



por "PERFECCIONAMIENTOS EN COMPRESORES ROTATORIOS DE PALETAS DESLIZABLES", a favor de la firma italiana Soc. Acc. EMANUEL di G. e R. EMANUEL, domiciliada en TURIN (Italia), "18, via Tommaso Grossi".

MEMORIA DESCRIPTIVA

La presente invención se refiere a perfeccionamientos en compresores rotatorios de paletas deslizables.

- Los compresores a que esta invención concierne comprenden, en combinación, un estator, un cilindro giratorio en el estator, un rotor cilíndrico giratorio en el interior del cilindro sobre un eje paralelo, pero excéntrico, con respecto al eje del cilindro, siendo dicho rotor constantemente tangente al cilindro a lo largo de una generatriz de contacto, un número n de paletas deslizables a lo menos aproximadamente radialmente en el rotor e incluyendo una paleta de arrastre empernada al cilindro sobre un eje paralelo a los del cilindro y del rotor por lo que el rotor y el cilindro están acoplados para girar en sincronismo dentro del estator, ojales o similares aberturas de trasiego practicadas en el cilindro entre cada par de paletas, y luces de aspiración y de envío dispuestas en el
- 5.
- 10.
- 15.

259304



estator con las cuales los citados ojales son puestos sucesivamente en comunicación en la rotación del rotor y del cilindro.

Un compresor como el acabado de definir lo denominaremos en lo sucesivo "compresor del tipo especificado".

5. El principal inconveniente de los compresores del tipo especificado, actualmente conocidos, reside en un bajo rendimiento y en la inconstancia de la presión de envío. Mas precisamente, la energía mecánica gastada para accionar el compresor supera ampliamente al trabajo de compresión y, además, la presión de envío no es constante sino que experimenta fluctuaciones periódicas internas y un valor medio nominal, con desviaciones hasta de un 50 a un 60% en mas o en menos respecto al antedicho valor nominal.
10. Esto trae consigo en consecuencia toda una serie de otros inconvenientes, tales como por ejemplo, baja relación de compresión, vibraciones, ruidos, desgaste no uniforme de las partes en movimiento, etc.
15. La finalidad mas general de la presente invención es la de eliminar los antedichos inconvenientes.
20. Se ha encontrado ahora que todos los citados inconvenientes pueden ser fácilmente eliminados sin recurrir a algunos órganos y dispositivos agregados y sin introducir importantes complicaciones en la estructura y en el proceso de fabricación del compresor. Para tales propósitos la invención parte de la idea según la cual la distribución angular de las paletas y de los ojales no puede ser fijada según algún genérico criterio de simetría o similar, sino que deben necesariamente tenerse en cuenta un numeroso grupo de factores, de los que algunos nunca hasta ahora han sido tomados en consideración.
25. Según la invención, un compresor rotatorio de paletas
- 30.



deslizables del tipo especificado está caracterizado por el hecho de que, considerada la paleta de arrastre sobre la generatriz de tangencia, y tomando como referencia el plano radial que pasa por la antedicha generatriz, los ángulos azimutales α_k de las restantes paletas en torno del eje del rotor y las β_k de los respectivos ojales en torno del eje del cilindro, medidos en el sentido de rotación del rotor, estén ligados entre sí por las siguientes relaciones:

$$\begin{aligned}
 \beta_k - \alpha_k &= \delta_k + \gamma + \phi \\
 \delta_k &= \text{arc. sen.} \left[- \frac{e}{r} \text{sen.} (\psi + \gamma + \alpha_k) \right] \\
 \gamma &= \text{arc. tg.} \frac{e \cdot \text{sen.} \psi}{R - e \cdot \cos \psi} \\
 \psi &= \gamma + \phi \quad \phi = \Delta^\circ + \frac{a + s/2}{R} \cdot 57,298
 \end{aligned}$$

Donde cada uno de los símbolos tiene el significado que será seguidamente especificado.

En las figuras de las tres láminas de dibujos adjuntas se ilustran las relaciones geométricas consideradas en la presente descripción y una realización del compresor construido también de acuerdo con la invención, pero con carácter ilustrativo sin que se le pueda atribuir limitación alguna a los fines del alcance de la presente invención.

En los dibujos:

Las figuras 1ª a 3ª, son esquemas explicativos ilustrando las relaciones geométricas consideradas en la presente invención;

la fig. 4ª es una sección transversal de un compresor construido según la invención, y

la fig. 5ª es una sección axial según la línea V-V de la fig. 4ª.

259304



Es de establecer ante todo que todas las consideraciones desarrolladas en la descripción que sigue se aplican exclusivamente a compresores del tipo especificado y no se aplican absolutamente a bombas para líquidos, también si tienen la estructura del tipo especificado.

5. Haciendo referencia en primer lugar a las figuras 4ª y 5ª, el compresor en ellas ilustrado comprende un estator hueco 10, en cuya cavidad cilíndrica gira con hermetismo un cilindro 11 cuyo eje geométrico está indicado en 0. El estator 10 presenta chapas de extremo 12 y 14 que llevan cojinetes de rotación con rodadura 15 y 16, respectivamente, centrados sobre el eje 0. El cilindro 10 presenta también el mismo dos chapas de extremo 17 y 18 empernadas a este cilindro y giratoriamente soportadas por los respectivos cojinetes 15 y 16. La chapa 18 es solidaria de un árbol 19 que sobresale al exterior a través de la chapa de extremo 14 del estator y mediante el cual puede ser puesto en rotación el cilindro 11 para el funcionamiento del compresor.

10. La chapa de extremo 12 del estator sirve de soporte a un tronco de árbol 20, cuyo eje 0' es paralelo al eje 0 del cilindro 11. La excentricidad entre los dos ejes 0 y 0' está indicada con e. El tronco de árbol 20 es solidario de la chapa 12 y se extiende por ella a través de la chapa de extremo 17 del cilindro hacia la chapa opuesta 18, terminando con un perno 20' centrado sobre el eje 0 del cilindro y soportado por un cojinete a rodadura 21 encajado en la chapa 18.

15. Sobre el tronco de árbol 20 es libremente giratorio un rotor cilíndrico 22, coaxial con el eje 0' y encerrado en el cilindro 11. En la forma de realización ilustrada, el rotor 22 presenta hendiduras radiales angularmente equidistantes entre sí, en las cuales estén dispuestas deslizablemente y radialmente

20.

2593 04



- otras tantas paletas $P, P_1 \dots P_6$ (ver también la fig. 3a). Una de estas, la paleta P , es algo mas larga que las otras y su extremo y su extremo se encaja en cada una de unas acanaladuras diametrales practicada en un disco circular de latón 23, respectivamente 24, giratorio en una cavidad cilíndrica 25, respectivamente 26, en la respectiva chapa de extremo 17, 18. La paleta de arrastre P acopla por consiguiente el rotor 22 con el cilindro 11 de modo que, al accionarse el árbol 19, el cilindro y el rotor giran concordantemente en torno a los respectivos ejes O y O' . El diámetro del rotor 22 y su excentricidad e están escogidos de modo tal que el rotor es constantemente tangente a la superficie interior del cilindro a lo largo de una generatriz de tangencia O_0 . Los ejes O, O' y la generatriz de tangencia O_0 son coplanarios y situados sobre un plano radial S , que en lo sucesivo se tomará como plano de referencia angular. Las paletas $P \dots P_6$ subdividen el espacio semi-lunar entre el rotor 22 y el cilindro 11 en otras tantas cámaras $C \dots C_6$ a través de volumen variable. Con las cámaras $C \dots C_6$ están asociados otros tantos ojales $A \dots A_6$ recortados en el cilindro 11 paralelamente a las generatrices de este último. Sin embargo, en el caso mas sencillo cada uno de tales ojales puede ser reducido a un simple agujero circular taladrado radialmente en el cilindro 11. En fin, en el estator 10 están recabadas luces de aspiración y de envío respectivamente indicadas en 28 y 30. La luz de aspiración se extiende según un arco de cerca de $120-140^\circ$ y está dispuesta de cualquier modo de manera de garantizar el mejor llenado posible de las cámaras $C \dots C_6$ a través de los respectivos ojales $A \dots A_6$ durante el funcionamiento. Por lo que a su vez se refiere a a la luz de envío, su borde terminal 30b está estrechamente vecino del plano S de referencia an-
5.
10.
15.
20.
25.
30.



5. gular. El borde inicial de esta luz está indicado en 30a y su posición angular ("ángulo de anticipo") respecto al plano S constituye uno de los factores fundamentales a los efectos de la presente invención. Este ángulo de anticipo está indicado con γ en la fig. 1ª y está medido tomando como centro el O del cilindro 11.

10. En el funcionamiento, a partir del plano S, las cámaras C C₆ aumentan sucesivamente de volumen y aspiran fluido gaseoso por la luz 28 a través de los respectivos ojales A A₆, después de lo que disminuyen sucesivamente de volumen por lo que el fluido intrapolado en ellas es comprimido. La relación de compresión ρ depende de varios factores, entre ellos el ángulo de anticipo γ de la luz de envío, siendo evidente que apenas uno de los ojales A A₆ alcanza el borde inicial 30a de la luz de envío 30, el fluido intrapolado y comprimido en la respectiva cámara C C₆ es trasegado a volumen constante desde la cámara a la luz 30 a través del respectivo ojal.

15. En la fig. 1ª es tomada en consideración una cámara genérica C_{k-1}, confinada entre las paletas P_k y P_{k-1} y teniendo asociado con ella el ojal A_{k-1}, estando ilustrada tal cámara en las condiciones de su máximo volumen. El fluido intrapolado en ella es comprimido hasta cuando el ojal se lleva a la posición A'_{k-1} en la que su borde anterior (considerado en la dirección de rotación F del rotor y del cilindro) viene a coincidir con el borde inicial 30a de la luz de envío 30. A partir de este instante se inicia el trasego del fluido a la luz de envío 30. Es por lo tanto evidente que el trabajo cumplido de la cámara genérica C_{k-1} se compone de dos partes; compresión substancialmente adiabática (hasta las posiciones P'_{k-1}

20.

25.

30.

259304



y A'_{k-1} de la paleta P_{k-1} y ojal A_{k-1}) y compresión a volumen constante (trasiego), de lo que solamente la primera está ligada con la relación de compresión ρ que se trata de alcanzar en cada cámara, mientras que la segunda constituye la energía gastada por el trasiego. Es también importante notar que el trabajo adiabático especificado (aplicado a un volumen inicial unitario de gas) es sensiblemente menor que el trabajo específico de compresión a volumen constante.

- 5.
10. Es de notar además que, en el funcionamiento, la posición de una paleta genérica P_k respecto al cilindro II es variable. En los primeros 180° de rotación del cilindro, a partir de la generatriz de tangencia O_0 , una paleta P_k retrasa respecto al cilindro y forma con el respectivo radio del cilindro un ángulo variable con continuidad según la ley; cero-máximo positivo-cero. En los sucesivos 180° de rotación, la paleta P_k acelera respecto al cilindro y forma con el respectivo radio un ángulo variable según la ley; cero-máximo negativo-cero. Estos fenómenos son bien conocidos por los técnicos del ramo, sin embargo ninguno hasta ahora ha tenido la idea de aprovecharlos para eliminar todos los inconvenientes mencionados en el preámbulo de la presente descripción.
- 15.
- 20.

25. La invención parte del propósito que, cuando un ojal genérico A_{k-1} (fig. 1a) alcanza la posición A'_{k-1} , la respectiva paleta P_{k-1} debe alcanzar una posición P'_{k-1} que, compatiblemente con todas las otras condiciones que se expondrán a continuación, sea la mas próxima posible al antedicho ojal, y del propósito que el citado orden debe valer para todas las paletas presentes, incluso la de arrastre. En otras palabras, establece una relación ρ de compresión y, una vez establecida, cada una de las cámaras $Q \dots Q_5$ debe realizar apropiadamente
- 30.

259304



esta relación en el momento en que el respectivo ojal A
 A_6 entra en comunicación con la luz de envío 30 . Esto significa
que, al contrario de las construcciones conocidas, la distribu-
ción angular de las paletas P P_6 y la de los ojales A .

5. . . . A_6 deben estar ligadas entre sí por una relación matemáti-
ca bien definida, teniendo en cuenta todos los factores en jue-
go. Entre estos, algunos pueden ser considerados como datos de
partida, como por ejemplo:

R = radio interno del cilindro 11 ;

10. r = distancia del eje de oscilación de la paleta de arras-
tre P al eje Q del cilindro;

a = espesor del ojal medido circunferencialmente al cilin-
dro;

s = espesor de las paletas;

15. e = excentricidad de $Q-Q'$;

n = número total de paletas;

ρ = relación de compresión.

Es superfluo añadir que el espesor s de las paletas depen-
de todas las otras dimensiones y de las presiones en juego, por

20. cuanto definen la resistencia mecánica de las paletas. Por otra
parte, el espesor (o la extensión) circunferencial de los oja-

les depende de la cabida volumétrica del compresor; en el caso
de ojales circulares el valor a corresponderá al diámetro del

25. ojal. Por cuanto se refiere a la paleta de arrastre P , su eje de
oscilación puede encontrarse sobre su línea media longitudinal

(como se ilustra en los dibujos), o bien, por ejemplo, sobre su
borde exterior o en cualesquiera otra posición.

Partiendo de los datos antes indicados, se determina el án-
gulo de anticipo γ de la luz de envío 30 , estando definido tal

30. ángulo a base de la reducción del volumen que una cámara gené-

259304



rica C_{k-1} (fig. 1ª) deba sufrir antes de ser puesta en comunicación con la luz de envío 30 . En segundo lugar se observa que, continuando la rotación en el sentido F a partir de las condiciones ilustradas en la fig. 1ª, la paleta P'_{k-1} se aproximará

5. todavía mas al ojal A'_{k-1} y podrá también pasar por encima antes de haber completado su trabajo de trasiego, es decir, antes de haber recorrido el ángulo ψ . Es por lo tanto necesario que, al iniciarse el trasiego cada paleta siga al respectivo ojal a una distancia angular ζ , que, según la presente invención, vale:

10.
$$\zeta^\circ = \frac{a + s/2}{R} \cdot 57,29^\circ + \Delta^\circ \dots \dots \dots (1)$$

donde Δ° importa por término medio unos 5° y no supera a los 10° . El valor exacto de Δ° puede ser calculado o bien encontrado experimentalmente para cada una de las paletas, pero el cálculo resulta de tal modo complejo y la diferencia tan insignificante en la práctica que conviene adoptar para todas las paletas $\Delta^\circ = 5^\circ$.

15. El ángulo total:

El ángulo total:
$$\psi + \zeta = \psi \dots \dots \dots (2)$$

20. define la posición de la generatriz de contacto entre una cualquiera de las paletas y el cilindro 11 cuando el relativo ojal está para entrar en comunicación con la luz de envío 30 . Habiendo supuesto $\Delta^\circ = 5^\circ =$ constante para todas las paletas, también el ángulo ψ es constante para todas las paletas y se le

25. considera positivo.

Si suponemos ahora la situación ilustrada en la fig. 2ª, en la que el ojal A_1 (relativo a la paleta P_1) está para entrar en comunicación con la luz de envío, la paleta P_1 forma con la paleta de arrastre P un ángulo α_1 medido respecto al centro Q' del rotor 22 y está en contacto con el cilindro 11 sobre la genera-

30.

259304



triz \underline{N} de este último que dista el ángulo ψ de la generatriz de tangencia \underline{O}_0 . Indicando en \underline{M} el eje de oscilación de la paleta de arrastre, el borde anterior del ojal \underline{A}_1 forma en este instante con el radio $\underline{OM} = \underline{r}$ un ángulo β_1 . Además, al mismo tiempo,

5.

la paleta \underline{P}_1 forma un ángulo γ con el radio $\underline{ON} = \underline{R}$, mientras que la paleta de arrastre forma un ángulo δ_1 con el radio $\underline{OM} = \underline{r}$. Puesto que, como antes se ha dicho, cada una de las paletas \underline{P}_1

. . . \underline{P}_6 con el respectivo ojal debe llegar a su vez a las condiciones de la paleta \underline{P}_1 ilustrada en la fig. 2ª, el ángulo γ es

10.

constante para todas las paletas \underline{P}_1 . . . \underline{P}_6 . El valor de este ángulo se recaba del triángulo $\underline{O-O'-N}$, de lo que resulta:

$$\gamma = \text{arc. tg. } \frac{e \cdot \text{sen } \psi}{R - e \cdot \text{cos } \psi} = \text{constante} \dots \dots \dots (3)$$

El ángulo δ asume un valor diverso según la paleta \underline{P}_1 . . .

15.

. \underline{P}_6 considerada. Este se calcula todavía siempre según la misma regla, teniendo presente que en el triángulo $\underline{O-O'-M}$ los valores e y r son conocidos y que el ángulo ϵ vale:

$$\epsilon = 180^\circ - (\psi + \gamma + \alpha_k) \dots \dots \dots (4)$$

donde los tres ángulos entre paréntesis son todos positivos. Para

20.

la paleta \underline{P}_1 se tiene:

$$\epsilon = 180^\circ - (\psi + \gamma + \alpha_1) \dots \dots \dots (5)$$

El ángulo δ_1 vale por consiguiente:

$$\begin{aligned} \delta_1 &= \text{arc. sen.} \left(\frac{e}{r} \text{sen. } \epsilon \right) = \\ &= \text{arc. sen.} \left(- \frac{e}{r} \text{sen.} (\psi + \gamma + \alpha_1) \right) \dots \dots \dots (6) \end{aligned}$$

25.

Por otra parte se tiene:

$$\beta_1 = \eta_1 + \beta' \dots \dots \dots (7)$$

$$\eta_1 = \alpha_1 + \delta_1 + \gamma \dots \dots \dots (8)$$

de lo que se deriva que:

$$\beta_1 - \alpha_1 = \delta_1 + \gamma + \beta' \dots \dots \dots (9)$$

30.

y en general:

259304



$$\beta_k - \alpha_k = \delta_k + \psi + \zeta \dots \dots \dots (10)$$

en la cual ψ y ζ son siempre positivos mientras que δ_k viene considerado con su signo resultante de la fórmula general:

$$\delta_k = \text{arc. sen} \left(- \frac{e}{r} \text{sen} (\psi + \gamma + \alpha_k) \right) \dots \dots \dots (11)$$

5. que corresponde a la fórmula particular (6).

La fórmula (10) permite por consiguiente recabar por ejemplo los ángulos β_k de los ojales $A_1 \dots A_6$ cuando sean dados los ángulos α_k de distribución de las paletas, y viceversa, los ángulos α_k y β_k son ángulos azimutales, medidos respec-

10. tivamente en los centros O' y O , en la dirección de rotación del rotor a partir de la generatriz de tangencia O_0 cuando la paleta P de arrastre se encuentra sobre el plano $O-O'-O_0$. En el esquema ilustrado en la fig. 3ª se ha supuesto que las paletas $P \dots P_6$ fueran angularmente equidistantes entre sí, por lo que

15. los ángulos $\alpha_1, \alpha_2 \dots$, asumen los valores $51^\circ 25'$, $102^\circ 50' \dots$ etc., respectivamente. Substituyendo estos valores en las fórmulas (10) y (11) se recaban los correspondientes ángulos $\beta_1, \beta_2 \dots$ etc. para los ojales $A_1, A_2 \dots A_6$. El compresor ilustrado en sección transversal en la fig. 4ª

20. presenta la distribución de los ojales y de las paletas resultante de las fórmulas (10) y (11) poniendo

$$\alpha_k = \frac{360^\circ}{n} \cdot k \dots \dots \dots (12)$$

donde k es un número entero comprendido entre 1 y $(n-1)$. Si se quiere se puede observar una situación inversa en la que los ojales estarán angularmente equidistantes entre sí poniendo:

25.
$$\beta_k = \frac{360^\circ}{n} \cdot k \dots \dots \dots (13)$$

en la que los ángulos azimutales de las paletas $P_1 \dots P_6$ serán los calculados con las fórmulas (10) y (11).

30. La posición de la paleta de arrastre no requiere cálculo alguno por cuanto ha sido tomada como origen en las consideracio-

259304



nes antes expuestas. Queda solamente por fijar la posición del relativo ojal A. Esto es sin embargo inmediato si en la fig. 2ª se pone en el puesto de la paleta E₁ la paleta de arrastre E; se observa entonces que el ángulo azimutal β del ojal A debe

5. ser necesariamente igual a ζ ;

$$\beta = \zeta = \frac{a + s/\sqrt{2}}{R} \cdot 57,29^\circ + \Delta^\circ \dots \dots \dots (14)$$

conforme a la fórmula (1).

La distribución recíproca de los ojales y de las paletas según la presente invención difiere sensiblemente de la distribución uniforme, hasta ahora usual en los compresores del tipo especificado, como resulta de la tabla siguiente:

10.

T A B L A 1

Ojal	angulo azimutal		Diferencia
	ojales equidistantes	Ojales distribuidos según la invención	
A ₁	61º59'	61º59'	0º
A ₂	120º47'	113º26'	7º21'
A ₃	177º47'	164º53'	12º53'
A ₄	231º51'	216º20'	15º31'
A ₅	279º53'	267º47'	12º06'
A ₆	324º43'	319º14'	5º29'
A	10º35'	10º32'	0º03'

15.

20.

25.

30.

Pero la diferencia práctica entre un compresor construido según la invención y un compresor de distribución uniforme de los ojales y de las paletas resaltan mas claramente en la Tabla 2 que sigue, refiriéndose a dos compresores de iguales dimensiones, de los que uno correspondería a las figuras 4ª y 5ª de los dibujos y el otro diferiría solamente por la distribución equidistante de las luces y de las paletas. En el cálculo

259304



de los valores relacionados en la Table 2 se ha partido de los siguientes datos:

- R = 75,3 mm.
- r = 60,3 mm.
- e = 8,3 mm.
- a = 3,5 mm.
- s = 4,5 mm.
- $\gamma = 58^\circ$
- n = 7

La longitud axial de las cámaras $C_1 \dots C_6$ ha sido supuesta de 15 cm.; la presión de aspiración = 1 kg/cm^2 ; el volumen específico del aire aspirado a $15^\circ \text{ C.} = 0,82 \text{ m}^3/\text{kg}$.

10.

T A B L A 2

Cámara	Disposición equidistante de los ojales			Disposición según la invención		
	P_{max} kg/cm ²	M_r Kgm	$l_{\text{espec.}}$ Kgm/Kg	P_{max} kg/cm ²	M_r Kgm	$l_{\text{espec.}}$ Kgm/Kg
15. C_1	5,8	5,75	13300	5,8	5,75	13300
C_2	8,7	6,73	17600	5,8	5,75	13300
C_3	1,61	9	31170	5,8	5,75	13300
C_4	1,72	8,7	36780	5,8	5,75	13300
C_5	1,61	9	37170	5,8	5,75	13300
20. C_6	7,8	6,65	16400	5,8	5,75	13300
C_0	5,8	5,75	13300	5,8	5,75	13300

En esta tabla, con P_{max} se indica la presión en cada cámara al iniciarse el trasiego, con M_r el correspondiente par resistente y con $l_{\text{espec.}}$ el trabajo específico ejecutado. De la Table 2 resulta claramente la no-uniformidad de las condiciones de trabajo entre las cámaras individuales en los compresores conocidos, frente a la perfecta uniformidad asegurada en los compresores según la invención. En los compresores conocidos, algunas cámaras no alcanzan ni aún la presión de ejercicio (5,8 Kg

30.

259304



por cm²) y llevan a cabo preponderantemente el trabajo de compresión a volumen constante, absorbiendo enormes cantidades de energía motriz. Otras cámaras, como las C₂ y C₆, realizan el trabajo de sobre-compresión, del todo inútil. El par

- 5. resistente varía periódicamente entre 5,75 y 9 Kgm., mientras que el trabajo específico varía también periódicamente entre 13300 y 37170 Kgm/Kg. En fin, haciendo la suma de los trabajos específicos se ve que, aparte de todos los trabajos de frotamiento, el compresor conocido absorbe casi el doble de la energía absorbida por el compresor según la invención.
- 10.

En el cálculo de los trabajos específicos relacionados en la Tabla 2 se ha hecho uso de la fórmula:

$$L = \frac{p_1 v_1}{m - 1} \cdot \left[1 - \frac{v_1^{m-1}}{v_2} \right]$$

15.

$$L = v_1 \cdot (p_2 - p_1)$$

valedera para la compresión adiabática y para la compresión a volumen constante, respectivamente, donde m es el exponente de la politrópica.



NOTA 259304

Hecha la descripción del presente invento se hace constar, que esta solicitud se acoge a la prioridad de la solicitud de patente italiana N.º P.V. 9273, depositada el 31 de Marzo de 1960, y que se declaran como nuevas y de propia invención las reivindicaciones siguientes:

- 5.
- 1.- Perfeccionamientos en compresoras rotatorias de paletas deslizables, del tipo de compresor que comprende, en combinación, un estator, un cilindro giratorio en el estator, un rotor cilíndrico giratorio en el interior de dicho cilindro sobre un eje paralelo, pero excéntrico, con respecto al eje del cilindro, siendo el citado rotor constantemente tangente al cilindro a lo largo de una generatriz de contacto, un número n de paletas deslizables a lo menos aproximadamente radialmente en el rotor e incluyendo una paleta de arrastre engarnada al cilindro sobre un eje paralelo a los del cilindro y rotor por lo que el rotor y el cilindro resultan acoplados para girar en sincronismo dentro del estator, ojales o similares aberturas de trasiego practicadas en el cilindro entre cada par de paletas, y luces de aspiración y de envío dispuestas en el estator con las cuales con puestos sucesivamente en comunicación los referidos ojales en la rotación del rotor y del cilindro, o a r a o t e r i z a d o s por el hecho de que, considerada la paleta de arrastre sobre la generatriz de tangencia, y tomando como referencia angular el plano radial que pasa por la antedicha generatriz, los ángulos azimutales α_k de las restantes paletas en torno del eje del rotor y los β_k de los respectivos ojales interiores al eje del cilindro, medidos en el sentido de la rotación del rotor, están ligados entre sí por las siguientes rela-
- 10.
- 15.
- 20.
- 25.



259304

donde:

$$\beta_k - \alpha_k = \delta_k + \gamma + \zeta$$

$$\delta_k = \text{arc. sen.} \left[\frac{e}{r} \text{ sen.} (\gamma + \gamma + \alpha_k) \right]$$

5.

$$\gamma = \text{arc. tg.} \frac{e \cdot \text{sen.} \psi}{R - e \cdot \text{cos.} \psi}$$

$$\psi = \gamma + \zeta_a - s/2$$

$$\zeta = \Delta^e + \frac{\quad}{R} \cdot 57,29^e$$

10.

donde:

a = espesor del ojal

s = espesor de la paleta

e = excentricidad del rotor

R = radio interior del cilindro

15.

r = radio de empernamiento de la paleta de arrastre

n = número total de las paletas

k = número entero variable de 1 a (n-1)

γ = ángulo de anticipo de la luz de envío

Δ^e = ángulo no superior a 10°

20.

2.- Perfeccionamientos en compresores rotatorios de paletas deslizables.

Según se describe y reivindica en la presente memoria que consta de dieciséis hojas foliadas y mecanografiadas por una sola cara y de tres láminas de dibujos.

Madrid, a 28 de Junio de 1960

Soc. Acc. EMANUEL de G. e R. EMANUEL.

p. a.

[Handwritten signature]

UNITED STATES PATENT OFFICE
PATENTED FEB 2 1954

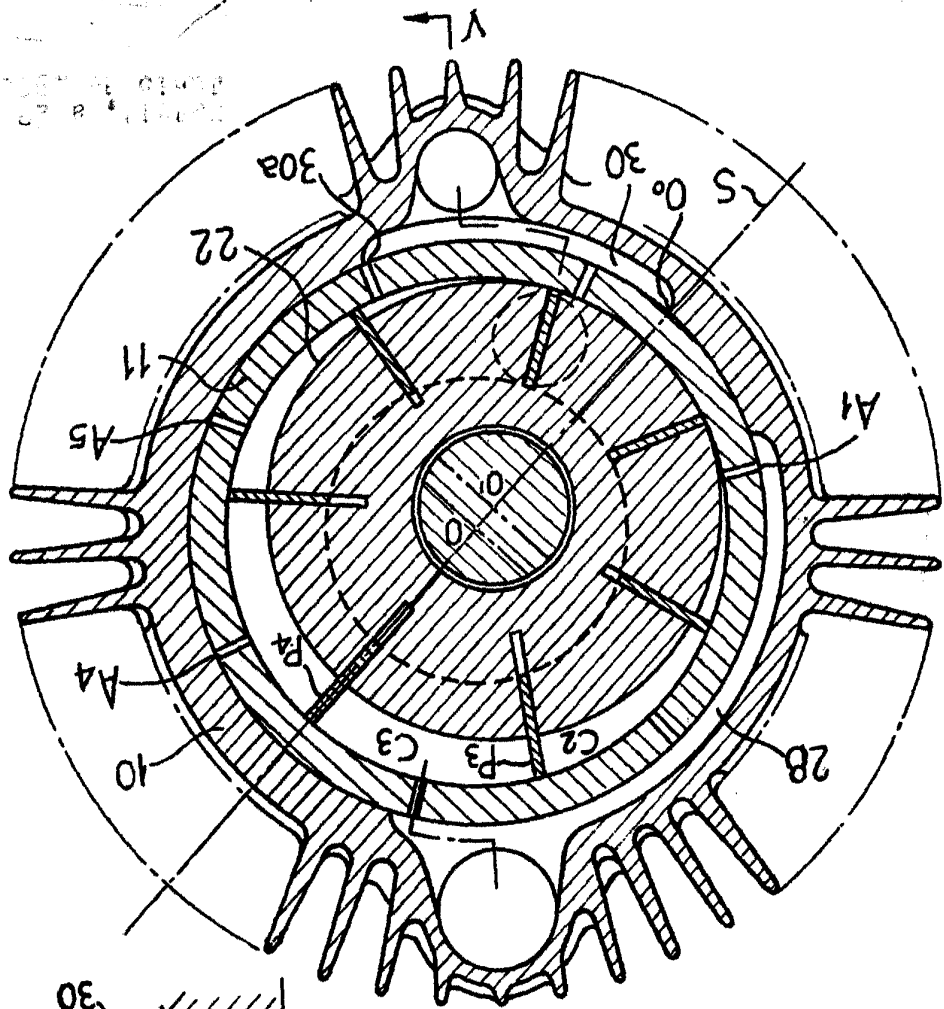


FIG. 4

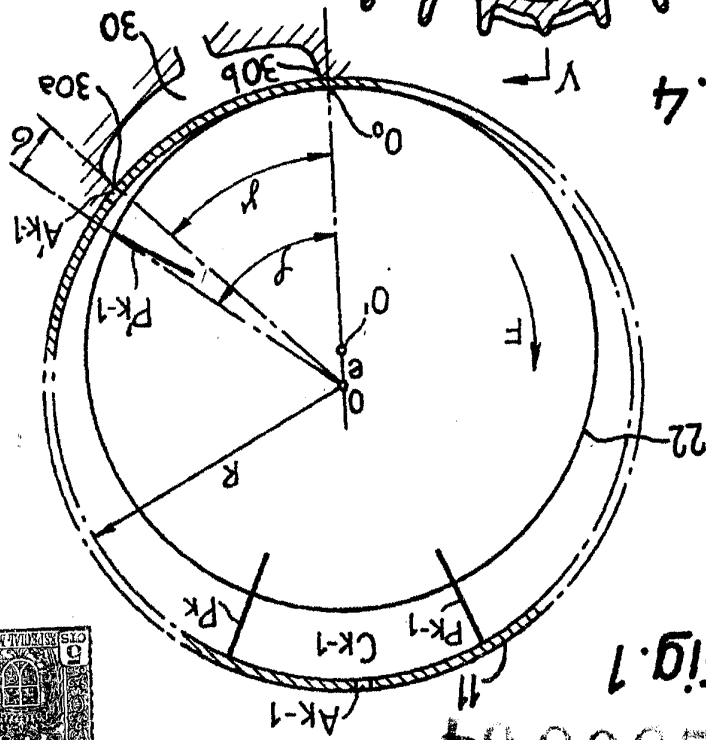


FIG. 1

289804



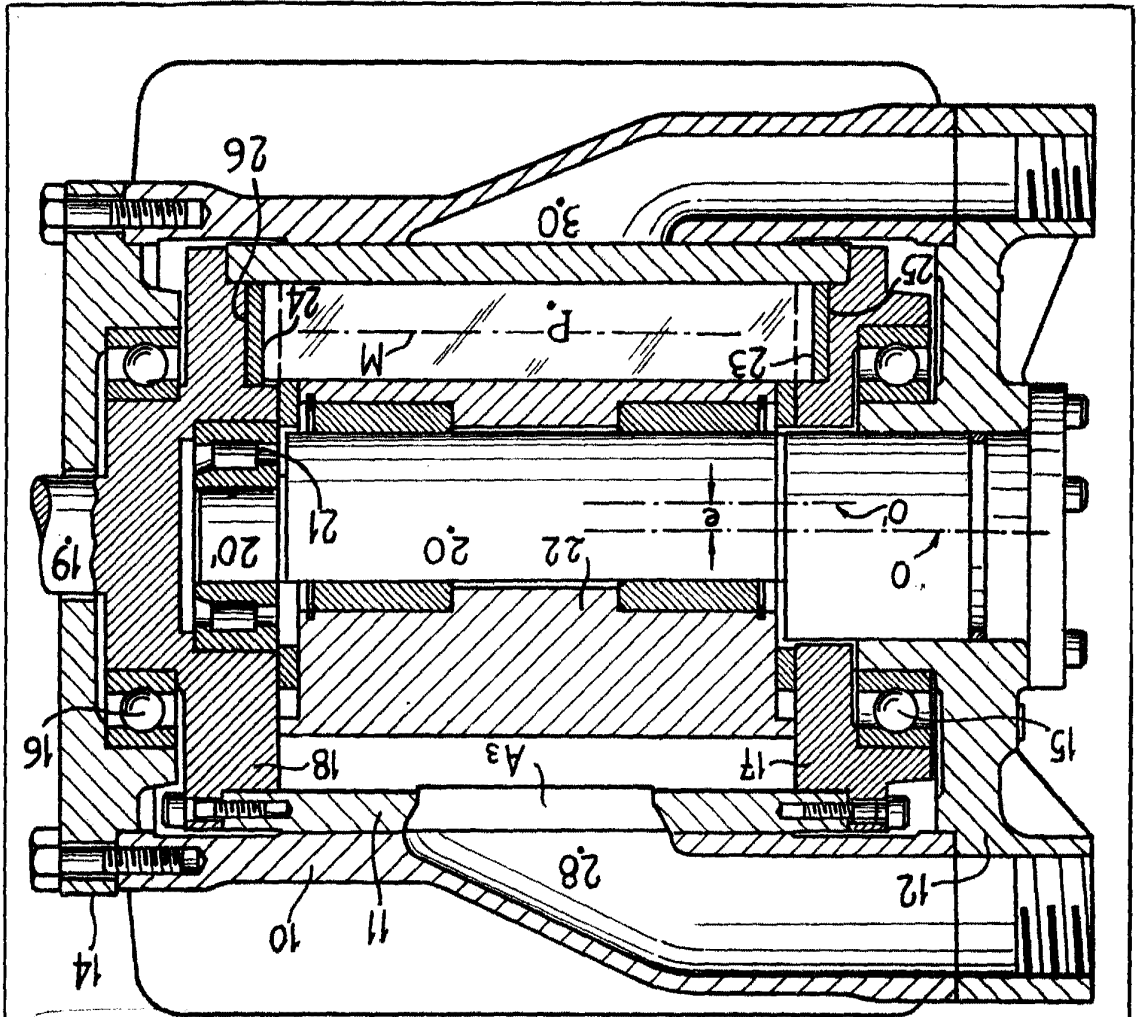


Fig. 5

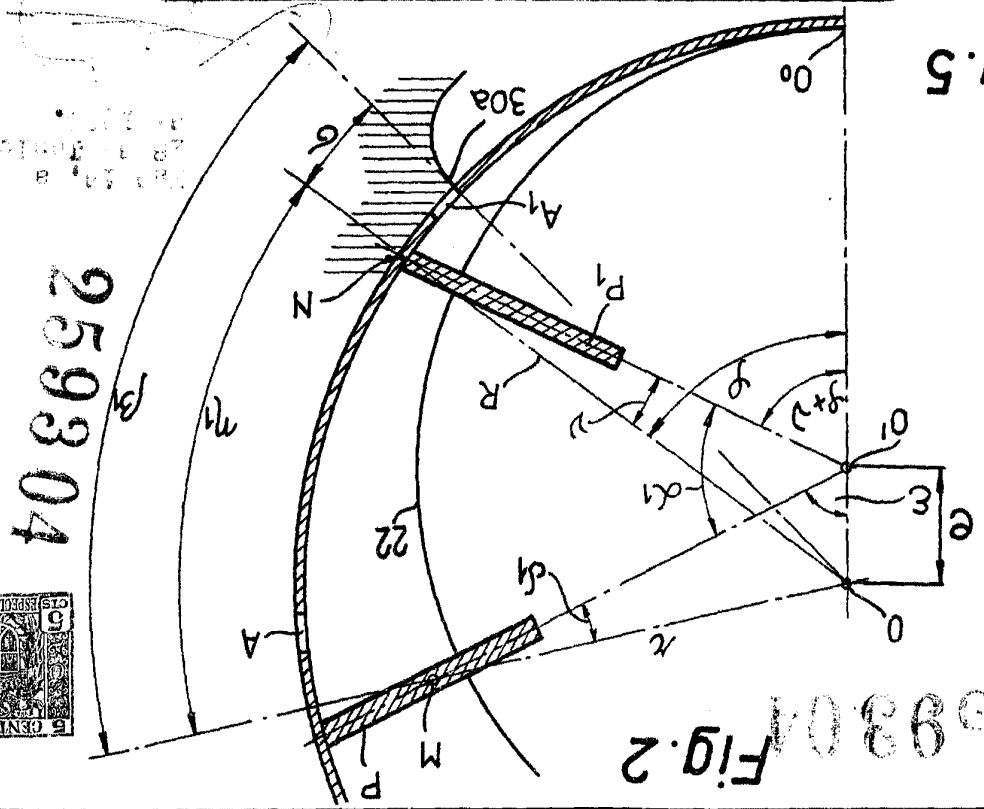


Fig. 2

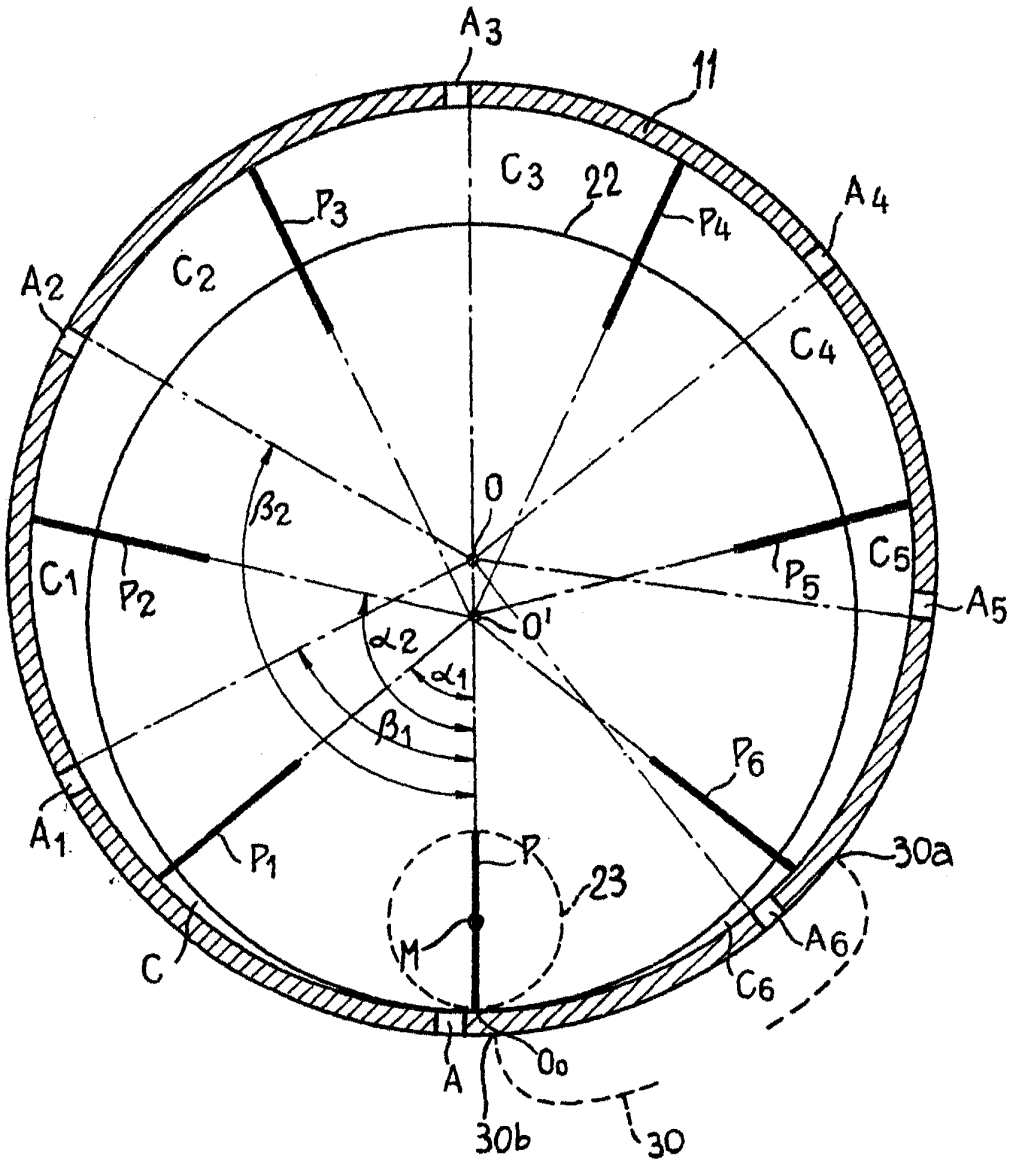
259304





Fig. 3

259804



Pat. No. 287,400

[Handwritten signature]