

308555



PATENTE DE INVENCION

que por veinte años, para España y sus Posesiones, se solicita a favor de la firma: GEBRÜDER S U L Z E R AKTIENGESELLSCHAFT, entidad suiza , domiciliada en WINTERTHUR (SUIZA), por:

" MOTOR DIESEL SOBREALIMENTADO "

Memoria descriptiva

5 , La presente invención concierne a un procedimiento de funcionamiento de un motor de combustión Diesel sobrealimentado, caracterizado por el hecho de que el motor tiene una carrera de compresión efectiva reducida y de que está previsto un enfriamiento variable del aire de admisión durante el funcionamiento antes de su admisión en los cilindros del motor, y de que, con carga parcial, la carrera de compresión efectiva reducida queda igual que con funcionamiento a plena carga, y de que al disminuir la potencia se reduce el enfriamiento del aire de admisión.

10 El motor de combustión de émbolo sobrealimentado según la invención para la aplicación del procedimiento se distingue por el hecho de que tiene una carrera de compresión efectiva reducida y un refrigerador de aire dispuesto después del impulsor del -



15 aire de admisión y de que la regulación de los órganos de mando -
que influyen en la carrera de compresión es invariable durante el
funcionamiento y de que el refrigerador está provisto de un siste-
ma para reducir de manera regulable su efecto refrigerador duran-
te el funcionamiento.

20 Se conocen ya motores de combustión de émbolo de cuatro -
tiempos con carrera de compresión efectiva reducida . En estos mo-
tores , se consigue una reducción de la carrera efectiva de compre-
sión gracias a que las válvulas de admisión, antes del comienzo -
de la carrera de compresión, son cerradas antes o después que en -
un motor de cuatro tiempos corriente con plena carrera de compre-
25 sión. En el caso de un cierre anticipado, se verifica durante la
parte siguiente de la carrera del émbolo, hasta su punto muerto -
inferior, una expansión del aire de admisión en el cilindro. En -
el otro caso, el de un cierre retardado de los órganos de admisión,
la carrera de compresión empieza más tarde. Se ha comprobado, y a
30 continuación debe también demostrarse teóricamente, que un tal mo-
tor tiene un bajo consumo específico de combustible no alcanzable
en el funcionamiento de otros motores. Sin embargo, este tipo de
motores , en su ejecución , ha resultado hasta aquí complicado -
desde el punto de vista mecánico por cuanto, para el funcionamien-
35 to con carga parcial, requiere un dispositivo para variar el ins-
tante del cierre de los órganos de admisión hacia la plena carrera
de compresión, ya que de otro modo se producen dificultades de -
funcionamiento. Esta posibilidad de regulación necesaria del ins-
tante de cierre de los órganos de admisión encarece considerable-
40 mente el tipo de motores conocidos y constituye una fuente de posi-
bles perturbaciones . La invención tiene el fin de crear una regu-
lación de carga parcial más sencilla y de mayor seguridad de fun-
cionamiento en un motor de carrera de compresión reducida.

3 0 8 5 5 5



- 3 -

Se explicará la invención con referencia al dibujo, en -
45 el cual:

La figura 1, muestra la disposición esquemática del motor de combustión según la invención con turbina de carga y refrigerador de aire,

La figura 2 es un diagrama idealizado del ángulo de mani-
50 vela,

La figura 3, es un diagrama idealizado de pv,

La figura 4, es un diagrama idealizado de T-S para explica-
ción del motor conocido y del motor según la invención.

En la fig. 1 se representa el sistema según la invención .
55 El motor de explosión M, que de manera en sí conocida posee una carrera de compresión efectiva reducida , está también previsto - de manera conocida de un grupo de turbina de carga T,L y de un - refrigerador de aire K. Los gases de escape del motor de combus-
tión son conducidos a la turbina T que acciona el turbocompresor
60 L. El aire comprimido de admisión es conducido al motor a través de un refrigerador K. Según la invención , el refrigerador de -
aire K está provisto de un conducto de desviación U en el cual se encuentra dispuesto un órgano D de estrangulación. El órgano de
estrangulación D está sometido, a través de un regulador R y de
65 un conducto S, a la influencia de una magnitud de funcionamiento del motor , por ejemplo del número de revoluciones , variable con el campo de trabajo.

La figura 2 muestra el diagrama idealizado del ángulo de -
manivela de un motor con carrera de compresión reducida. Mientras
70 que en el motor de cuatro tiempos corriente el cierre teórico de las válvulas de admisión se verifica en el punto muerto inferior (UTP), el cierre en un motor con carrera de compresión reducida - se verifica antes o después del punto muerto inferior en el ángulo
lo α .



75 La fig. 3 muestra a titulo comparativo dos diagramas idealizados de p_v de un motor de cuatro tiempos corriente y de un motor de cuatro tiempos con carrera de compresión reducida y acortada, en igualdad de potencia. En el motor de cuatro tiempos corriente (línea continua) con plena carrera de compresión, se aspira a lo
80 largo de la línea de presión horizontal 1-2 de la fig. 3, en el punto 2 se verifica el cierre de los órganos de admisión y sigue la compresión hasta el punto 3. Entre los puntos 3, 4 y 5 se verifica luego la alimentación de calor debida a la combustión del carburante alimentado. Entre 5 y 6 se verifica la expansión, en el
85 punto 6 se abre el órgano de salida y la presión en el cilindro baja a la presión del punto 7, que corresponde a la del punto 2.

En un motor de carrera de compresión reducida y de igual potencia, la presión del aire de carga es algo superior, lo que está representado por la línea discontinua 1' y 2', si el peso de la
90 carga en el cilindro tiene que quedar igual. En el punto 2' se verifica el cierre del órgano de admisión, y precisamente, en este caso en el ángulo α después de UTP. La presión en el cilindro sigue luego la línea discontinua hasta el punto 7' y después vuelve atrás hasta el punto 2', donde empieza la compresión efectiva. A
95 partir de allí, la compresión, debido a la presión de carga aumentada de manera correspondiente, se desarrolla análogamente a la compresión del motor corriente, así como la alimentación de calor debida a la combustión, con la diferencia de que, por razones que se explicarán más adelante, el punto final de la alimentación de
100 calor no se encuentra en el punto 5, sino en el punto 5' y de que el volumen de compresión ha disminuido. De manera correspondiente se desarrolla luego la expansión a lo largo de la línea discontinua 5', 6'. Después de abrirse el órgano de expulsión en el punto 6', la presión en el cilindro baja a la presión del punto 7', que es
105 la presión del aire de carga.

308555



- 5 -

Con el diagrama de p_v de la fig. 3, se fundamentan teóricamente a continuación las diferencias anteriormente mencionadas. Debe además demostrarse por qué motores sobrealimentados con carrera de compresión reducida revelan un mejor grado de efecto térmico que los motores sobrealimentados corrientes. Fíjense para ello de momento las condiciones iniciales que permiten una perfecta base de comparación, refiriéndose los símbolos con una comilla (') al proceso con carrera de compresión efectiva reducida:

1. Volumen de la carrera : $V_h' = V_h$
- 115 2. Presión media indicada : $P_{mi}' = P_{mi}$
3. Peso de la carga de cilindro : $G'_{carga} = G_{carga}$
4. Temperatura del aire de carga : $T_2' = T_2$
5. Presión de ignición : $P_4' = P_4$
6. Relación de aumento de presión: $\frac{P_4'}{P_3'} = \frac{P_4}{P_3}$

120 La condición 5 fué elegida para obtener una igual solici-
tación mecánica de punta, mientras que la condición 6 permite,
según enseña la experiencia, un desarrollo óptimo de la combus-
tión.

125 Para hacer fácilmente visible y controlable la presente -
comparación, se basó el cálculo, como ya se ha dicho, en procesos
idealizados. Los procesos idealizados se distinguen de los proce-
sos reales en lo siguiente. Se admite que:

1. La compresión y la expansión se verifican de manera pu-
ramente adiabática.
- 130 2. En el proceso normal, los momentos de mando coinciden
con los puntos muertos.
3. La presión de admisión es igual a la presión de expul-
sión y en la carrera de admisión no se verifican calentamiento



alguno del aire.

135 4. En los conductos del aire y del gas, así como en el refrigerador, no se producen pérdidas de presión.

5. La combustión se verifica exclusivamente con volumen constante y presión constante.

140 6. El peso de los gases que se encuentran en el cilindro - queda invariado durante el entero proceso.

7. El exponente adiabático K es independiente de la temperatura y de la compresión del gas.

Para la ejecución de los cálculos en cuestión, se presuponen además los datos siguientes:

145 1. Aumento de la presión de carga : $P_2'/P_2 = 1,5$

2. Relación de compresión : $E = 12,0$

3. Presión de carga : $P_2 = 1,0 \text{ atm.r.}$

4. Presión de ignición : $P_4 = 8,5 \text{ atm.r.}$

5. Relación de aumento de presión : $P_4/P_3 = 1,33$

150 6. Temperatura del aire de carga después del refrigerador : $T_2 = 45^\circ \text{ C}$

7. Relación de combustión (proporción del calor efectivamente alimentado al gas con $v = \text{constante}$): $\frac{Q_{al}}{Q_{al}} = 0,22$

155 8. Exponente adiabático : $K = 1,40$

En las condiciones previas anteriores, es posible, mediante las relaciones termodinámicas conocidas, calcular los siguientes valores:

160 1. El acortamiento relativo de la carrera de compresión, expresado por :

$$\frac{V_7' - V_2'}{V_h} = 1 + \frac{1}{E-1} \left(\frac{P_2}{P_2'} \right) - \frac{E}{E-1} \cdot \frac{P_2}{P_2'} = 0,355$$

508555

308555



- 7 -

2. El aumento relativo de la relación de compresión:

$$\frac{E'}{E} = \frac{1}{E} + \frac{1 - \frac{1}{E}}{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{K-1}{K}}} = 1,111$$

3. La variación relativa del volumen específico del escape preliminar:

$$\frac{V'_6}{V_6} = \frac{E - 1 + \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{K-1}{K}}}{E} = 0,790$$

4. La disminución relativa de la temperatura final de compresión:

$$\frac{T'_3}{T_3} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{K-1}{K}} = 0,890$$

5. La presión media indicada del proceso normal en :

$$P_{mi} = \frac{P_4 [K \cdot V_5 - (K-1) V_3] - V_2 (P_6 - P_2) - P_3 V_3}{(K-1) V_h} = 13,550 \text{ [leg/cm}^2\text{]}$$

siendo:

$$\frac{V_5}{V_h} = \frac{V_3}{V_h} \left[\frac{\left(\frac{Q_{al}}{Q_{al}} - 1\right) (P_5 - P_3)}{K \cdot P_5} + 1 \right]$$

y :

$$P_6 = P_4 \left(\frac{V_5}{V_2}\right)^K = 5,380 \text{ ata.}$$

6. Por la relación :

$$P_{mi} = P'_{mi} = \frac{P_4 (K V_5 + V'_6)^{1-K} - V'_3 [(K-1) P_4 + P_3] + P'_2 [K V'_3 - (K-1) V'_6]}{(K-1) V_h}$$

170

es posible calcular por iteración el volumen relativo :

$$\frac{V'_5}{V_h} = 0,142$$

y

por tanto también la presión del escape preliminar :

$$P'_6 = P_4 \left(\frac{V'_5}{V'_6}\right)^K = 5,030 \text{ ata.}$$

7. La relación de los calores efectivamente alimentados al

gas durante la combustión ($Q_{al.} = Q_{combust.} = Q_{a. \text{ refr.}}$):

$$\frac{Q'_{al}}{Q_{al}} = \frac{K P_4 (V_5 - V_3) + V'_3 (P_4 - P_3)}{K P_4 (V_5 - V_3) + V_3 (P_4 - P_3)} = 0,999$$



Se ve por ello que, en ambos procesos, tiene prácticamente
175 que ser alimentada al gas exactamente la misma cantidad de calor
para obtener la misma potencia del motor. Para advertir por qué -
el proceso con carrera reducida de compresión necesita menos com-
bustible, es necesario observar el diagrama de entropía represen-
tado en la fig. 4.

180 En el diagrama de T-S se representa con líneas continuas el
proceso del motor de cuatro tiempos corriente, mientras que el -
proceso del motor de cuatro tiempos con carrera de compresión -
acortada está representado con las líneas discontinuas. La denomi-
nación de los puntos corresponde ampliamente a la de la fig. 3 ,
185 sólo que están incluidos además los fenómenos en la turbina de -
carga y en el refrigerador de aire. Así, en el diagrama de la fig.
4 , la línea vertical 0-10 representa una compresión adiabática
en la turbina de carga. La línea 10-2 corresponde al nuevo enfria-
miento en el refrigerador de aire K a la temperatura de refrigera-
190 ción dada por la temperatura del agua de enfriamiento. La línea -
vertical 2-3 representa la compresión adiabática en el motor y -
las líneas 3-4 y 4-5 la alimentación de calor en el cilindro por
la combustión del carburante, y precisamente idealizada primero
al 22% con $\gamma =$ constante y después los otros 78% con $p =$ constante.
195 La línea 5-6 corresponde a la expansión adiabática en el cilindro,
la línea 6-7 al escape preliminar hasta la presión del punto 2 -
después de la apertura del órgano de escape, y la línea 7-8 a la
expansión adiabática en la turbina hasta la presión atmosférica.

El proceso con carrera de compresión reducida representado
200 con líneas discontinuas en el diagrama de la fig. 4 se distingue
del proceso normal especialmente en que la eliminación de calor
en el refrigerador de aire es mayor que en el proceso normal. -
Gracias a ello , también la temperatura final, con una compresión
en el cilindro a la misma presión final, es inferior a la del pro-
205 ceso normal y a pesar de la misma alimentación efectiva de calor



al gas también lo es la temperatura final después de la combustión. Como en el motor con carrera de compresión reducida las temperaturas restantes del proceso son también inferiores a la del proceso normal, como puede verse en el diagrama de la fig. 4 por la posición relativa de los puntos 3,3'; 4,4'; 5,5' , resulta de ello que, en igualdad de alimentación efectiva de calor al gas en el cilindro, con el proceso de carrera de compresión reducida la cantidad de calor cedida al medio refrigerante tiene que ser inferior , y por tanto también el calor alimentado al combustible puede ser inferior, lo cual, sin embargo, no significa sino que un motor con carrera de compresión reducida tiene que revelar un grado de rendimiento térmico superior al de un motor de combustión normal.

En cuanto a la magnitud de la mejora del grado de rendimiento térmico , es posible hacerse de la mejor manera una idea de la misma comparando las temperaturas finales de compresión de ambos casos, calculadas con el diagrama p-V con la temperatura media de la pared de los cilindros, ya que esta diferencia de temperatura ofrece un punto de apoyo para juzgar el grado en el cual el flujo de calor del enfriamiento se ha modificado al pasar del gas a la pared:

$$T_3 = T_2 \left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 860^\circ \text{ K}$$

$$T_3' = 0,890 T_3 = 766^\circ \text{ K}$$

Supongamos que la temperatura media superficial de la pared del cilindro sea $T_{wm} = 450^\circ \text{ K} (177^\circ \text{ C.})$. Obtendremos las siguientes diferencias de temperatura:

$$T_3 - T_{wm}, \Delta T_m = 410^\circ \text{ K}$$

$$T_3' - T_{wm}, \Delta T_m' = 316^\circ \text{ K}$$

por tanto:

$$\frac{\Delta}{\Delta'} \cdot \frac{T_m'}{T_m} = 0,770$$

Esto significa que también la pérdida de calor por enfriamiento debería ser inferior en un 23% aproximadamente. Sin embargo, como la pérdida de calor por el lado del escape , como se demostrará más adelante , y el grado de rendimiento mecánico no ha varia --



- 10 -

do, se obtiene del balance térmico del motor que :

$$Q_{\text{combust}} = A \cdot n_{\text{mec.}} \cdot L_{\text{ina}} + Q_{\text{gas esc.}} + Q_{\text{knhi}} \left[\frac{\text{Keal}}{h} \right]$$

$$\text{resp} = Q'_{\text{combust}} = A \cdot n_{\text{mec.}} \cdot L_{\text{ina}} + Q_{\text{gas esc.}} + Q'_{\text{enfr.}} \left[\frac{\text{Keal}}{h} \right]$$

$$\frac{n+h}{n'+h} = \frac{Q'_{\text{comb.}}}{Q_{\text{comb.}}} = 1 - \frac{Q_{\text{enfr.}}}{Q_{\text{comb.}}} + \frac{Q'_{\text{enfr.}}}{Q_{\text{comb.}}}$$

Supongamos que :

$$\frac{Q_{\text{enfr.}}}{Q_{\text{comb.}}} = 0,200$$

235

Se obtiene :

$$\frac{Q'_{\text{enfr.}}}{Q_{\text{comb.}}} = (1 - 0,23) 0,200 = 0,154$$

Por lo que resulta:

$$\frac{n'+h}{n+h} = \frac{1}{1 - 0,200 + 0,154} = 1,05$$

Este valor de un 5% de ahorro de combustible no corresponde efectivamente mal a las mejoras de consumo que se han dado a conocer y que son propias de este tipo de motor.

240

Si seguimos ulteriormente los dos procesos en el diagrama T-S, reconocemos que de 6 a 7 y respectivamente de 6' a 7' se verifica el escape preliminar, unido a las correspondientes pérdidas de estrangulación (aumento de entropía). Ahora bien, es característico del motor con carrera de compresión reducida (líneas discontinuas) el que en éste la diferencia de presión para superar (6'-7') es inferior a la del proceso normal (6-7). Como ha --
mostrado el cálculo anterior, la presión p'_6 es inferior a la presión p_6 . Simultáneamente, en el motor con carrera de compresión reducida (diagrama en líneas discontinuas), la presión antes de --
245 la turbina es más alta a consecuencia de la más elevada presión de carga. Se deriva de ello que, en el motor con carrera de compresión reducida, el aumento de entropía durante la operación de escape preliminar es considerablemente inferior, por lo cual han sido reducidas las pérdidas de energía. Por esta razón, las tem-
250 peraturas antes de la turbina en el motor con carrera de compresión

255



- 11 -

si3n reducida son s3lo poco m3s peque1as que las del proceso normal. Simult3neamente, las p3rdidas de energ3a debidas al cambio de gas en el motor son inferiores a consecuencia de la m3s elevada presi3n de carga (mayor densidad de aire). Ello explica el que la caida de entalpia a disposici3n de la turbina basta, lo mismo que en el proceso normal, para proporcionar la cantidad necesaria de aire de --

260 carga.

Adem3s, mediante el presente diagrama T-S puede realizarse la comprobaci3n siguiente de la p3rdida de gas de escape ya mencionada. Como la p3rdida de calor relacionada con los gases de escape, referida al motor, se calcula de la siguiente manera:

265

$$Q_{\text{gas escape}} = G_{\text{carga}} \left(T_7' |cp|_0^{T_7'} - T_2 |cp|_0^{T_2} \right) \left[\frac{\text{Kcal}}{h} \right]$$

resulta del hecho $T_{7'} = T_7$ la comprobaci3n de que tiene que ser --

$Q'_{\text{gas de escape}} = Q_{\text{gas de escape}}$, ya que las magnitudes restantes son por definici3n exactamente iguales para ambos procesos. Esta

270 comprobaci3n confirma, pu3s, la suposici3n preliminar hecha con ocasi3n de la valoraci3n del grado de rendimiento t3rmico, de que la p3rdida de calor de los gases de escape es, en el proceso con carrera de compresi3n reducida, no s3lo a lo sumo igual, sino incluso algo m3s peque1a que en el proceso normal.

275 Sin embargo, por el diagrama de la fig. 4 puede tambi3n verse simult3neamente que en el funcionamiento con carga parcial, a consecuencia de la presi3n de carga reducida en comparaci3n con el funcionamiento a plena carga, la temperatura de compresi3n T_3' , que tambi3n en el funcionamiento a plena carga es relativamente baja,

280 puede bajar tanto que no sea ya posible un funcionamiento del motor por el sistema Diesel. En los motores conocidos con carrera de compresi3n reducida, esta circunstancia es contrarrestada haciendo -- que el momento de cierre del 3rgano de admisi3n sea desplazado hacia el punto muerto inferior, es decir, por tanto, en el sentido del --



285 proceso normal con carrera de compresión sin reducir. Este despla-
zamiento del momento de cierre, que tiene que ser continuo para
permitir una adaptación al estado de funcionamiento del motor ,
surte el efecto de una considerable complicación y de una posibili-
dad correspondientemente aumentada de perturbaciones del motor.

290 A base de las comprobaciones teóricas mencionadas, se mantie-
ne por el contrario, según la invención, la temperatura final en
el cilindro , al final de la carrera de compresión con funciona--
miento de carga parcial, de modo que se reduce de manera correspon-
diente el enfriamiento del aire de carga. Tal regulación puede rea-
295 lizarse , por ejemplo, de manera muy sencilla mediante un conducto
de desviación alrededor del refrigerador del aire de carga, conduc-
to que está provisto de un órgano de estrangulación y respectiva-
mente de cierre, que puede ser regulado a mano o automáticamente
por un regulador, en dependencia de una magnitud del motor varia--
300 ble de acuerdo con el estado de funcionamiento . La magnitud varia-
ble puede ser por ejemplo el número de revoluciones, el momento de
torsión, la cantidad de combustible alimentada por carrera, la pre-
sión de alimentación de la bomba de combustible, la presión de car-
ga del aire, la temperatura del aire después de la compresión en
305 el compresor , etc.

Sin embargo, es también posible disponer del lado del medio
de enfriamiento tal conducto de desviación, o simplemente estran--
gular y respectivamente corra de manera correspondiente, mediante
un órgano de estrangulación, la corriente de agente de enfriamien-
310 to. Esta clase de regulación es sencilla, pero surte el efecto de
una mayor lentitud de regulación en comparación con la desviación
de aire.

REIVINDICACIONES

1). Motor Diesel sobrealimentado, caracterizado por el hecho de -
que el motor tiene una carrera efectiva de compresión reducida y

3 0 8 5 5 5



- 13 -

- 315 de que está provisto de un enfriamiento , variable durante el -
funcionamiento del aire de carga antes de su admisión en los ci-
lindros del motor, y de que con carga parcial la carrera efectiva
de compresión reducida queda igual que con funcionamiento a plena
carga, disminuyendose el enfriamiento del aire de carga al dismi-
320 nuir la potencia.
- 2). Motor Diesel sobrealimentado, según reivindicación 1), carac-
terizado por el hecho de tener una carrera efectiva de compresión
reducida y un refrigerador de aire dispuesto después del ventila-
dor del aire de carga, y de que la regulación de los órganos de
325 mando que influyen en la carrera de compresión es invariable du-
rante el funcionamiento y de que el refrigerador está provisto de
un sistema para reducir de manera graduable, durante el funciona-
miento , su efecto refrigerador.
- 3). Motor Diesel sobrealimentado, según reivindicación 2), carac-
330 terizado por el hecho de que la regulación del efecto refrigerador
del refrigerador se verifica por un dispositivo regulador en
dependencia de una magnitud del motor variable según el estado
del funcionamiento.
- 4). Motor Diesel sobrealimentado, según reivindicación 2), carac-
335 terizado por el hecho de que el sistema comprende un conducto de
desviación con órgano de estrangulación regulable.
- 5). Motor Diesel sobrealimentado, según reivindicación 3), carac-
terizado por el hecho de que el conducto de desviación se encuen-
tra dispuesto en la corriente de aire.
- 340 6). Motor Diesel sobrealimentado, según reivindicación 2), carac-
terizado por el hecho de que el conducto de desviación se encuen-
tra dispuesto en la corriente de medio de refrigeración.
- 7). Motor Diesel sobrealimentado, según reivindicación 3), carac-
terizado por el hecho de que se encuentra dispuesto en el conduc-
345 to de medio de refrigeración del refrigerador un órgano de estran-

3 0 8 5 5 5



- 14 -

gulación accionado por el dispositivo regulador.

8). " MOTOR DIESEL SOBREALIMENTADO ".-

Consta la presente memoria descriptiva de catorce hojas numeradas y mecanografiadas por una sola cara, a las que se acompañan dos hojas de planos para su mejor comprensión.

MADRID, 1 4 MAY. 1965

RODOLFO DE LA TORRE
E. E.



Fig. 1

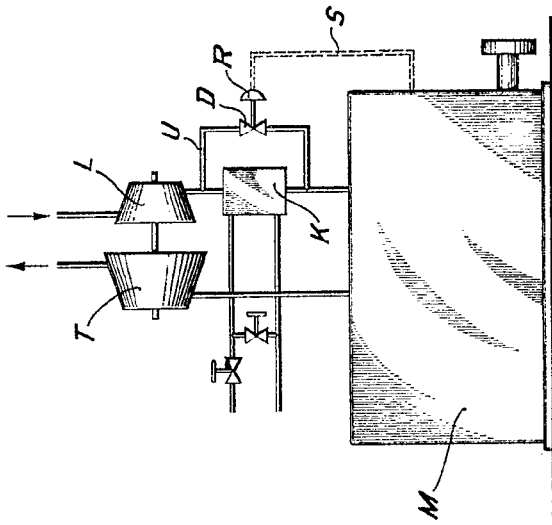
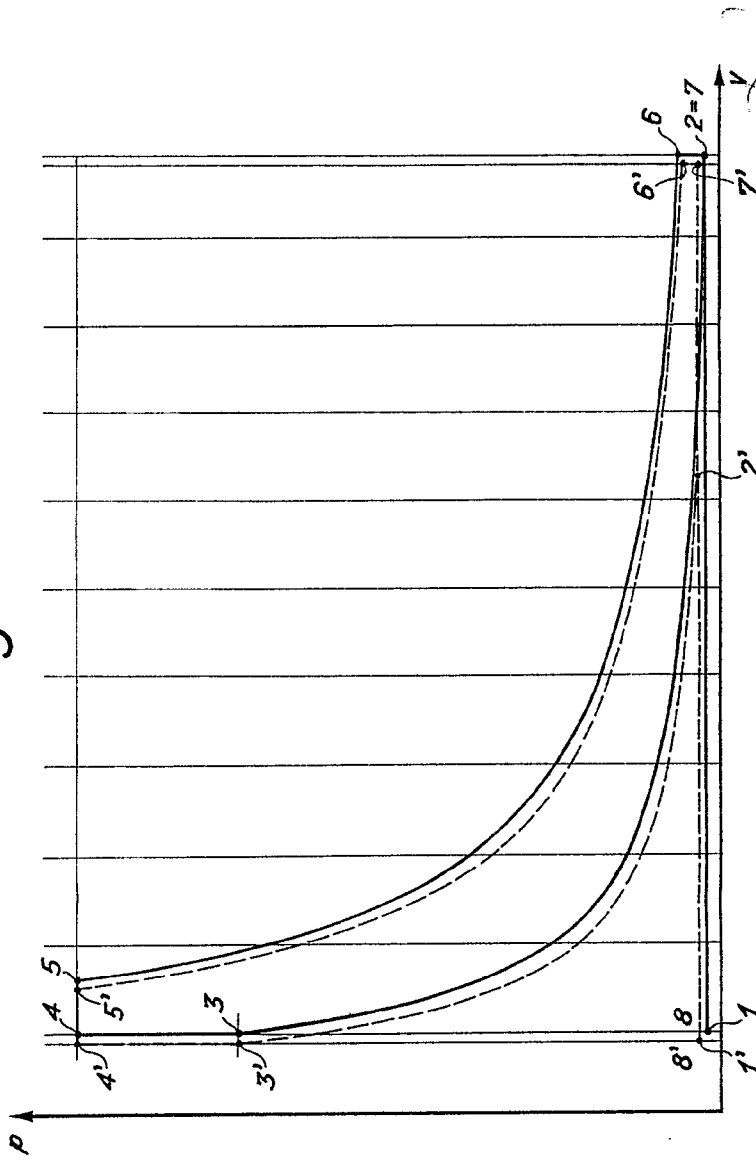


Fig. 3



ESCALA VARIABLE
Madrid, 26 ENI 1905

Fig. 2

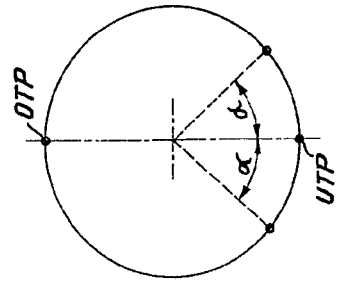


Fig. 1

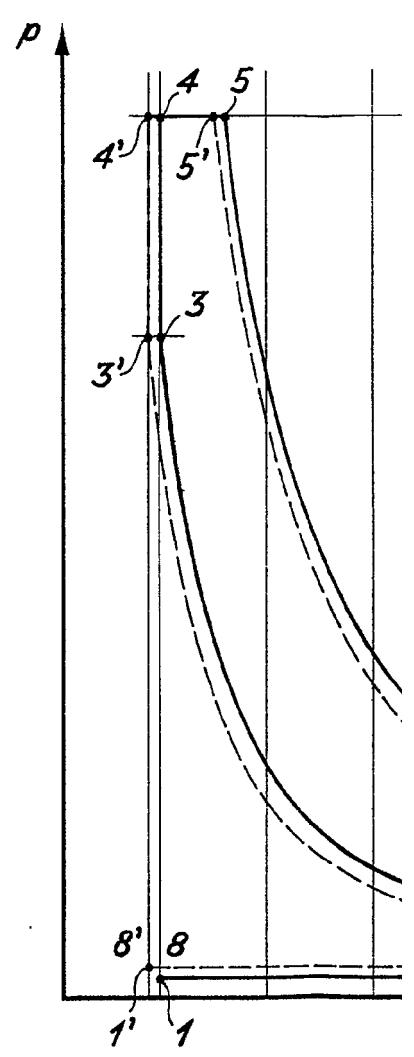
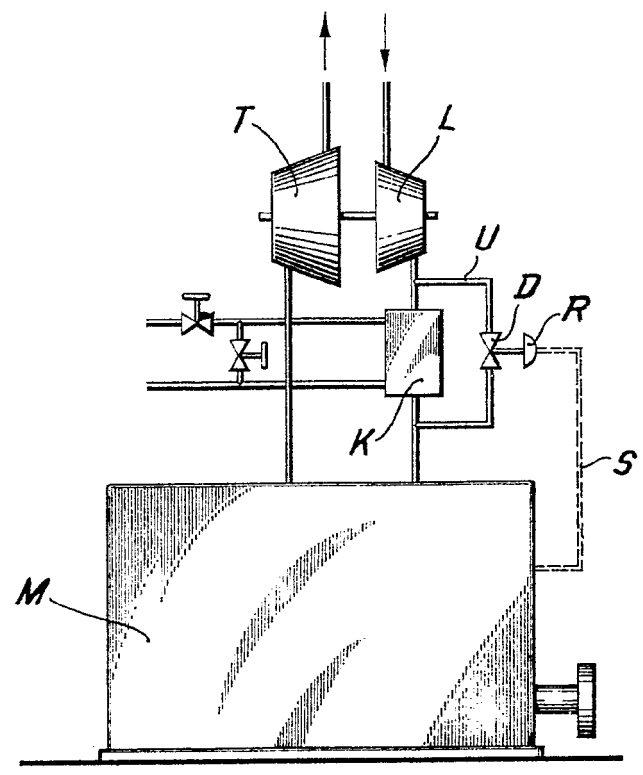


Fig. 2

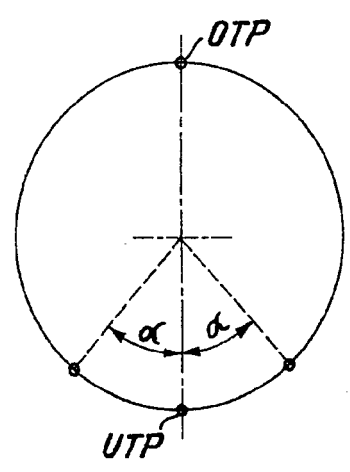
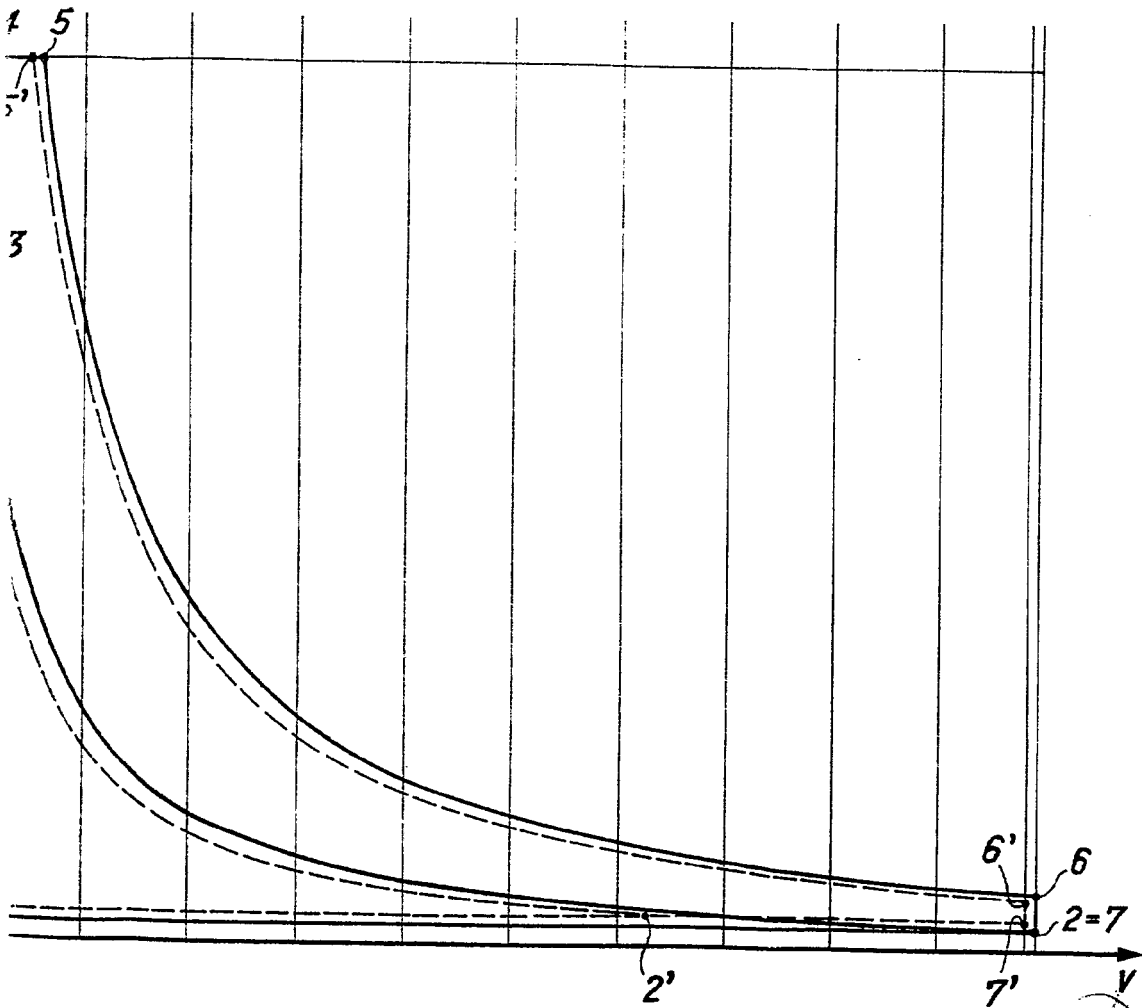




Fig.3



ESCALA VARIABLE
Madrid, 26 ENE 1965

REDACTED SIGNATURE

