

PATENTE DE INVENCIÓN

por 20 años

por "Un motor de combustión interna de dos tiempos turboalimentado por gases de exhaustación" - - - - -

a favor de: AKTIESELSKABET BURMEISTER & WAIN'S MASKIN- OG SKIBSBYGGERI, de nacionalidad danesa, domiciliada en: 2, Torvegade, COPENHAGEN (Dinamarca).

- - - - -

MEMORIA DESCRIPTIVA

La presente invención se refiere a los motores de combustión interna de ciclo de dos tiempos turboalimentado por los gases de exhaustación, en particular motores Diesel y en particular motores tales como los que están dispuestos para potencias elevadas, y especialmente, pero no exclusivamente, sin embargo, motores estructurados para ser usados para la propulsión de las máquinas de los barcos.

Más precisamente definida la invención se refiere a un motor de ciclo de dos tiempos turboalimentado por los gases de exhaustación en el cual los elementos de control de cada cilindro para admisión y escape están dispuestos de manera que cada cilindro trabaja con un periodo de post-escape, el cual preferiblemente tiene un área de tiempo suficientemente amplia



para servir como periodo de pre-escape durante la operación de popa del buque, y en el que el gas de exhaustación de cada cilindro del motor es dirigido a través de dos o más series de turbinas de exhaustación conectadas con un receptor inter-
5 mediario, de las cuales turbinas la primera está conectada con un número de cilindros asociados agrupados con no perturbadores de exhaustación y accionados con una pronunciadamente variable presión de entrada, por ejemplo como una turbina de impulsión, mientras la segunda turbina, que es de preferencia
10 común a dos o más de dichos grupos de cilindros, está alimentada por una sustancialmente constante presión de entrada desde el receptor intermedio y trabaja como una turbina de presión regular.

Hasta ahora, se ha pretendido construir tales motores de
15 tal manera que una descarga de aire del cilindro del motor durante el más bien largo periodo de post-escape es evitada lo más extensamente posible, para cuyo propósito se ha sugerido adaptar el tamaño del receptor intermedio y la relación entre la turbina de impulsión y la subsecuente turbina de presión regular de manera tal que una presión que es alta en relación a la presión barrida es mantenida en el receptor inter-
20 mediario, por cuyos medios la descarga a través de la turbina de impulsión durante el periodo de post-escape es contrarrestada, hasta la compresión para la nueva operación de carrera
25 inicial debida a la rápida reducción del volumen del cilindro y a la incubierta área de exhaustación durante el movimiento ascendente del émbolo.

En el motor según la presente invención, otros puntos de vista son, no obstante, adoptados, y con bases a lo último



la esencialidad de la invención consiste en que la relación entre el área de paso de la sección de la turbina de impulsión asociada con un grupo de cilindros y la proporción correspondiente a este grupo de cilindros del área de paso total de la turbina de presión regular es escogida de modo que la presión en el receptor intermediario -medida a sobrepresión sobre la atmosférica- a operación con carga normal y proporción normal de revoluciones asuma un valor cuyas cantidades no son más que la presión media en el receptor de aire barrido, mientras el área de paso de la sección de la turbina de impulsión interesada es escogida de modo que tenga una influencia esencial en la presión del receptor de aire barrido, y de una forma conocida contribuir a que la última presión asuma un valor que es considerablemente más elevado que la presión de carga que para el logro de la señalada potencia del motor debe prevalecer en el cilindro del motor a la efectiva iniciación de la compresión del último, mientras el área de tiempo efectiva de post-escape es así adaptada en el área asociada de la turbina de impulsión y el volumen del sistema de tubos de conexión para el último que esta presión de carga obtiene sustancialmente como consecuencia de una expansión parcial y descarga a través del elemento de exhaustación durante el periodo de post-escape de parte de la cantidad de aire presente en el cilindro al cierre del elemento de entrada.

25 Por la presente se obtienen un número de ventajas relacionadas con la construcción y operación las cuales unidas hacen posible el logro de una muy elevada efectiva presión media sin ningún detrimental aumento de la presión máxima en el cilindro y sin que la carga térmica de los componentes individuales del



motor exceda de la que es normal y permitible. Esto puede ser atribuido al hecho de que los multiperiodos de enfriamiento del aire, que pueden ser activados por la compresión en los turboalimentadores distribuyéndose entre dos o más periodos con la posibilidad de interenfriación, es suplementada por un considerable enfriamiento del aire en el cilindro del motor propio debido a la expansión que ocurre con la presión elevada que prevalece en el receptor de aire barrido para la considerablemente inferior presión de carga final al principio de la compresión en el cilindro del motor, y por el hecho de que esta considerable sobrepresión del aire escapado dentro los cilindros del motor hace posible emplear una comparativamente pequeña área de tiempo para el elemento de entrada (los orificios de salida del aire barrido), con lo cual el periodo de iniciación para el último puede hacerse muy corto y el tiempo de iniciación del elemento de exhaustación movido correspondientemente hacia atrás, de modo que se obtiene una prolongación correspondiente de la beneficiosa operación de carrera.

Además, se obtiene, por la combinación de las medidas referidas una favorable distribución del trabajo total de la turbina entre la turbina de impulsión y la turbina de presión regular con una conveniente gran parte del trabajo sobre la turbina de impulsión que según la experiencia pierde menos en potencia a bajas cargas del motor que las turbinas que trabajan con un sistema de presión regular, por lo cual una más segura operación de la planta total es lograda durante el funcionamiento con carga reducida, marcha en vacío, y arranque.

En esta conexión se observará que la turbina de impulsión así como la subsecuente turbina de presión regular puede ser



estructurada con uno o más periodos por lo que de una manera facultativa conocida puede ser colocada en una turbina sola o distribuída entre varias turbinas. La principal materia es el hecho que el gas de exhaustación es utilizado en dos series de operaciones conectadas con un receptor de presión regular intermedio, de manera que la primera extracción de trabajo del gas de exhaustación es ejecutada bajo una pronunciada fluctuación de presión de entrada para el primer periodo de la turbina, mientras la extracción de trabajo, ocurre después que el receptor intermedio se encuentra a una sustancialmente constante presión de entrada para el periodo apropiado de la turbina.

Es de observar también que el número de turbinas de impulsión paralelas depende del número de cilindros del motor y en las posibilidades de agrupación de los cilindros del motor en secciones de turbina comunes, y que como regla será ventajoso en motores con muchos cilindros usar una sola o solamente algunas turbinas de presión regular alimentadas desde el receptor intermedio, incluyendo todas o un número de las turbinas de impulsión exhaustica.

Es también de observar que hay una cierta correlación entre el área de tiempo del elemento de entrada del cilindro del motor y el área de paso de la turbina de impulsión conectada al cilindro, en el sentido que para obtener una cierta presión deseada en el receptor de aire barrido distintas combinaciones de área de tiempo para el elemento de entrada y área de paso para la turbina de impulso pueden emplearse; una amplia área de tiempo de entrada requiere una turbina de área de paso algo menor, y viceversa. Como la descarga de aire desde el cilindro del motor durante el post-escape en turno depende de ambas áreas de turbina de paso y turbina de impulsión, el área



de tiempo post-escape tendrá por este hecho siempre la posibilidad de elegir una combinación conveniente para que den ambas una suficiente elevada presión en el receptor de aire barrido y una suficiente expansión y duración post-escape durante el periodo de post-escape.

5

El hecho de que una sustancial parte de la energía para operar los turbocompresores es ganada con una turbina operando como una turbina de presión regular debe durante la operación normal dar una buena eficiencia en relación al empleo del gas de exhaustación, y la relación entre el área de paso del total del número de turbinas de impulso y el área de paso del total del número de turbinas de presión regular es por esto ventajosamente de acuerdo con la invención elegido de manera que a operación con carga normal y a normal relación de revolución la presión en el receptor intermediario reciba valores de a lo menos cerca de un cuarto de la presión en el receptor de aire barrido, por lo que están asegurados medios que así una parte considerable de la energía total de la turbina es suministrada por turbinas de presión regular a fin de que las ventajas de la elevada eficiencia de las últimas asegurarán por si mismas perceptiblemente el resultado total.

10

15

20

Como antes se ha mencionado, es un detalle importante de la invención que la compresión en el cilindro del motor de la carga para el siguiente inicio de carrera a una presión, la presión de carga, que está considerablemente baja la sustancialmente constante presión prevaleciendo en el receptor de aire barrido, una considerable expansión y descarga del aire contenido del cilindro con el aire del elemento de entrada habiendo ocurrido durante el periodo de post-escape, hasta la compresión. El efec-

25



to por la misma apuntado es, como se ha dicho, en parte por ser capaz de usar una sustancialmente pequeña área de tiempo de entrada que la otramente necesaria y en parte por obtener un enfriamiento interno de los cilindros como resultado de la expansión al aire cargado. Según la invención, dichos valores pueden ventajosamente ser adaptados a cada una de estas presiones de carga --por ejemplo la presión inicial para la compresión del cilindro del motor-- a operación con carga normal y normal relación de revolución a los mayores valores para tres cuartos, y de preferencia no más que dos tercios, de la presión en el receptor de aire barrido.

La invención está ilustrada en los dibujos en los cuales:

- la figura 1 muestra esquemáticamente un detalle de un motor de ciclo de dos tiempos 7-cilindros según la invención;
- 15 - la figura 2 es otro detalle de un motor similar;
- la figura 3 es un diagrama de carreras de presión del periodo implicado, y
- la figura 4 es un diagrama de control para cilindro de motor.

20 La figura 1 muestra simplemente esquemáticamente un motor Diesel de ciclo de dos tiempos 7-cilindros, los cilindros del cual están indicados por 1-7. Los elementos de exhaustación, no mostrados, de los cilindros están por medio de tubos, lo más cortos posible y del menor volumen posible, conectados

25 agrupados a dos turboalimentadores 8 y 9, las partes de turbina 10 y 12 de los cuales trabajan como turbinas de impulsión y cada una de ellas impulsa una parte compresora 11 y 13, respectivamente. De las turbinas 10 y 12 el gas exhaustico es llevado a través de los tubos a un receptor intermediario 14 el cual



está dimensionado para que una sustancialmente constante presión prevalezca en él. Desde el receptor intermediario 14 el gas exháustico pasa, a través de un turboalimentador de exhaustación 15, a la turbina 16 la que trabaja como turbina de presión regular y descarga el gas exháustico a la atmósfera, de preferen-
5 cia a través de una caldera de vapor exháustico y un silenciador del tipo conocido. La parte compresora 17 del turboalimentador de gas exháustico 15 aspira aire de la atmosfera y descarga el aire comprimido a través de interenfriadores 18 a las dos par-
10 tes compresoras 11 y 13 que trabajan en paralelo y ejecutan una adicional compresión del aire y lo conducen a través de un enfriador 19 intermediario al receptor de aire barrido 20 del motor.

La realización del motor mostrado en la figura 2 difiere
15 del mostrado en la figura 1 en que los turboalimentadores 8 y 9 forman el primer periodo de compresión, mientras el turboali-
mentador de presión regular 15 forma el segundo periodo de com-
presión para el aire.

El diagrama de control para cada cilindro motor está re-
20 presentado de la manera usual en la figura 4, donde las curvas U y S muestran las áreas de paso de los elementos de exhaustación de los cilindros y sus elementos de entrada (generalmente orificios de salida del aire barrido) que son destapados en cual-
quier momento. Las curvas U y S están de la manera conocida tra-
25 zadas con las áreas de paso sobre un eje de abcisas el cual mues-
tra la posición de giro con trazos graduados a ambos lados del punto muerto inferior BDP. Puede verse que en el ejemplo el dia-
grama de control representado está simétricamente rodeando BDP,
de manera que el motor particular debe operar exactamente de la



misma manera en ambas direcciones de rotación.

En el diagrama de la figura 4 se notará en particular que ha sido posible limitar la duración del periodo de apertura de los orificios de salida del aire barrido a un total de solo 60° dispuestas simétricamente rodeando BDP.

En el diagrama de la figura 3, los ejes de abscisas por otra parte representan el trazado de la posición de giro en grados a ambos lados de BDP, mientras las ordenadas indican presiones en valor absoluto con los ejes de abscisas como línea atmosférica.

La presión en el receptor de aire barrido es en esta conexión considerada como constante y está representada por la línea horizontal P_S , mientras la presión en el receptor intermedio entre las dos turbinas de exhaustación conectadas en serie puede también ser considerada como constante y está representada por la línea horizontal P_M .

La presión en el cilindro está representada por la curva P_C , mientras la presión en el tubo de exhaustación antes de la entrada a la turbina de impulsación está representada por la curva P_U .

Los tiempos de apertura y cierre del elemento de exhaustación y elemento de entrada están indicados con los ejes de abscisas y con la línea P_M correspondiendo a los valores mostrados en la figura 4.

Se deduce del diagrama que la presión P_U , que al comienzo del periodo implica, corresponde a la presión constante P_M en el receptor intermedio, luego que el elemento de exhaustación comienza a abrirse hacia arriba empinadamente durante el periodo de pre-escape y cerca de la mitad de ella ha asumido sus-

326403



tancialmente el mismo valor que la presión P_C prevaleciendo al mismo tiempo en el cilindro, la caída dilatada de la cual es entonces un poco retardada y se hace menos empinada.

5 Durante el resto del periodo de pre-escape las presiones P_U y P_C discurren muy contiguas paralelas y entrecortan la línea de presión P_S -la presión en el receptor de aire barrido- alrededor del momento en que los orificios de salida del aire barrido son abiertos.

10 En el propio periodo de barrido, mientras los orificios de salida del aire barrido están abiertos, el comparativamente muy elevado aire comprimido del receptor de aire barrido penetra en el cilindro y desplaza el resto del gas fuera a través del elemento de exhaustación, la presión en el cilindro permaneciendo muy cerca de la presión en el receptor de aire barrido,
15 de la cual se diferencia solamente por la antes bien desatendible caída de presión a través los orificios de salida del aire barrido, una caída de presión que puede ser mantenida baja, positivamente también en particular, relativamente, debido al hecho que la cantidad necesaria de aire es altamente
20 comprimida y por esto tiene un correspondiente pequeño volumen y una correspondiente baja velocidad de paso a través los orificios de salida.

Hacia el final del periodo de barrido, donde el área de los orificios de salida del aire barrido decrecen rápidamente,
25 la presión en el cilindro tiende a descender debido a la expansión de los contenidos del cilindro fuera a través de los aún abiertos orificios de salida de exhaustación, y éstos continúan después del cierre de los orificios de salida del aire de exhaus-

326403



tación en el propio periodo de post-escape al tiempo que la presión en el cilindro debida al caudal constante del aire presente en el cilindro continúa cerrándose a un valor mínimo que es alargado a un tiempo en el que el volumen del cilindro a otra vez empezado a decrecer rápidamente y supera la descarga a través la simultáneamente rápida disminución del área de paso del elemento de exhaustación. La presión mínima así alcanzada en el cilindro del motor muestra en el ejemplo cantidades entre 55 y 60 por ciento de la presión del receptor de aire barrido y representan, de paso, la presión de período de admisión desde la compresión para el subsiguiente ciclo de trabajo en la puesta en marcha efectiva del cilindro.

Los valores relativos de las presiones P_S en el receptor de aire barrido y P_M en el receptor intermediario están determinados por la relativa dimensión de la turbina de impulsión y la subsecuente turbina de presión regular, y es, en el ejemplo mostrado, así adaptado que la presión en el receptor intermediario asciende a dos quintos de la presión del receptor de aire barrido. Una parte sustancial de la energía del gas de exhaustación es así utilizada en la turbina de presión regular, mientras la parte utilizada en la turbina de impulsión asciende a una así comparativamente gran parte de la energía total que el superior efecto de la turbina de impulsión a más bajas cargas mejorando la misma perceptiblemente cuando el motor trabaja a carga incompleta.

La invención, naturalmente, no se limita a lo expuesto en los ejemplos y a lo descrito, sino, que sin apartarse de la esencialidad de la misma, es posible escoger el tipo, tamaño



y número de cilindros del motor, así como adoptar las relativas y absolutas dimensiones de cada uno de los componentes dentro del objeto establecido en las reivindicaciones de la patente.

5 Se ha demostrado posible construir grandes Motores Diesel para la marina, de dirección reversible, para medios efectivos de presión tales como $15\text{Kg}/\text{cm}^2$ sin dificultades ni consecuencia alguna en relación a las presiones máximas resultantes y cargas térmicas y con una economía de carburante que está a lo menos a nivel de los motores convencionales.

N O T A

10 Por la patente de invención a que se refiere la presente memoria descriptiva se REIVINDICA la propiedad y la explotación exclusiva de:

15 1.- Un motor de combustión interna de dos tiempos turboalimentado por gases de exhaustación, con un periodo de post-escape que de preferencia tiene un área de tiempo que es suficientemente extensa para servir como periodo de pre-escape en trabajo
20 marcha atrás, y, con dos o más series de turbinas de exhaustación conectadas con un receptor intermediario, de las cuales la primera turbina está conectada a un número de cilindros agrupados asociados con no-interferidores de exhaustación y operados con una presión de entrada fuertemente fluctuante, como una turbina de impulsión, mientras la segunda turbina, que es de preferencia común a dos o más de dichos grupos de cilindros, es alimentada a presión sustancialmente constante desde el receptor inter-
25 mediario y operada como una turbina de presión regular, esencialmente caracterizado por el hecho de que la relación entre el área de paso de la sección de la turbina de impulsión asocia-

326493² E AB



5
10
15
20

ciada con un grupo de cilindros y la proporción de la total área de paso de la turbina de presión regular correspondiente a dicho grupo de cilindros es elegida de modo que la presión del receptor intermediario, medida a sobrepresión sobre la atmosférica a operación con carga normal y relación normal de revolución, asuma un valor con cantidades no mayores que la presión media en el receptor del aire barrido, mientras el área de paso de la sección de la turbina de impulsión interesada es elegida de modo que tiene una esencial influencia en la presión del receptor de aire barrido y de una manera conocida por sí contribuyendo a hacer que la última asuma un valor que está considerablemente sobre la presión de admisión el cual para la consecución del descrito motor es preciso prevalezca en el cilindro del motor al principio efectivo de la compresión de éste, mientras el área efectiva de post-escape es así adaptada en el área de la turbina de impulsión asociada y el volumen del sistema de tubos de conexión para el último que está presión de carga obtiene sustancialmente como consecuencia de la descarga a través del elemento de exhaustación durante el periodo de post-escape de parte de la cantidad de aire presente en el cilindro al cierre del elemento de entrada.

25

2.- Un motor, tal como el especificado en 1, caracterizado por el hecho de que la relación entre la turbina de impulsión y la turbina de presión regular es elegida de modo que la presión en el receptor intermediario alcanza a lo menos un cuarto de la presión del receptor de aire barrido.

3.- Un motor, tal como el especificado en 1 o 2, caracterizado por el hecho de que los valores referidos en el área así adaptada a una y otra a fin de que la presión en el cilindro du-

326403, ABR



- 14 -

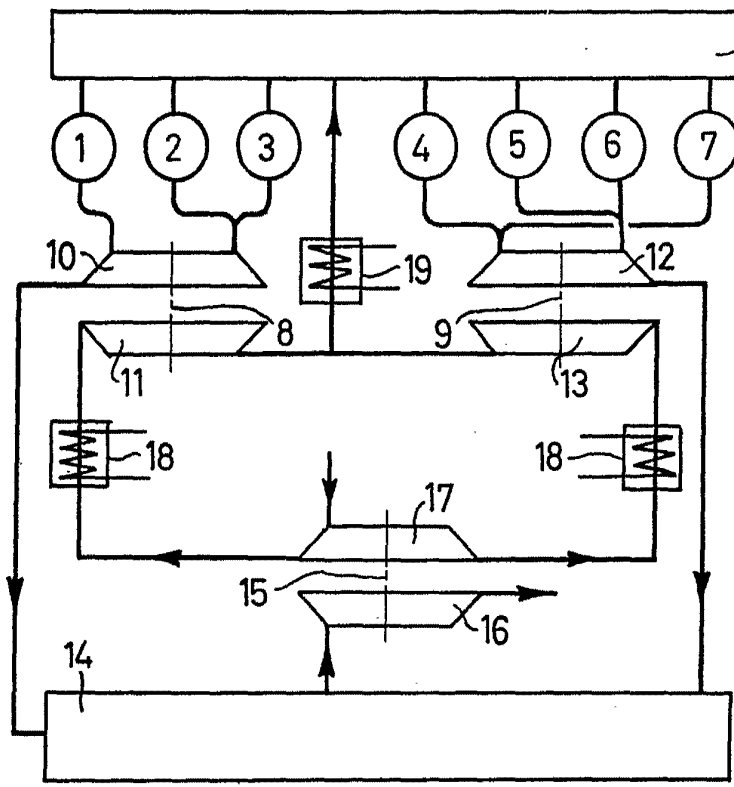
rante el periodo de post-escape, presión de admisión, alcance a lo menos tres cuartos, y preferiblemente no más que dos tercios, de la presión del receptor de aire barrido.

4.- "Un motor de combustión interna de dos tiempos turboalimentado por gases de exhaustación".

Consta la presente memoria descriptiva de catorce hojas foliadas, escritas por una sola cara.

Barcelona, 28 de Abril de 1966.

E. LARA REYNALDO
p. p.



328493

FIG. 1

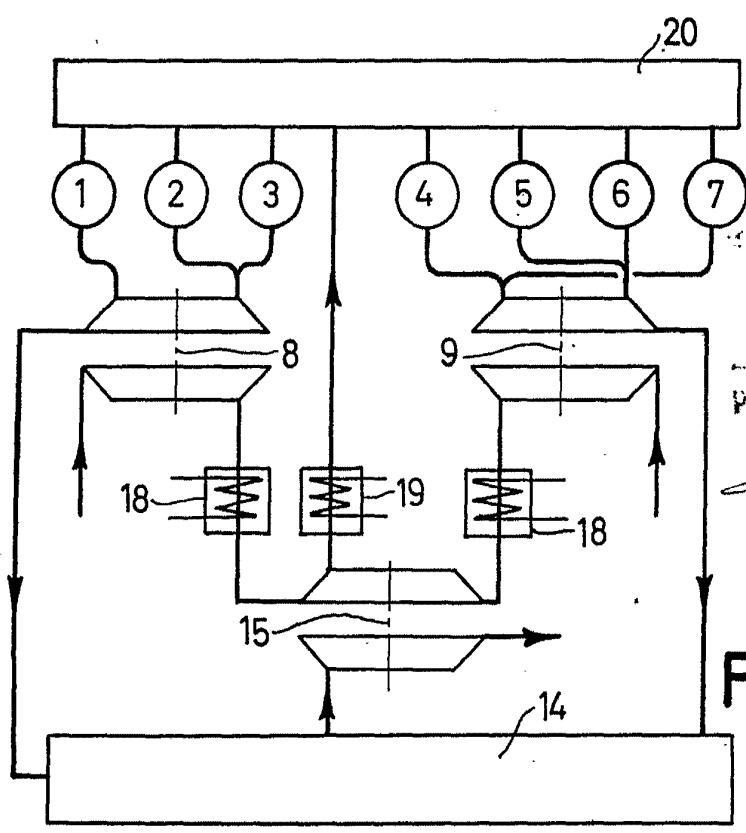


FIG. 2

[Handwritten signature]



326493

FIG. 3

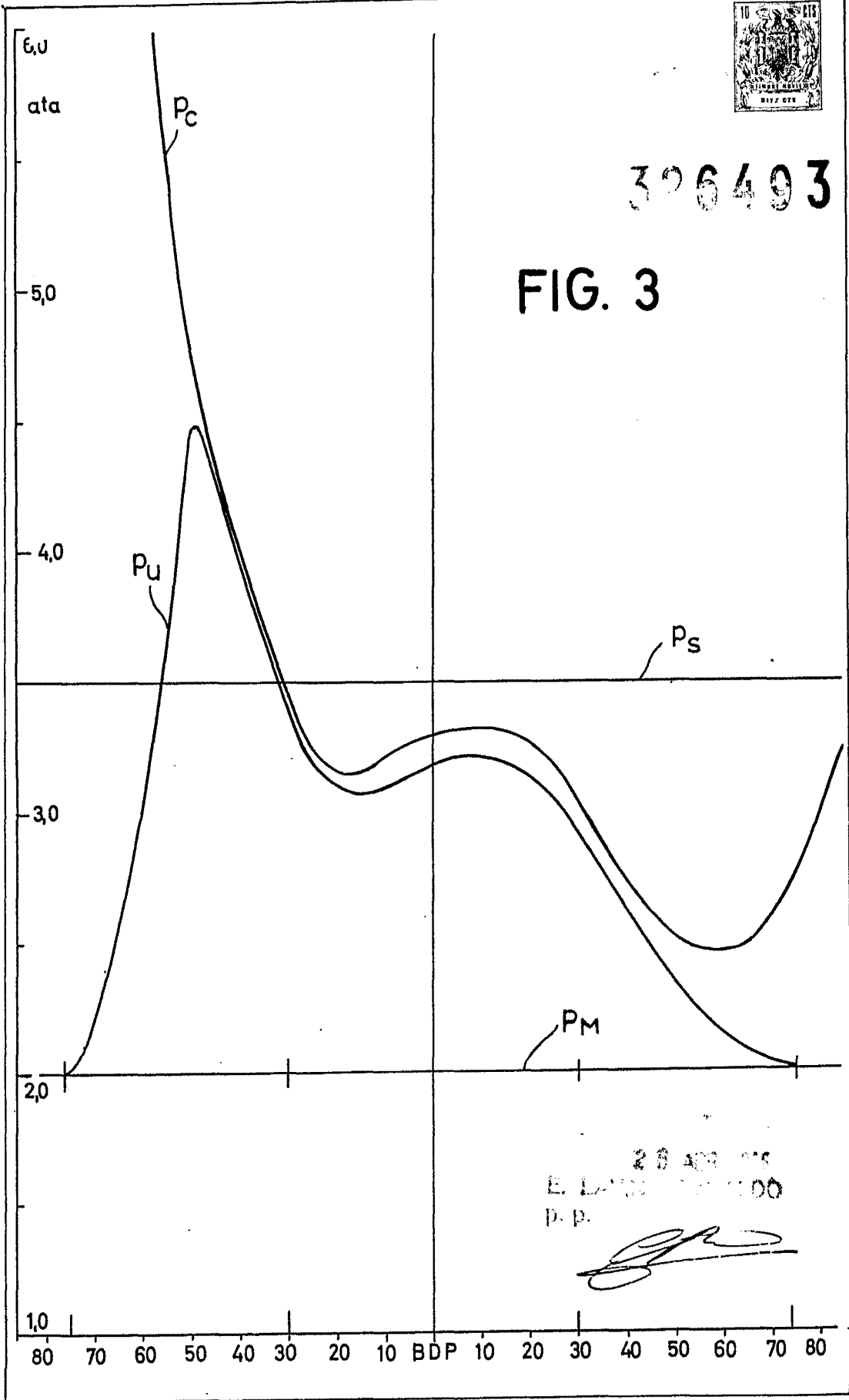
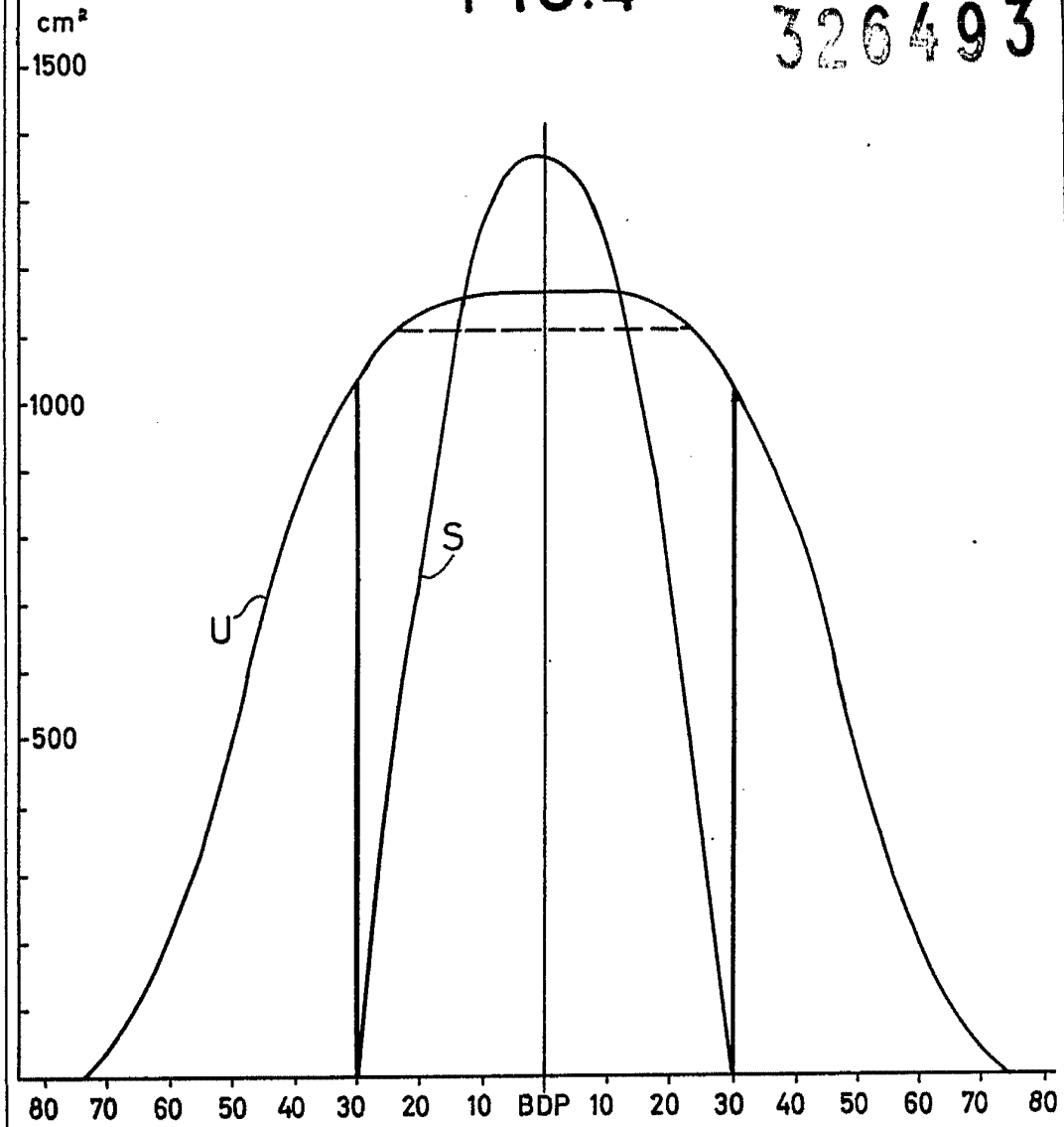




FIG.4

326493



VARIANSE
E. LARSEN
P. P.