionan los compresores centrífugos 2 y 8, respectivamente, suministrando dichos compresores aire a un receptor de aire de barrido común 7, a partir del cual el motor diesel principal (no representado) recibe su aire. De acuerdo con este modo de realización, el compresor 2 recibe aire a partir de un soplador auxiliar 9 accionado por

378628 15



un motor eléctrico, o cualquier otro dispositivo de accionamiento adecuado 10.

5 Las turbinas de gas 3 y 5 tienen el mismo diseño y las mismas dimensiones, y están accionadas a partir de sustancialmente las mismas cantidades de gas, bien a partir de distribuidores múltiples de gas separados aislados el uno del otro (como en el sistema de impulso) o a partir de un receptor de gas común (como en el sistema de presión constante). De acuerdo con este modo de realización del invento, se representa el compresor centrífugo 8 como tenien
10 do una forma diferente de la del compresor centrífugo 2 a fin de indicar que tiene un difusor más pequeño que el compresor centrífugo 2 de modo que, cuando el soplador auxiliar 9 está funcionando, dicho compresor 8, aunque necesitando sustancialmente la misma potencia de accionamiento que
15 el compresor centrífugo 2, suministra menos aire con una presión más elevada al receptor 7 y por consiguiente evita las pulsaciones.

20 La figura 4 muestra las curvas características de los compresores centrífugos.

Las curvas A y F son las curvas características de los compresores centrífugos 2 y 8, respectivamente, cuando el soplador auxiliar 9 no esta funcionando. La curva F' es la curva característica del compresor centrífugo 8, cuando se aumenta su velocidad, mientras que la curva A' es la
25 curva característica del compresor centrífugo 2, cuando recibe en su aspiración aire inicialmente comprimido por el soplador auxiliar 9.

30 Cuando el soplador auxiliar no está funcionando, el punto de funcionamiento de los compresores centrífugos



378628

2 y 8 está situado en "a". Cuando el soplador auxiliar 9 está funcionando, el compresor centrífugo 8 necesita sustancialmente la misma potencia de accionamiento que el compresor centrífugo 2, pero suministra menos aire con una presión más elevada al receptor de aire común 7 que el compresor centrífugo 2.

10 Cuando el soplador auxiliar 9 se pone en funcionamiento, el punto de funcionamiento del compresor centrífugo 2 salta al punto "b". Por consiguiente, la presión en el receptor de aire común 7 aumenta. La cantidad de aire suministrada a los cilindros del motor diesel principal sube igualmente, y de este modo la cantidad de gases de escape que accionan las turbinas de gas 3 y 5 aumenta. Esto produce una variación del equilibrio energético del turbocargador 5, 8, en favor de la turbina de gas 5, porque la masa de gases suministrada por la turbina de gases 5 es superior a la masa de aire suministrada por el compresor centrífugo 8. De este modo, la velocidad del turbocargador 5, 8 aumenta y el punto de funcionamiento del compresor centrífugo 8 salta desde el punto "a" hasta el punto "c" que corresponde a una velocidad más elevada, a un mayor rendimiento y a una carga de presión más reducida. Si en el punto "c", la presión de suministro del compresor 8 es inferior a la presión de suministro del compresor 2, entonces el punto de funcionamiento del compresor 8 pasa al punto "d" en la curva característica F'.

30 Haciendo referencia a la figura 5, las turbinas de gas 3 y 5 de la figura 3 reciben el gas de escape procedente del receptor de gas común 12 como es usual con el sistema de presión constante. Ambas turbinas de gas 3 y 5 tie-

378628



nen el mismo diseño y las mismas dimensiones y reciben cantidades de gas sustancialmente iguales. Los compresores centrífugos 2 y 8 suministran aire al receptor de aire común 7 y las bombas 11 situadas debajo de los émbolos, obtienen el aire del mismo receptor de aire común 7 y lo suministran a los cilindros de motor diesel principal (no representado).

El compresor centrífugo 2 está conectado en serie con el soplador auxiliar 9. Como en la figura 3, el compresor centrífugo 8 se representa como teniendo una forma diferente de la del compresor centrífugo 2 para indicar que está provisto de un difusor más pequeño que el compresor centrífugo 2.

En la figura 5, se representan solamente dos bombas situadas debajo de los émbolos. Sin embargo, en instalaciones reales se pueden utilizar más bombas situadas debajo de los émbolos, por ejemplo una bomba situada debajo de cada émbolo.

Dicha mejora del sistema de sobrecarga que se ha descrito más arriba, instalada en barcos, permite igualmente la explotación de los auxiliares de la sala de máquinas, por ejemplo tuberías, bombas, intercambiadores de calor, y elementos parecidos en sus capacidades de diseño y de los árboles y hélices en su potencia de diseño.

Las principales características del sistema de sobrecarga descrito con referencia a las figuras 1-5 son por consiguiente las siguientes:

1. El ventilador de baja presión o soplador auxiliar está en funcionamiento preferentemente solo cuando el motor diesel principal funciona a la potencia máxima.

378628

15



2. Todas las turbinas de gas de todos los turbo cargadores son idénticas, reciben sustanciamⁿcialmente las mismas cantidades de gases y funcionan sustanciamⁿcialmente con las mismas potencias.

5

3. Todos los compresores centrífugos necesitan sustanciamⁿcialmente la misma potencia de accionamiento, pero cuando el ventilador de baja presión o el soplador auxiliar está funcionando, los compresores centrífugos no conectados al soplador auxiliar suministran menos aire a una presión más elevada que el compresor centrífugo conectado en serie con el soplador auxiliar.

10

4. Todos los compresores centrífugos suministran aire a un receptor de aire común.

15

5. El turbocargador conectado al soplador auxiliar o al ventilador de baja presión y el turbocargador o los turbocargadores no conectados al soplador auxiliar o al ventilador de baja presión son autónomos. Por consiguiente, no se necesita conectar los sistemas de escape de los cilindros alimentados por el turbocargador conectado al soplador auxiliar con los sistemas de escape de los cilindros alimentados por los turbocargadores no conectados al soplador auxiliar o al ventilador de baja presión.

20

25

6. Cuando el ventilador de baja presión o el soplador auxiliar está funcionando, la igualación de las presiones de suministro de los compresores centrífugos no conectados al soplador auxiliar o al ventilador de baja presión estando la presión de suministro del compresor centrífugo conectada al soplador auxiliar o al ventilador de baja presión, se realiza principalmente en razón de la velocidad más elevada de los turbocargadores no conectados al soplador

30

378628



auxiliar o al ventilador de baja presión, obteniéndose automáticamente dicha velocidad más elevada según se explica aquí más arriba.

5

7. No se necesita ningún dispositivo especial tal como válvulas de seguridad o reguladores, para evitar que los compresores centrífugos no conectados al ventilador auxiliar produzcan impulsos.

10

Por consiguiente, se entiende que aunque en el presente invento se han descrito sistemas que utilizan solamente dos turbocargadores, es posible utilizar más de dos turbocargadores sin alejarse del presente invento.

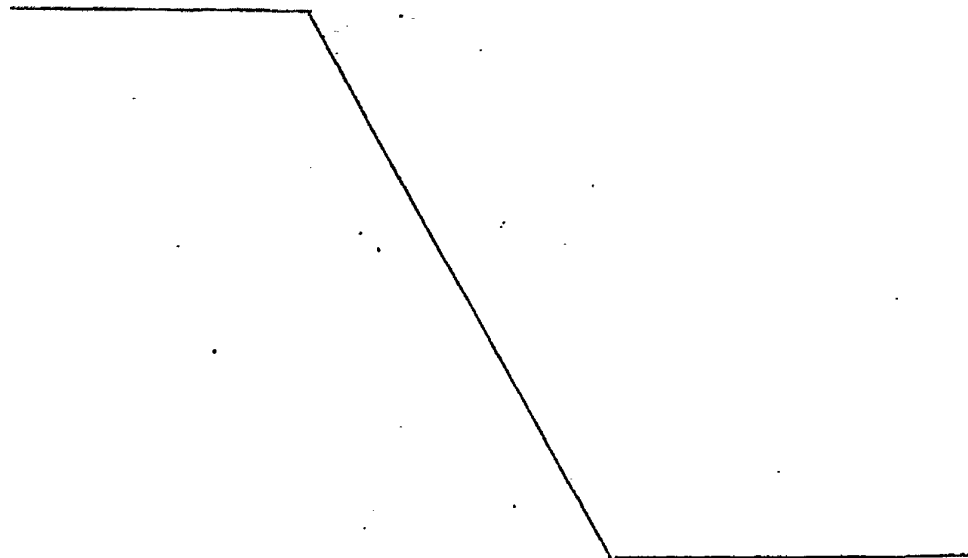
En resumen: La Patente de Invención que se solicita deberá recaer sobre las reivindicaciones siguientes:

15

20

25

30



378628

15



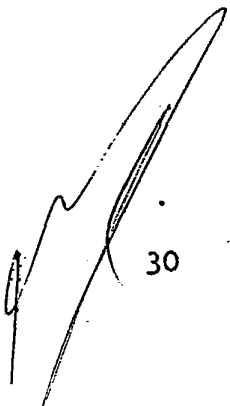
REIVINDICACIONES

5 1. Mejoras introducidas en motores diesel prin
cipales sobrecargados de dos tiempos que incluyen por lo me
nos dos turbocargadores, que suministran aire a un receptor
de aire de barrido común, en los que un soplador auxiliar o
ventilador de baja presión esta conectado en serie con uno
de los compresores centrífugos, cuyas mejoras están caracte
rizadas porque las turbinas de gas tienen el mismo diseño y
tamaño, y son abastecidas cada una por la misma cantidad de
10 gases de escape, y porque los compresores centrífugos nece
sitan cada uno esencialmente la misma potencia de accionamien
to, y la presión de suministro de dicho soplador auxiliar o
ventilador de baja presión es elegida de modo que permita
que todos los demás compresores centrífugos se ajusten por
15 sí mismos a fin de igualar sus presiones de suministro sin
ningun dispositivo adicional.

20 2. Mejoras introducidas en motores según la
reivindicación 1, caracterizadas porque dicho ventilador de
baja presión o soplador auxiliar está en servicio solamente
cuando el motor diesel principal funciona a la potencia má
xima.

25 3. Mejoras introducidas en motores según las
reivindicaciones 1 ó 2, caracterizadas porque los sistemas
de escape de los cilindros abastecidos por el turbocargador
conectado con el soplador auxiliar o ventilador de baja pre
sión están separados de los sistemas de escape de los cilin
dros abastecidos por los turbocargadores no conectados con
el soplador auxiliar o ventilador de baja presión.

30 4. Mejoras introducidas en motores según las
reivindicaciones 1 ó 2, caracterizadas porque los sistemas



378628

1.5



de escape de los cilindros abastecidos por los turbocargadores conectados con el soplador auxiliar o ventilador de baja presión están en comunicación con los sistemas de escape de los cilindros abastecidos por los turbocargadores no conectados con el soplador auxiliar o ventilador de baja presión.

5

5. Mejoras introducidas en motores según las reivindicaciones 1, 2, 3 y 4, caracterizadas porque todos los compresores centrífugos son esencialmente idénticos.

10

6. Mejoras introducidas en motores según las reivindicaciones 1, 2, 3, 4, y 5, caracterizadas porque la presión de suministro del soplador auxiliar o ventilador de baja presión está incluida entre 0,01 y 0,09 Kg/cm².

15

7. Mejoras introducidas en motores según las reivindicaciones 1, 2, 3 y 4, caracterizadas porque los compresores centrífugos no conectados con el soplador auxiliar están equipados con difusores más pequeños para permitir que iguallen sus presiones de suministro con la presión de suministro del compresor centrífugo conectado en serie con el soplador auxiliar sin peligro de impulsos.

20

8. Mejoras introducidas en motores según las reivindicaciones 1, 2, 3 ó 7, caracterizadas porque el motor diesel está provisto de bombas situadas debajo de los émbolos.

25

9. Se reivindica por último como objeto sobre el que ha de recaer la patente de invención que se solicita: MEJORAS INTRODUCIDAS EN MOTORES DIESEL.

Todo conforme queda descrito y reivindicado en la presente memoria descriptiva que consta de dieciocho pá-

30



378628 15

1 ginas mecanografiadas y dibujos adjuntos.

Madrid, 15 de Abril de 1.970

BERNARDO UNGRIA

P.P.

A handwritten signature in dark ink, appearing to read "Bernardo Ungria".

5

10

15

20

25

A large, stylized handwritten signature or scribble in dark ink, located at the bottom left of the page. It consists of several overlapping, sweeping lines.

30

378628



FIG.1.

7₃

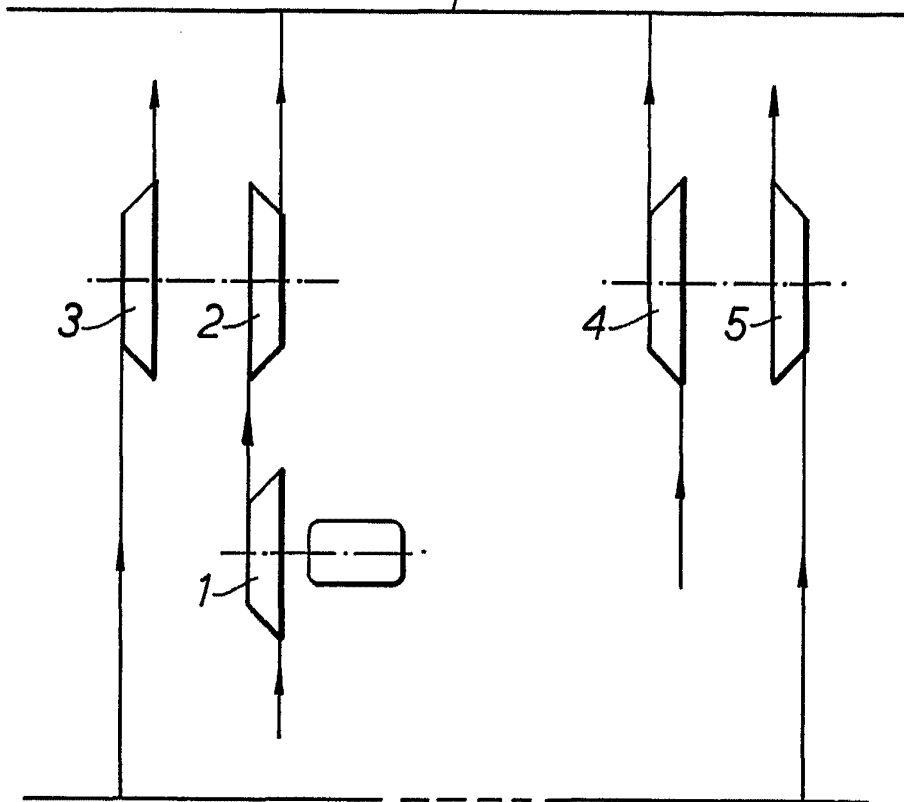
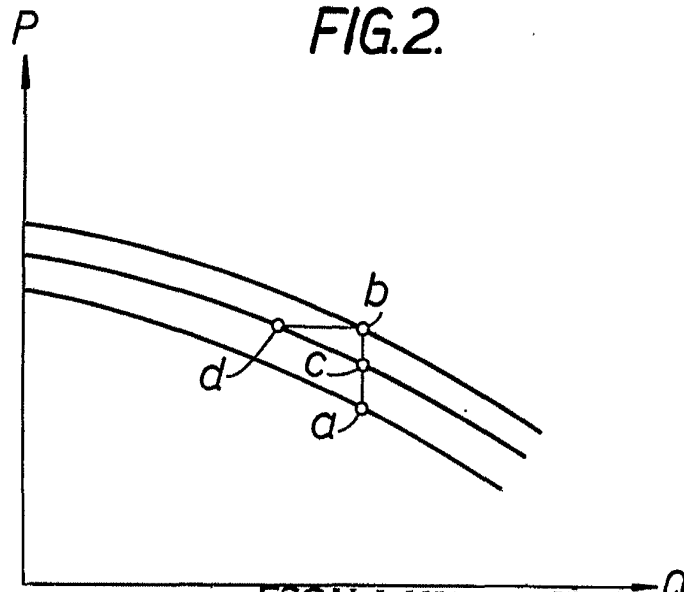


FIG.2.



ESCALA VARIABLE
MADRID, 15 DE Abril DE 1970

L. INARTE INGENIERO
P. P.

FIG.3.

15 20 1970
ESTADO UNIDO DE AMERICA
PATENT OFFICE

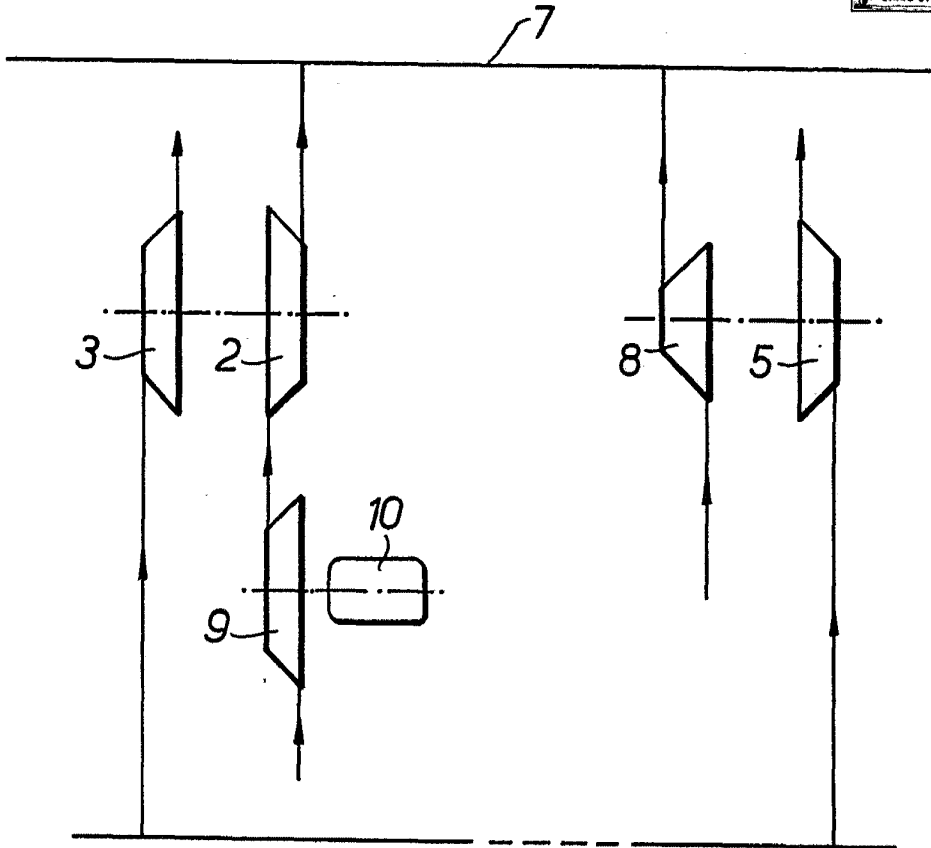
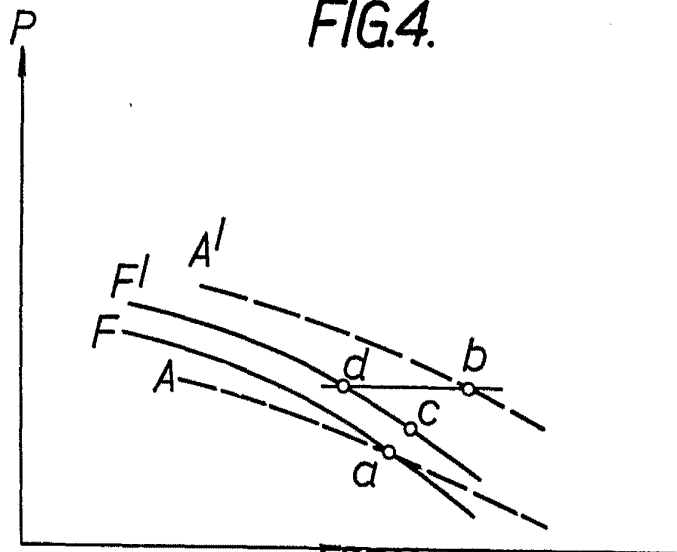


FIG.4.



ESCALA VARIABLE

MAR 15 DE Abril DE 1970

BERNARDO UNGER

F. P.

378628

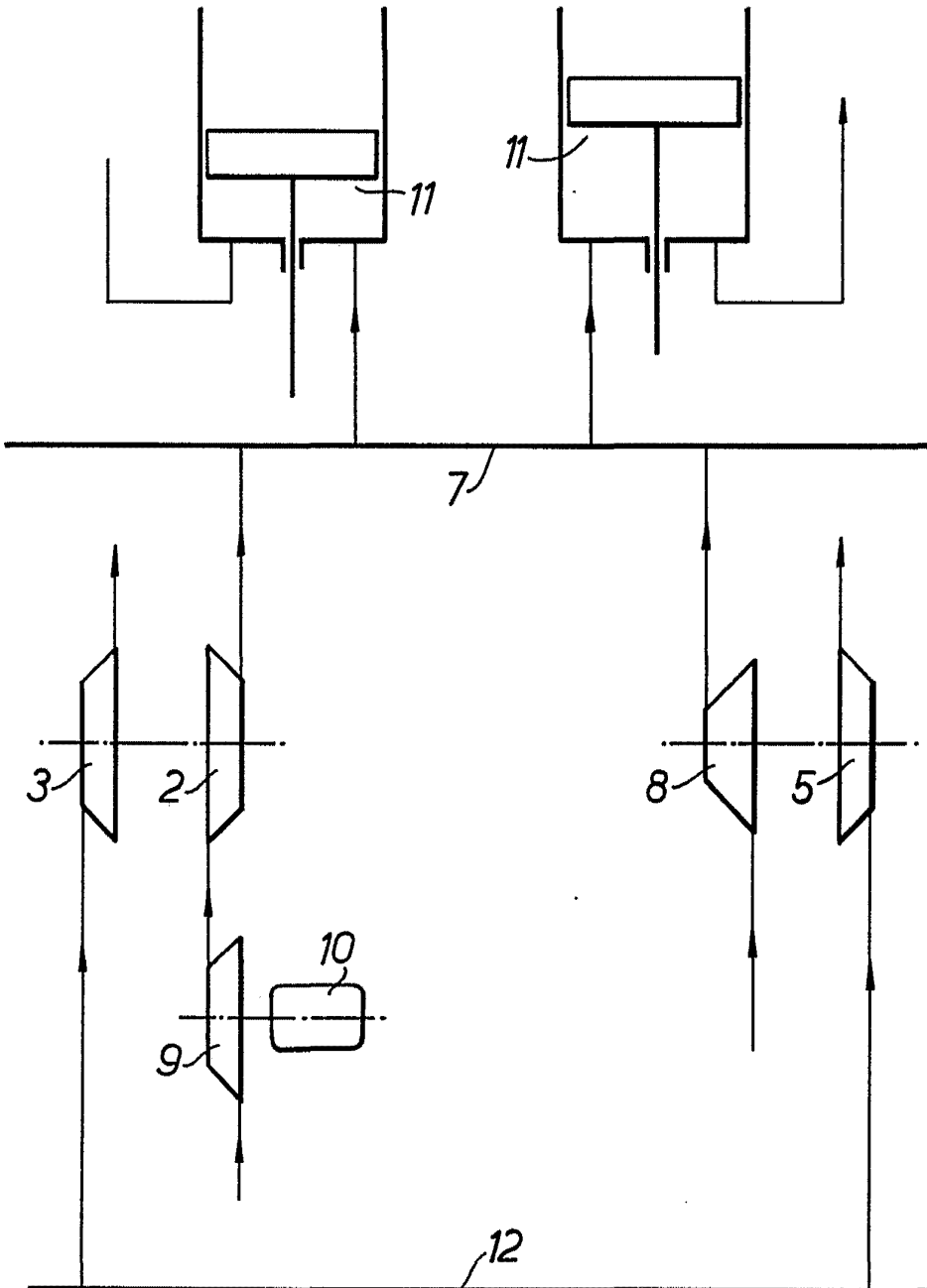
TZADOK ZAKON

TRES HOJAS/3a



1970

FIG.5.



ESCALA VARIABLE
MADRID, 15 DE Abril DE 1970
BERNARDO UNGRÍA
P. P.