

P.- 27.239

A.- 78.247
U.S. 813.111 LJR/WGF
Rehecha I

302411



MEMORIA DESCRIPTIVA

para solicitar

PATENTE DE INTRODUCCION

en

E S P A Ñ A

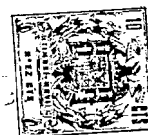
por DIEZ años

a nombre de WILTON GABRIEL LUNDQUIST, de nacionalidad nortea-
mericana, residente en 32 Hollis Drive, Hohokus, Nueva Jer-
sey, Estados Unidos de América, por:

"UN MOTOR DE EXPLOSION DE CICLO DE DOS TIEMPOS"

La presente invención se refiere a motores de ex-
plosión con émbolos, y con mayor particularidad a motores -
de ciclo de dos tiempos que emplean una disposición de ci-
lindros de tipo "U". La invención puede emplearse con utili-
dad tanto en los motores de ciclo Otto como en los de ciclo
Diesel.

Los parámetros generales que gobiernan el desarro-
llo satisfactorios de un motor son: el costo, el rendimiento,
el tamaño y el peso. Según la aplicación particular, alguna
combinación de estos parámetros resulta dominante desde el -



punto de vista de la facilidad de venta. El desarrollo del motor de explosión con émbolos ha sido una lucha continua por la obtención de combinaciones óptimas de estos factores. Hasta ahora, la mayor parte de este esfuerzo por el desarrollo se ha aplicado al motor de ciclo de cuatro tiempos, y - los resultados de este esfuerzo se ven por todas partes.

En comparación, el desarrollo del motor de ciclo de dos tiempos ha quedado rezagado, excepto en su aplicación a grandes motores Diesel de baja velocidad y a ciertos motores chicos industriales, marinos o para automotores. Sin embargo, la sencillez básica del motor de dos tiempos ha intrigado a los ingenieros debido al gran potencial que esto implica para el menor costo y la mayor durabilidad, y en consecuencia muchos investigadores competentes han continuado sus esfuerzos de desarrollo.

El interés por el motor de dos ciclos de velocidad intermedia y de velocidad elevada ha aumentado durante y después de la segunda guerra mundial, y se ha obtenido un progreso notable tanto en Europa como en los Estados Unidos de Norteamérica - especialmente en el campo de los motores Diesel. Como resultado, se han producido varios motores comerciables, como ser la serie "71" de la General Motors, los motores Diesel Krupp para camiones, los motores Diesel de dos tiempos Deutz, los motores Krauss Maffei, los motores Graff & Stift y otros. Este progreso ha justificado la confianza - de los proponentes del motor de dos tiempos, y el interés - por su desarrollo está aumentado. Puede predecirse que, en un futuro próximo, una gran parte o aún la mayor parte del - desarrollo de los motores con émbolos se hará en el campo - de los de dos tiempos.

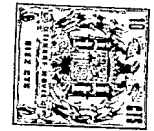


Un aspecto interesante del reciente período de -
evolución de los motores de dos tiempos, es que los técni-
cos competentes se han dividido más o menos en dos campos -
competidores sobre la cuestión de barrido "directo" versus
5 barrido "indirecto". Este estado de cosas se ha producido -
gracias a evoluciones, principalmente en Alemania y en Aus-
tria, que han hecho del motor con barrido indirecto un fuer-
te competidor en el campo de los motores Diesel de velocidad
intermedia y alta, de otro modo y anteriormente mantenido -
10 por los motores de cuatro tiempos o por motores de dos tiem-
pos con barrido indirecto.

Esta controversia técnica apunta hacia el problema
fundamental de la evolución de los dos tiempos, o sea cómo -
puede obtenerse un buen rendimiento sin sacrificar la sencil-
15 llez esencial de los dos tiempos. Los motores de equicorrien-
te o barrido directo tienen un buen rendimiento, pero los -
productores corrientes han sacrificado necesariamente una -
parte considerable de la sencillez con el fin de emplear el
principio de equicorriente o barrido directo. Algunos emplean
20 válvula de escape de movimiento vertical, por ejemplo General
Motors, Krupp y otros. Los tipos de motores de émbolos opues-
tos producidos por otros requieren múltiples cigüeñales en -
línea con trenes de engranajes de conexión, como por ejemplo
Fairbanks Morse, Napier, etc. El motor Napier "Deltic" es un
25 buen ejemplo de las complicaciones que se encuentran.

El motor de barrido indirecto es básicamente sencil-
llo, pero en este tipo el diseñador tiene que luchar con las
limitaciones impuestas por la regulación de la fase de las -
válvulas simétricas que es inherente a esta configuración. -
30 Con el fin de salvar esta limitación (necesaria si se desea
una alta sobrecomprensión) se requieren medios valvulares -

302411



auxiliares, y entonces se pierde la simplicidad básica. Queda probablemente además cierta duda en lo que se refiere a otras limitaciones de funcionamiento de este tipo de motor.

5 Evidentemente, lo que se necesita es un motor que combine el potencial de rendimiento y el reglaje valvular - asimétrico del tipo equicorriente, con la sencillez del motor básico de barrido indirecto. De acuerdo con la presente invención, esto puede lograrse mediante la aplicación de la disposición de cilindro tipo "U", de barrido directo. El motor de cilindro tipo "U" ha interesado a muchos investigadores, pero hasta la fecha no se ha obtenido una configuración práctica del motor. Hasta ahora, todos esos diseños han implicado disposiciones mecánicas discutibles. Una finalidad - de la presente invención es la de romper esta barrera y abrir un nuevo horizonte a la evolución y el progreso del motor - de dos tiempos.

15 La exposición que antecede se ha referido en gran parte a los motores Diesel. El motor Otto de dos tiempos ha sufrido similarmente una evolución lenta. A pesar de ello, - ha tenido uso extenso en aplicaciones industriales, marinas y de automotores pequeñas, de pocos caballos de fuerza. El campo marino fuera de borda es uno de esos horizontes, y este campo ha crecido enormemente en los últimos años. Aquí, - el énfasis se ha puesto en el poco peso y en el costo, y - los motores son la forma más sencilla de la configuración - de dos tiempos. En este caso, el rendimiento se ha sacrificado en beneficio de la simplicidad, y como resultado la economía de combustible es pobre. Estos motores son ahora de hasta setenta caballos de fuerza en algunos modelos, y se desean y serían prácticos los modelos de más potencia si hubieran pre-

30 302411

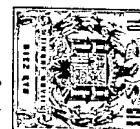


5 sentes factores más favorables de peso y tamaño, y si se -
pudiera obtener una mayor economía de combustible sin com-
plicaciones costosas del motor. Debido a su configuración
sencilla y compacta, su peso reducido por H. P. y su buen -
rendimiento potencial, la presente invención proporciona una
solución ideal de este problema, tanto en lo que se refiere
al motor de tipo Otto de dos tiempos, como al tipo Diesel.

10 La disposición de cilindros tipo "U" de la presen-
te invención consiste en dos cilindros de émbolo con orifi-
cios, unidos por una cámara común de combustión, con émbolo
convenientemente fuera de fase que trabajan en los dos
cilindros para proporcionar un reglaje de tal del orificio
de escape de un cilindro, que se obtiene un barrido y una -
carga unidireccionales que son sumamente eficaces. La secuen-
cia del reglaje del orificio de admisión y de escape resul-
tante, se denomina reglaje valvular asimétrico, debido que -
estas fases no se producen simétricamente con relación al -
ángulo efectivo del codo central superior. Las ventajas del
reglaje valvular asimétrico son bien conocidas, pero nunca
20 se ha obtenido de la manera provista por la presente inven-
ción.

25 Hasta ahora, solamente los motores de dos tiempos
con válvula auxiliar, o motores con orificios, de émbolos -
opuestos, han conseguido una aplicación amplia, debido a que
las tentativas anteriores de usar la disposición de cilindros
en "U", por lo general han resultado en dificultades mecáni-
cas de alguna clase, que han afectado la simplicidad buscada
al usar el principio de los dos tiempos. La presente inven-
ción elimina este problema al proporcionar una disposición -
30 que aprovecha plenamente el principio del tipo en "U", sin -

302411



ninguna dificultad mecánica.

Una forma preferida de motor de tipo "U" sería -
la de tener todos los cilindros de los diversos pares en "U"
dispuestos en alineación general en un plano con una configu-
ración radial alrededor de un eje central de simetría. Esta
5 disposición no se ha obtenido hasta la fecha, debido a que -
no se ha ideado una disposición mecánica satisfactoria para
acomodar esta disposición conveniente de los cilindros de -
tipo "U". La presente invención proporciona el mecanismo pa-
ra lograr esta finalidad.
10

Otra finalidad de la presente invención es la de
proporcionar medios para ajustar el sistema de manivelas y
bielas del motor, para compensar inexactitudes de fabrica-
ción.

Otra finalidad de la presente invención es la de
proporcionar un motor marino original, del tipo nominalmen-
te fuera de borda, que se hace posible por la configuración
particular del motor de acuerdo con la presente invención.
15

La invención se adapta a muy diversas variantes -
constructivas y aplicaciones. Con fines ilustrativos, una -
20 forma actual de realización del invento se ilustra en la -
forma de un motor marino fuera de bordo, uso para el cual -
se adapta idealmente el motor.

Las características originales de la presente in-
25 vención proporcionan las siguientes ventajas generales:

1.- Elección de cualquier reglaje conveniente de
los orificios de escape y de admisión para el barrido y la -
carga directos.

2.- Equilibrio dinámico nominalmente perfecto de -
30 las partes móviles mediante el contrapesado sencillo de los

302411



cigüeñales para configuraciones que emplean cuatro o más -
pares de cilindros dispuestos simétricamente alrededor de -
un centro común.

3.- Simplicidad óptima de diseño.

5 4.- Empleo opcional de más de dos cigüeñales si se
desea, por ejemplo tres cigüeñales para seis pares de cilin-
dros, etc.

5.- Diseño compacto, de poco volumen y poco peso.

10 Otras características y ventajas específicas de -
la invención se harán resaltar con mayor amplitud más adelan-
te, con referencia a los dibujos que se acompañan que ilus-
tran una forma de realización actualmente preferida de la -
invención y ciertas modificaciones de la misma, y en los -
cuales:

15 La figura 1 es una vista en elevación lateral de
una forma de realización de la presente invención adaptada pa-
ra ser usada como un motor marino fuera de bordo;

La figura 2 es una vista en planta superior del mo-
tor que se ilustra en la figura 1;

20 La figura 3 es una vista en planta inferior del -
motor que las figuras 1 y 2, con algunas partes en corte, y
con el motor girado alrededor de su eje vertical 90° hacia
la derecha con respecto a la posición de las Fgs. 1 y 2.

25 La figura 4 es una vista en corte longitudinal, -
tomada por la línea 4-4 de la figura 3;

La figura 5 es una vista en corte transversal to-
mada por la línea 5-5 de la figura 4;

30 La figura 6 es una vista en elevación lateral al-
go ampliada, parcialmente en corte, del extremo del motor -
de la figura 1 en que se encuentra la hélice, y que ilustra

302411



otros detalles del mecanismo de engranaje de transmisión;

La figura 7 es una vista parcial en corte longitudinal que muestra una modificación del motor representado - en la figura 4, para ilustrar el empleo de un solo árbol -
5 generador de fuerza, en lugar de los dos árboles o ejes que se ilustran en la figura 4;

La figura 8 es una vista en corte transversal, algo similar a la figura 3, que muestra una modificación en - la cual las cavidades de cada cilindro común de tipo en "U" están dispuestas en ángulo divergente hacia fuera;
10

La figura 9 es una vista parcial en elevación lateral, similar a la figura 8, que muestra otra modificación en la cual un par de cilindros en cada cilindro en forma de "U" está dispuesto en ángulo convergente hacia fuera;

La figura 10 es una vista en corte transversal similar a la figura 9, que muestra una modificación del motor representado en la figura 9, con respecto a la disposición de las bielas;
15

La figura 11 es una vista en corte tomada por la - línea 11-11 de la figura 10;
20

La figura 12 es un diagrama de reglaje para los - orificios de escape y de admisión;

La figura 13 es una representación esquemática - que ilustra el ángulo fuera de fase con respecto a la forma de realización representada en la figura 3; y
25

La figura 14 es una vista similar con respecto al ejemplo de realización de la figura 8.

Haciendo referencia más particularmente a las figuras 1 y 2 de los dibujos, el motor en su totalidad se indica en 20 y en la presente forma de realización comprende cuatro
30

302411



unidades de bloques de cilindros A, B, C y D montadas en un
cárter indicado de una manera general en 25. Debe entenderse,
naturalmente, que la invención puede incorporarse a motores
que tengan un número diferente de cilindros, preferentemente
un número par, como ser 6, 8, etc. En la presente adaptación
del motor al uso como motor marino fuera de bordo, estará
ubicado, en servicio, según se ilustra en la figura 1. Una
cubierta 26 de compresor está montada en el extremo superior
del cárter 25 y encima de eso está montada una caja de
engranajes 27 sobre la cual están soportadas unidades
auxiliares tales como un generador 28, un arranque 29 y una
bomba de combustible 30 para ser impulsados por un engranaje
apropiado dentro de la caja de engranajes. Sobre la cubierta
del compresor está también montado un carburador 31. Preferentemente,
el cárter 25 está provisto de una porción de cuerpo 32 (figura 4)
y porciones de extremo idénticas 33 y 34. Las unidades de bloques
de cilindro tales como C están aseguradas a la porción de cuerpo
32 por medios apropiados tales como los espárragos 35. Cada
unidad de bloque de cilindro tiene la forma de un cilindro de
tipo en "U" que comprende un par de cavidades de cilindro
tales como 36 y 37 (figuras 3 y 5) interconectadas por una
cámara de combustión común tal como 38.

Cada cavidad de cilindro tal como 36 está provista de
orificios valvulares de admisión tales como 41, gobernados
por el émbolo 39, y cada cavidad de cilindro tal como 37 está
provista de orificios de escape tales como 42 gobernados por
el émbolo tal como 40. Por razones de conveniencia, en lo
sucesivo para distinguir entre las partes correspondientes
relacionadas con las unidades de cilindro individuales tales

3 2411



como A, B, C y D, las partes correspondientes serán identificadas con unidades de bloque de cilindros mediante el agregado, al número de la parte, de una letra de referencia del bloque de cilindros como sufijo, como por ejemplo 39c, etc.

5 Los orificios de admisión 41 se comunican con un pasaje de admisión común 43 que por medio de codos 44 se interconecta con el interior de la cubierta 26 del compresor (figura 4) - y los orificios de escape tales como 42 se comunican con un pasaje común 45 (figura 5) que está en comunicación con un -

10 caño de escape 46. Cada unidad de bloque de cilindros está igualmente provista de los pasajes de agua usuales, como ser 47, con fines de enfriamiento, y estos pasajes reciben fluido de enfriamiento a través de un pasaje 48 de entrada de - agua y un pasaje 49 de salida de agua (figura 5) que descarga dentro del caño de escape 46. Los pasajes 48 de entrada -

15 de agua reciben agua de enfriamiento a través de caños 50 (figuras 1 y 3) que los conectan con un distribuidor común de agua o múltiple 51, al que a su vez se comunica, por intermedio de un pasaje 52 (figura 3) con una fuente de agua -

20 de enfriamiento a la que se hará referencia más adelante.

Se observará en las figuras 3, 4 y 5 que las unidades de cilindro de tipo en "U" indicadas en A, B, C y D se extienden radialmente hacia fuera desde, y están dispuestas simétricamente alrededor de, un eje virtual común que corresponde al eje virtual longitudinal del motor, estando colocados los cilindros en alineación circunferencial, con las líneas centrales de las cavidades de cilindro dispuestas preferentemente en un plano en ángulo recto con respecto al citado eje de simetría. Es sumamente conveniente disponer así -

25 las cavidades de cilindro, con el fin de obtener condiciones óptimas; sin embargo, y según se hará notar con mayor parti-

30

302411



cularidad más adelante, las cavidades de cada cilindro pueden estar desplazadas en una pequeña medida y proporcionar - sin embargo las ventajas de la invención.

5 Los émbolos 39 y 40 de cada par de cavidades de - cilindro están conectados a un bastidor de movimiento exacto 58 mediante bielas individuales tales como 55. El bastidor - de movimiento exacto apoya en los botones de manivela de dos cigüeñales 59 y 60 de un solo codo. El bastidor une entre sí a los cigüeñales de modo que giran en su fase, y cualquier -
10 punto del bastidor describe un círculo exacto cuyo radio es igual al radio de la manivela. Los extremos internos de las bielas están conectados al bastidor por medio de pasadores - de biela tales como 56. Cada pasador de biela, estando articulado, como ser por medio de pernos de aguja 57, en el bas-
15 tidor 58, recorre un círculo exacto, impartiendo así un movimiento esencialmente id'entico a todos los émbolos si todas las bielas tuvieran la misma longitud y si el centro de movimiento de cada pasador de biela estuviera en la línea central de su propia cavidad de cilindro. El bastidor de movimiento exacto 58 está calzado en los codos del par de cigüe-
20 ñales 59 y 60, preferentemente por medio de bujes flotantes pestañados tales como 61 y 62 perforados algo excéntricamente con respecto a su diámetro externo. Los bujes 61 y 62 flotan en el bastidor de movimiento exacto 58 pero están retenidos contra rotación en sus respectivas cavidades del basti-
25 dor por medio de muescas debidamente espaciadas tales como - 65 formadas en las pestañas que apoyan contra pequeñas prolongaciones cilíndricas en los extremos de los pasadores de biela 56. Cuando se arma el motor, estos bujes pestañados -
30 de apoyo se orientasn giratoriamente (cada uno alrededor de -

302411



su propia línea central) de modo que la distancia central -
entre las cavidades excéntricas corresponde ajustadamente -
a la distancia central de las líneas centrales de los muño-
nes principales de los dos cigüeñales. Esto corrige inexac-
titudes de fabricación en la separación de las líneas centra-
les del bastidor y del cojinete del cárter. Los bujes flo-
tantes proporcionan cierta compensación adicional más cierto
efecto de amortiguación debido a las múltiples películas de
aceite implicadas. Esto compensará además una pequeña dife-
rencia en las dimensiones de los codos de los dos cigüeñales.
Si así se desea, puede proporcionarse una compensación adicio-
nal de la diferencia en las dimensiones reales de los codos
de los dos cigüeñales, proporcionando cierto grado adicional
de elasticidad en el bastidor, por ejemplo cortando el centro
del bastidor 58. Los cigüeñales 59 y 60 tienen los extremos
de sus botones de manivela calzados en los extremos 33 y 34
del cárter de cigüeñal (figura 4). Preferentemente, los mu-
ñones de los botones y codos de manivelas están provistos de
cojinetes anti-fricción, como ser cojinetes de agujas. En la
presente forma de realización, los cigüeñales están construí-
dos de una sola pieza, y por lo tanto se proporcionan, con
fines de armado, cojinetes divididos que comprenden casquetes
tales como 63 y 64.

Se observará que las bielas 55 conectadas al émbolo
40a y el émbolo 39d están unidas giratoriamente al basti-
dor de movimiento exacto 58 por intermedio del elemento de -
casquete 63, y las bielas conectadas a los émbolos 39b y 40c
están unidas de una manera similar al bastidor de movimiento
exacto 58 a través del elemento de casquete 64. Las bielas -
restantes están unidas giratoriamente en forma directa al -



cuerpo del bastidor de movimiento exacto.

En esta forma de realización, las cavidades de cilindro 36 y 37 de cada cilindro de tipo en "U" son paralelas, y la secuencia deseada de fases de reglaje valvular se obtiene desplazando los centros de rotación de los varios pasadores de biela por una distancia O-S de sus respectivas líneas centrales de cavidad de cilindro, más una elección correcta de las alturas de los orificios de admisión y de escape, es decir la posición relativa de apertura de la parte superior del orificio de escape con respecto a la parte superior del orificio de admisión. Esto provee un medio muy flexible para proporcionar cualquier adelanto predeterminado de la abertura de escape, medido en grados de ángulo de manivela, y proporciona además los medios de cierre del orificio de escape por cualquier ángulo de calaje predeterminado que se desee, con respecto a los referidos orificios de admisión. Por ejemplo, la distancia de desplazamiento O-S puede ser igual o diferente con respecto a cada par de cavidades de cilindro en cada cilindro en "U", e igualmente puede ser una hacia la otra o alejándose entre sí, o una hacia y la otra alejándose de la otra. De una manera similar, las variaciones en la altura y la separación de los orificios de admisión y de escape aumentan la flexibilidad.

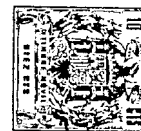
25

COMPRESOR DE SOBREALIMENTACION

30

Haciendo referencia a la figura 4, se observará que el muñón superior del cigüeñal 59 se extiende más allá del extremo 33 del cárter y lleva asegurado al mismo un engrabaje 70, y que un engranaje correspondiente 71 está asegurado

3096



de una manera similar al cigüeñal 60. Estos engranajes están en vinculación de transmisión con un piñón 72 que se halla - asegurado a un eje 73 calzado en cojinetes apropiados 74 y - 75 y que lleva fijada al mismo una tubrina de compresor 76 -
5 en posición operativa dentro de la cubierta de turbina 26. - El lado de entrada de la caja de la turbina se comunica con el carburador 31 o con otro medio apropiado de entrada de - aire y combustible. Por lo tanto, al girar la turbina, el combustible es forzado hacia fuera a través de los caños de
10 entrada tales como 44 y al interior de los pasajes de admisión de los diversos cilindros del motor.

El eje 73 se extiende hacia arriba fuera de la caja 26 e impulsa un engranaje apropiado en la caja de engranajes 27, para accionar así al equipo auxiliar.

15 Las ventajas sobresalientes de los motores que emplean la presente invención se pondrán en evidencia en la siguiente tabla que indica características de ejemplos de - motores de ciclo Otto y de ciclo Diesel que tienen cuatro - cilindros del tipo en "U":

20

3024-1



(Para las dimensiones I, II y III, véanse las figuras 1 y 2)
RELACIONES DE DISEÑO EN TERMINOS DE DIAMETRO INTERNO DE CILINDRO - "D" (EN CENTIMETROS).

	<u>Motor Ciclo Otto (X)</u>	:	<u>Motor Ciclo Diesel (Y)</u>
5	Dimensión I = 15,67 "D"	:	Dimensión I = 18,41 "D"
	" II = 15,67 "	:	" II = 18,41 "
	" III = 9,72 "	:	" III = 9,72 "
	Vol.M ³ .=I.II.III=0,0023D ³	:	Vol.M ³ .=I.II.III.=0,0032D ³
	<u>APLICACIONES</u>		
		<u>MOTOR "X"</u>	<u>MOTOR "Y"</u>
10	Diámetro interno "D" de cilindro	7,62 Cms.	15,24 Cms.
	Dimensión I	46,99 Cms.	110,49 Cms.
	" II	46,99 Cms.	110,49 Cms.
	" III	29,21 Cms.	58,42 Cms.
	Volúmen	0,0542 m ³ .	0,713 m ³ .
15	Area de émbolo	367,7 cm ² .	1.458,0 cm ² .
	Desplazamiento	2.294,2 cm ³ .	22.237,4 cm ³ .
	Límites de potencia	100-200 H.P.F.	450-900 H.P.F.

Se comprenderá desde luego, que en los motores de ciclo Diesel que incluyen la presente invención, las bujías que se ilustran con respecto al motor de ciclo Otto que se ha descrito anteriormente, se omitirán y se utilizarán en su reemplazo boquillas apropiadas de inyección de combustible. El combustible se alimentará desde bombas de inyección Diesel apropiadas, y el compresor de sobrealimentación se utilizará para suministrar aire solamente, en lugar de la mezcla de aire y combustible como se utiliza en el motor de ciclo Otto.

30 PROPULSION DE LA HELICE

302411



Los muñones principales inferiores de los cigüeñales 59 y 60 (figura 4) están convenientemente conectados a un par de ejes de hélice 77 y 78, que se hacen girar en la misma dirección de rotación, según se indica mediante las flechas.

5 Se proporcionan anillos obturadores apropiados, tales como 79, para impedir el escape que se suministra al motor bajo presión por medios apropiados (no ilustrados) y que pasa a un depósito de aceite 80, de donde se hace circular. Los ejes de hélice -

10 77 y 78 se extienden hacia abajo dentro de alojamientos 81 y - 82 que están asegurados en posición al extremo superior de un alojamiento común externo 83, cuyo extremo superior está asegurado al cárter y dentro de cuyo extremo superior está provisto el depósito de aceite 80, el múltiple o distribuidor de -

15 agua 51 y la admisión 52. Esta cubierta externa está provista además, adyacentemente a su extremo superior, de una porción - 84 extendida hacia atrás (figura 1) cuya cara inferior proporciona una placa de cavitación tal como 85, a través de la cual pasa al caño 86 de entrada de agua y se comunica con una bomba de agua 87 apropiada, dispuesta dentro de uno de los alojamientos de eje, tal como 81 y que es impulsada por uno de los ejes de hélice tal como 77. Los diversos caños de escape tales como

20 46, pasan hacia abajo desde las unidades de bloque de cilindros, y están en comunicación con el interior de la cubierta - externa 83 que está provista de aberturas apropiadas (que no se han ilustrado) a través de las cuales puede pasar el escape hacia afuera, por debajo del nivel del agua. Un medio de fijación tal como 88, está convenientemente unido al borde delantero de la caja externa 83, para asegurar el motor fuera de bordo al -

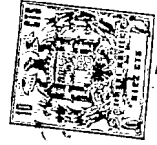
25 escudo de popa de un barco. Más adelante se darán otros detalles de la propulsión de la hélice.

30

302411



Haciendo referencia con mayor particularidad a la figura 6, los alojamientos de eje 81 y 82 están convenientemente fijados por sus extremos inferiores en el alojamiento común externo 83 y llevan cojinetes de bolilla tales como 90, dentro de los cuales están calzados los ejes 77 y 78 adyacentemente a sus extremos inferiores. El extremo inferior del eje 77 lleva asegurado un engranaje de propulsión 91 que está en engrane de transmisión con un engranaje cónico cooperante 92 que tiene un cubo extendido hacia atrás, calzado en un cojinete de bolillas 93 que está asegurado rígidamente en el alojamiento 83. El engranaje 92 está provisto además de una porción de cubo extendida hacia delante, que tiene ranuras externas 94 capaces de recibir ranuras cooperantes llevadas por la parte interior de una manga de embrague 95 que es deslizable axialmente con respecto a ranuras externas llevadas por un eje hueco de hélice 97 y está en vinculación de impulsión constante con las mismas. La manga de embrague 95 es alternadamente vinculable con dientes externos de ranura 94' formados en la parte exterior de una porción de cubo de un engranaje cónico 92', también en engrane de propulsión con el engranaje cónico 91; estando el engranaje 92' calzado convenientemente en un cojinete de bolillas 93', asegurado rígidamente en el alojamiento 83. El extremo extendido hacia atrás del eje 97 de hélice, lleva convenientemente asegurado al mismo una hélice 98 que en la presente forma de realización está dispuesta para ejercer un empuje de propulsión hacia delante cuando se hace girar en el sentido contrario al de marcha de las agujas del reloj, mirando desde el frente. El eje 97 se proyecta hacia atrás más allá de la hélice 98 y lleva rígidamente asegurado al mismo un alojamiento de



cojinete 99 en el cual está convenientemente asegurado un
cojinete 100, en el cual está calzado el extremo posterior
de un segundo eje de hélice 101, que se extiende a través
del eje 97 y es concéntrico con el mismo, y a cuyo extremo
5 extendido hacia atrás está rígidamente asegurada una segun-
da hélice 102, adaptada para ejercer una propulsión hacia
delante por empuje, cuando se hace girar en el sentido de
marcha de las agujas del reloj, observando desde el frente,
El eje de hélice 101 está asegurado por su extremo delante-
10 ro, como ser mediante ranuras, con una prolongación de ex-
tremo 103 provista de una pestaña exteriormente ranurada
104, vinculable con ranuras internas provistas en una manga
de embrague 105 que es deslizable axialmente respecto de la
misma y está en vinculación de marcha continua con ella. La
15 manga ranurada 105 se representa vinculada con ranuras 106
provistas en el cubo de un engranaje cónico 107 que está cal-
zado en un cojinete apropiado 108 y está en engrane mandado
con un engranaje cooperante 109 asegurado al extremo del eje
78. La manga de embrague 105 es alteriadamente vinculable con
20 dientes de ranura 106' provistos en el cubo de un engranaje
cónico mandado 107', que está calzado convenientemente en
un cojinete 108'. La cabeza 103 del eje de hélice 101, y el
eje hueco 97, están convenientemente calzados en cojinetes
de agujas tales como 110 y 111, dispuestos dentro de los en-
25 granajes mandados tales como 107-107' y 92-92'.

Las mangas de embrague 95 y 105 están en vincula-
ción de funcionamiento con extremos de horquilla 112-113 pro-
vistos en los extremos superiores de palancas acodadas 114 y
115, cuyos extremos opuestos en forma de horquilla están en
30 vinculación operativa con un elemento accionador 116 provis-



to de una porción de horquilla que rodea los cubos de los engranajes 92' y 107' y está conectada a una varilla 117 extendida hacia arriba a través de la cubierta 83 y asegurada por su extremo superior a un medio conveniente de mando, operable manualmente (que no se ha ilustrado).

Con las partes según se ilustra en la figura 6, el eje 97 y la hélice 98 unida al mismo, giran en el sentido de marcha de las agujas del reloj (flecha cortada) observando desde el frente, para ejercer así un empuje de propulsión inversa; y correspondientemente el eje 101 y la hélice 102 unida al mismo giran en el sentido contrario al de marcha de las agujas del reloj (flecha cortada) para ejercer también un empuje de propulsión hacia delante. Cuando se desea ejercer un empuje de propulsión hacia delante, se mueve hacia abajo la varilla de embrague 117, para mover así las mangas de embrague 95 y 105 una hacia la otra, desacoplando por lo tanto los engranajes 92 y 107 y acoplando los engranajes 92' y 107' dispuestos opuestamente. Cuando se desea disponer el embrague en posición neutra, se mueven las mangas 95 y 105 hasta la posición intermedia, donde se vinculan solamente con las ranuras 96 del eje 97 y las ranuras 104 del extremo del eje 103.

MODIFICACION DE PROPULSION POR EJE UNICO

En lugar de tener dos ejes generadores de fuerza tales como los que se indican en 77 y 78, que se han descrito más arriba, puede emplearse un solo eje generador de fuerza cuando así resulte conveniente. Haciendo referencia a la figura 7, los cigüeñales 120 y 121 (que corresponden a los cigüeñales 59 y 60 descritos más arriba) tienen los extremos de sus muñones inferiores asegurados a engranajes 122 y 123,



respectivamente. Los referidos engranajes están en engrane de transmisión con un engranaje interno 124 dispuesto en el extremo de un eje generador de fuerza 125, y preferentemente solidario con el mismo, estando el eje 125 calzado por su extremo interno en un cojinete 126.

MEDIOS MODIFICADOS DE REGLAJE FUERA DE FASE DE LAS VALVULAS

En el ejemplo de realización que se ilustra en la figura 8, el motor es esencialmente igual al que se ha descrito con referencia a las figuras 1 a 5, salvo que en esta modificación las cavidades de cada uno de los cilindros A', B', C' y d' en forma de "U" tienen sus ejes virtuales de línea central divergentes entre sí hacia fuera de su punto de intersección Y (figura 14). Este ángulo está designado como β y los centros de rotación de los pasadores de biela están dispuestos en esas líneas centrales divergentes de los cilindros, en lugar de estar desplazados por una distancia tal como O-S que se ha descrito con relación al ejemplo de realización anterior, donde los ejes virtuales de los cilindros de cada par eran paralelos. El ángulo β (figuras 8 y 14) define la separación entre los centros de rotación de los pasadores de biela y puede denominarse ángulo fuera de fase, que se elige para dar un adelanto conveniente de la apertura del orificio de escape en comparación con el reglaje del orificio de admisión. Se obtiene un reglaje adicional controlado del orificio de escape, eligiendo una altura del orificio de escape mayor que la altura del orificio de admisión, y si resultara conveniente, el centro de rotación de los pasadores de biela puede ser desplazado como en el ejemplo de realización anterior, para obtener un gobierno adicional. La combinación correcta del ángulo β y la altura de los orificios



de escape y de admisión, puede proporcionar así una serie óptima de fases de reglaje valvular de escape y de admisión.

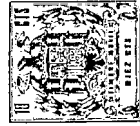
5 En el ejemplo de realización de la figura 3, el reglaje fuera de fase deseado se proporciona desplazando los centros de rotación de los pasadores de biela según se ha hecho notar anteriormente, y el ángulo fuera de fase deseado (comparable a β) se denominará α y puede ser determinado de la manera que se indicará a continuación con referencia a la figura 13. Se supondrá que los émbolos 39 y 40 de cada bloque de cilindros del grupo en "U" están dispuestos en las cavidades de sus respectivos cilindros, al mismo nivel donde el émbolo de entrada 39 ha comenzado recién a abrir el orificio de admisión 41; luego se pasan las líneas axiales de referencia a través de los ejes virtuales de los pernos de émbolo 139 y 140, respectivamente, de modo que los ejes virtuales se intersecarán en X para formar entre ellos el ángulo α igual al ángulo fuera de fase deseado. Los centros de rotación C. R. de los pasadores de biela, tales como 56, están ubicados en estos ejes virtuales de referencia, por lo tanto estarán desplazados por una distancia O-S de las líneas centrales de las cavidades de los cilindros, que en este caso son paralelas. Se verá así que cuando las líneas centrales de las cavidades de los cilindros son paralelas, si se desplazan los centros de rotación de los pasadores de biela, pueden obtenerse resultados comparables de reglaje fuera de fase, similares a los que se obtienen cuando los cilindros están dispuestos en ángulo entre sí, como en las figuras 3 y 14.

25
30 Según se ha hecho notar anteriormente, una de las características salientes de la presente invención es la



orientación de todas las cavidades de los cilindros del tipo en "U" en alineación periférica virtual en el mismo plano, con el fin de proporcionar la dimensión mínima del motor en una dirección axial. Esto significa que las cavidades de los cilindros de cada bloque de cilindros del tipo "U" deben tener una separación mínima de las líneas centrales apenas mayor que el diámetro de la cavidad del cilindro. Dado que, con fines de reglaje de las válvulas, el ángulo fuera de fase tal como α o β es generalmente menor de 15° , con el fin de mantener el diámetro del motor tan pequeño como sea posible, uno o ambos ejes virtuales de referencia que definen el ángulo fuera de fase tal como α o β debiera pasar fuera del eje de simetría (tal como A.S., figuras 13 y 14) de modo que la intersección tal como X ó Y de los citados ejes virtuales de referencia entre sí, quefa fuera del eje de simetría en una dirección y a una distancia del mismo, tales como para que la configuración resultante del motor sea más pequeña que lo que sería si esos ejes virtuales se intersecaran todos en el eje de simetría. En las formas de realización que se ilustran en las figuras 3 y 13 y en las figuras 8 y 14, la intersección tal como X ó Y queda en el lado alejado del eje de simetría A.S. con respecto al bloque de cilindro; mientras que en la forma de realización de la figura 9, la intersección se produce en el lado cercano del eje de simetría con respecto al bloque de cilindros.

La forma preferida de cumplir con todos estos requisitos es la de emplear un bastidor de movimiento exacto, llevado por uno o más cigüeñales, más la ubicación correcta de los centros de rotación de los diversos pasadores de biela, para obtener el fasaje deseado de los movimientos de



los émbolos, según se ha indicado más arriba.

5 El ciclo completo de admisión de combustible, compresión, encendido y barrido se comprenderá mejor haciendo referencia a la figura 8, que muestra la posición relativa de los émbolos; y el mismo orden es aplicable a la forma de realización del motor que se ilustra en las figuras 1 a 5.

10 Haciendo referencia a la figura 8, en el cilindro A' se está completando el barrido y la carga; en el cilindro B', se acaba de completar el golpe de bajada y ha comenzado la admisión; el encendido acaba de tener lugar en el cilindro "C'" y el cilindro D' está en su carrera de compresión.

15 El diagrama de reglaje que se ilustra en la figura 12, servirá para ilustrar la flexibilidad de reglaje que es posible con la presente invención. La admisión está regulada para abrirse a un ángulo de 125° con el centro superior y para cerrarse a un ángulo de 245° del centro superior, según se representa mediante los ángulos T-D-I y T-O-IC, respectivamente. Si se utiliza simplemente la relación fuera de fase de los émbolos tales como 39 y 40, ya sea mediante el

20 ángulo α (figura 13) que resulta de los desplazamientos O-S (figura 3) o mediante el ángulo β que resulta de la disposición angular de las cavidades de los cilindros (figuras 8 y 9) puede hacerse que la válvula de escape se abra en la posición representada por la línea cortada OE', de modo que

25 el escape se abriría digamos a un ángulo de 115° con respecto al centro superior y se cerraría en la posición ilustrada por la línea cortada OEC', digamos a un ángulo T-O-EC' de 235° con respecto al centro superior. Este reglaje fuera de fase resultaría de un ángulo fuera de fase α ó β de 10° .

30 Este reglaje se representa completamente complementado por



la separación del orificio de la válvula de escape por encima del orificio de admisión, por una distancia equivalente a cualquier ángulo deseado, digamos 5° , lo que haría que la válvula de escape se abriera según se indica mediante la línea llena OE, de modo que el ángulo T-O-E con el centro superior sería de 110° , y correspondientemente el escape se cerraría entonces según se indica mediante la línea llena OEC, de modo que la válvula de escape se cerraría a 240° del centro superior, o 5° antes que se cierre la admisión. Se observará así que mediante la elección apropiada de la relación fuera de fase de los émbolos y las posiciones de altura de los orificios valvulares, puede efectuarse fácilmente cualquier disposición predeterminada de reglaje que se desee. Por ejemplo, eligiendo una relación conveniente de apertura del orificio de escape-apertura del orificio de admisión, podrían aumentarse los ángulos T-O-E' y EC-O-EC' para hacer que el escape se cierre al mismo tiempo o después del cierre de la admisión.

En la figura 9 se representa una variante de esta modificación en la cual las cavidades de los cilindros de cada par de unidades de cilindro tales como A_2 y D_2 están inclinadas de una manera tal que su ejes virtuales son convergentes. Esta disposición proporciona las mismas facilidades de reglaje de válvulas y puede ofrecer ventajas en ciertas aplicaciones.

En la figura 10 se ilustra una forma de realización que es idéntica al ejemplo de la figura 9, salvo que en lugar de estar las bielas en alineación absoluta en el mismo plano, están dispuestas en relación escalonada una junto a la otra. Por ejemplo, las bielas tales como 127 y 128 están dispues--

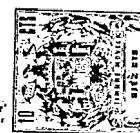


tas en relación yuxtapuesta (figura 11) y están aseguradas mediante un pasador común 129 a un bastidor de movimiento exacto tal como 130. En esta disposición, las líneas centrales de los émbolos están algo desplazadas de la alineación absoluta, en un plano que pasa en ángulo recto con el eje de simetría del motor, pero los cilindros están sin embargo en alineación general en el mismo plano, lo que a los fines prácticos puede definirse como significando que las líneas centrales de los cilindros no están desplazadas entre sí con respecto al referido plano en más de la mitad del diámetro del cilindro, y preferentemente sólo en una cantidad suficiente para permitir que las bielas queden dispuestas una al lado de la otra según se indica en la figura 11.

A continuación se hacen resaltar otras ventajas actuales o posibles en los motores que incluyen características de la presente invención.

El motor se adapta excelentemente a la sobrealimentación debido al reglaje valvular asimétrico selectivo y debido a la disposición simétrica de los cilindros, y se adapta también de una manera excelente a la turbo-compresión, por las mismas razones.

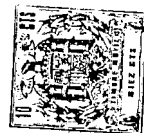
Debido al control selectivo del reglaje de las válvulas de escape y de admisión que resulta posible, es probable que en su forma más sencilla, pueda hacerse que el motor se aspire sin el empleo de un ventilador. Esto sería de particular interés en la aplicación marina fuera de bordo. Existe un espacio amplio para un receptor de escape de acoplamiento estrecho para cada cilindro del tipo en "U", facilitando por lo tanto el uso efectivo de barrido cinético y carga en una forma de realización sin ventilador.



En razón de sus características originales, un motor hecho de acuerdo con el presente invento tiene muchas aplicaciones. Es apropiado para diseño ya sea de ciclo Otto o de ciclo Diesel. Puede diseñarse ya sea para funcionamiento vertical (cilindros en plano vertical) o funcionamiento horizontal (cilindros en plano horizontal). Puede ser enfriado por aire o por líquido. Aprovecha todas las ventajas del motor de dos tiempos, y representa lo que se considera la mejor relación entre desplazamiento y volumen del motor de cualquier configuración de motor con émbolos.

En lugar de cigüeñales de una pieza, que requieren cojinetes divididos según se ilustra en la figura 3, los cigüeñales pueden hacerse de dos piezas, teniendo una junta correspondiente de botón manivela del tipo de ranura frontal, torneada con exactitud para su calce de propulsión y a alineación, preferentemente tal como el que se vende con la marca "Curvic" de la Gleason Company. Esto permitirá el empleo de un bastidor macizo de movimiento exacto tal como se ilustra en la figura 8. Se observa además que las superficies de la junta entre la culata del cilindro y el bloque del cilindro son simples segmentos de superficie torneada cilíndricamente.

Debe observarse, con referencia a la configuración de motor que emplea dos cigüeñales de un solo codo, que si bien el bastidor de movimiento exacto nominalmente obliga a la rotación en fase de los cigüeñales, existen dos posiciones de inestabilidad geométrica momentánea que ocurre cuando los codos de los cigüeñales y los ejes virtuales de los cigüeñales están todos en un plano. A la mayoría de las velocidades de funcionamiento, esto carece de importancia práctica, debido a que el efecto de volante de las masas de los cigüe-



5 fiales mantendrá la estabilidad. A velocidades muy bajas, como ser a la velocidad de arranque o en vacío, será conveniente tener los cigüeñales conectados además operativamente para la rotación en fase, por algún medio tal como engranajes o codos y bielas auxiliares, debidamente fasados. En los dibujos, esta finalidad se cumple mediante el tren de engranajes de propulsión del compresor de sobrealimentación o mediante el engranaje de salida que se ilustra en la figura 7. En configuraciones que emplean más de dos cigüeñales de un solo codo, no existen posiciones de inestabilidad.

10 Habiéndose descrito la presente invención con particularidad en su forma preferida de realización y con respecto a algunas de las modificaciones posibles, resultará evidente para las personas versadas en la materia, luego de entender la invención, que pueden efectuarse otros cambios y modificaciones sin apartarse del alcance de la invención, tal como se define en las reivindicaciones anexas.

20 - N O T A -

Los puntos de invención propia, no nueva pero no establecida, practicada ni divulgada en España, que se presentan para que sean objeto de esta solicitud de Patente de Introducción, por DIEZ años, son los siguientes:

25 1.- Un motor de explosión de ciclo de dos tiempos con una pluralidad de cilindros dobles dispuestos en forma de estrella alrededor de un eje de simetría, y cada uno de los cuales tiene una cámara de combustión común en forma de "U", proporcionándose orificios de admisión controlados por émbos-

30

302411



lo en un cilindro, y orificios de salida controlados por
émbolo en el otro cilindro de cada par de cilindros; caracte-
terizado por el hecho de que las bielas de todos los émbolos
están articuladas mediante pasadores de biela a un bas-
5 tidor de manivela común que ejecuta movimientos de rotación
mientras mantiene en todo momento su dirección axial; cada
uno de los pasadores de biela para el par de bielas para los
émbolos de cada par de cilindros está espaciado del otro pa-
sador de biela de dicho par; siendo determinado el reglaje
10 deseado por la elección de la posición de los pasadores de
biela para las bielas en el bastidor, la dirección de los
ejes virtuales de los cilindros y la altura de los orificios
de admisión y de salida.

2.- Un motor de explosión de ciclo de dos tiempos,
15 de acuerdo con la reivindicación 1, caracterizado por el he-
cho de que el bastidor está llevado por las manivelas de por
lo menos dos cigüeñales dispuestos en paralelo entre sí y
que giran sincrónicamente y con sus manivelas en la misma po-
sición.

3.- Un motor de explosión de ciclo de dos tiempos,
20 de acuerdo con la reivindicación 2, caracterizado por el he-
cho de que el pasador de una de las bielas de cada par de ci-
lindros es excéntrico en relación con el eje virtual de cada
botón de los cigüeñales.

4.- Un motor de explosión de ciclo de dos tiempos,
25 de acuerdo con la reivindicación 1, caracterizado por el he-
cho de que los medios para determinar el ajuste reglado de
las aberturas de admisión y de salida, están elegidos de mo-
do que los émbolos de cada par de cilindros operan fuera de
30 fase entre sí, de modo que las aberturas de salida son abier-



tas por un ángulo de manivela predeterminado antes que las aberturas de admisión, y son cerradas a un ángulo de manivela predeterminado con respecto a las aberturas de admisión.

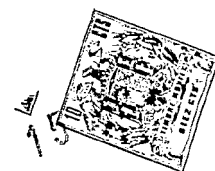
5 5.- Un motor de explosión de ciclo de dos tiempos, de acuerdo con la reivindicación 4, caracterizado por el hecho de que los extremos externos de las aberturas de admisión y de salida, están a distancias diferentes del eje de simetría del motor de explosión, de modo que cooperativamente con el desplazamiento de fase de los dos émbolos de cada par de cilindros, las aberturas de salida son abiertas por un ángulo de manivela predeterminado antes que las aberturas de admisión y cerradas a un ángulo predeterminado con respecto a las aberturas de admisión.

15 6.- Un motor de explosión de ciclo de dos tiempos, de acuerdo con la reivindicación 3 ó 4, caracterizado por el hecho de que los pasadores de todas las bielas de los pares de cilindros, son excéntricos con relación a los ejes virtuales de los botones de los cigüeñales.

20 7.- Un motor de explosión de ciclo de dos tiempos, de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones 3, 4 ó 6, caracterizado por el hecho de que los ejes virtuales de los cilindros de cada par están a un ángulo predeterminado entre sí.

25 8.- Un motor de explosión de ciclo de dos tiempos, de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones que anteceden, caracterizado por el hecho de que el bastidor de manivela está soportado sobre los botones de los cigüeñales por medio de bujes escasamente excéntricos, ajustables y sujetables.

30 9.- Un motor de explosión de ciclo de dos tiempos,



de acuerdo con la reivindicación, 1, 2 ó 3, caracterizado por el hecho de que los ejes virtuales de todos los cilindros están en un plano prácticamente vertical a los ejes virtuales de los cigüeñales.

5 10.- Un motor de explosión de ciclo de dos tiempos, de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones que anteceden, con dos cigüeñales, caracterizado por dos ejes motores extendidos hacia abajo, que se hallan conectados impulsora--
mente por sus extremos inferiores, con dos ejes de hélice con
10 céntricos y horizontales, extendidos lateralmente en la misma dirección, de modo tal, que mientras los ejes motores giran en la misma dirección, los ejes de hélice giran en direcciones opuestas; llevando los ejes de hélice dos hélices en disposición de tándem y teniendo paso opuesto, y estando ambas
15 ubicadas al mismo lado de los ejes motores.

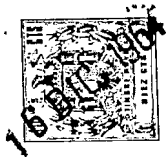
 11.- Un motor de explosión de ciclo de dos tiempos, de acuerdo con la reivindicación 10, caracterizado por el hecho de que se proporciona un engranaje de inversión entre cada eje motor y el eje de hélice pertinente, y de que se proporcionan medios por los cuales ambos engranajes de inversión son accionados automáticamente en forma simultánea.
20

 12.- Un motor de explosión de ciclo de dos tiempos, de acuerdo con la reivindicación 1, caracterizado por el hecho de que las bielas de todos los émbolos están articuladas al
25 bastidor de modo que el centro de rotación de cada pasador es tá dispuesto, con relación a su cilindro relativo, de manera que cuando se mide con cada émbolo del mismo par de cilindros separadamente dispuesto en la posición relativa a su carrera, como la ocupada por el émbolo de entrada en el instante de la
30 apertura del orificio de salida, una línea que pasa a través



de ese centro y del eje virtual del vástago de émbolo relativo, forma un ángulo de desplazamiento de fase con la línea correspondiente del otro cilindro del mismo par, el vértice de cuyo ángulo está ubicado en el otro lado del eje de simetría del motor, y con por lo menos una de las líneas que forman el ángulo, pasando fuera del eje de simetría.

13.- Un motor de explosión de ciclo de dos tiempos, que tiene la combinación de una pluralidad de bloques de cilindros de tipo en "U" dispuestos en general radial y simetricamente alrededor de un eje de simetría común, y cada uno de los cuales tiene un par de cavidades de cilindro; estando dispuestas las cavidades de cilindro de cada bloque de cilindros de tipo en "U", en alineación general coplanar con referencia a un plano perpendicular al eje de simetría; teniendo cada bloque de cilindros una cámara de combustión común para su par de cavidades de cilindro; émbolos en las cavidades de cilindro; orificios de escape gobernados por émbolo en una cavidad de cilindro de cada par de tipo de "U"; orificios de admisión gobernados por émbolo en la otra cavidad de cilindro de cada par de tipo en "U"; bielas unidas g_iratoriamente por un extremo a los referidos émbolos, respectivamente; un cigüeñal cuyo eje virtual es paralelo al eje de simetría; un bastidor de movimiento nominalmente exacto, unido operativamente al botón de manivela del cigüeñal; medios para hacer que el bastidor de movimiento exacto recorra una órbita cuyo radio es igual al radio del cigüeñal; medios para impedir la rotación substancial del bastidor de movimiento exacto durante su recorrido orbital; medios para unir operativamente el otro extremo de las bielas al bastidor de movimiento exacto, de modo que el extremo del bastidor de cada



biela se desplaza en una órbita esencialmente circular cuyo radio es igual al radio del cigüeñal; estando ubicado el centro de rotación del extremo de bastidor de las bielas, con respecto a su cavidad de cilindro relacionada, de modo que

5 una línea que pase a través del mismo y a través del eje virtual de giro de su unión con el émbolo relacionado en una cavidad del bloque de cilindros de tipo en "U", forma un ángulo fuera de fase con una línea correspondiente, definida por las partes correspondientes relacionadas con la otra cavidad del

10 bloque de cilindros de tipo en "U"; definiendo dicho ángulo nominalmente la relación efectiva fuera de fase entre los movimientos de los dos émbolos de un par de cilindros de tipo en "U", debido a la ubicación de los centros de rotación de los extremos de bastidor de las bielas del par de cilindros

15 de tipo en "U", cuando se mide con cada émbolo de un par de tipo en "U" colocado separadamente en la posición, con respecto a su carrera, ocupada por el émbolo de admisión en el momento de la apertura del orificio de admisión; estando los centros de rotación del extremo de bastidor de las bielas,

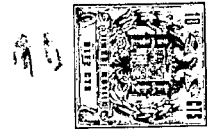
20 ubicados además de modo que por lo menos una línea que define el ángulo que se ha descrito no pasa a través del eje de simetría, y de modo que la intersección de las dos líneas que definen el referido ángulo queda fuera del eje de simetría en una dirección y a una distancia tales del mismo, que la

25 configuración resultante del motor es más pequeña que lo que sería si las líneas que definen el ángulo se intersecaran en el eje de simetría.

14.- Un motor de explosión de ciclo de dos tiempos.

Tal y como se ha descrito en la Memoria que antecede, representado en los dibujos que se acompañan y con los

30



fines que se han especificado.

Esta Memoria consta de treinta y tres hojas escritas máquina por una sola cara.

Madrid,

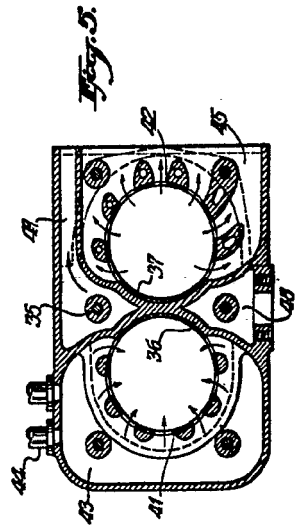
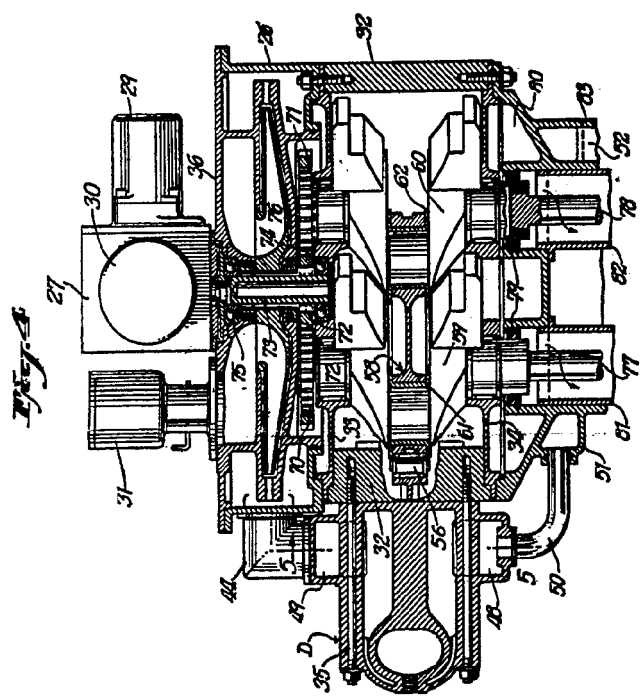
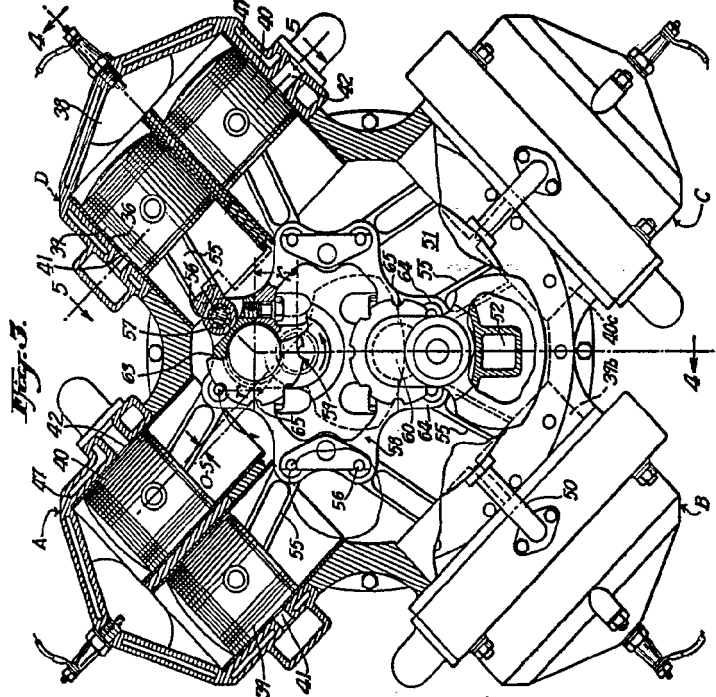
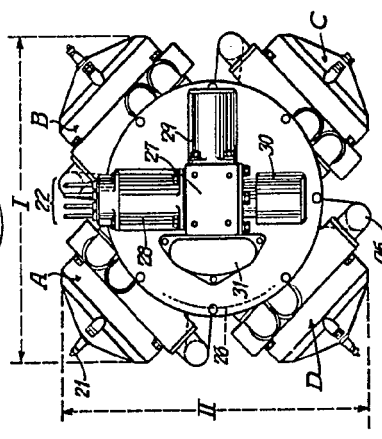
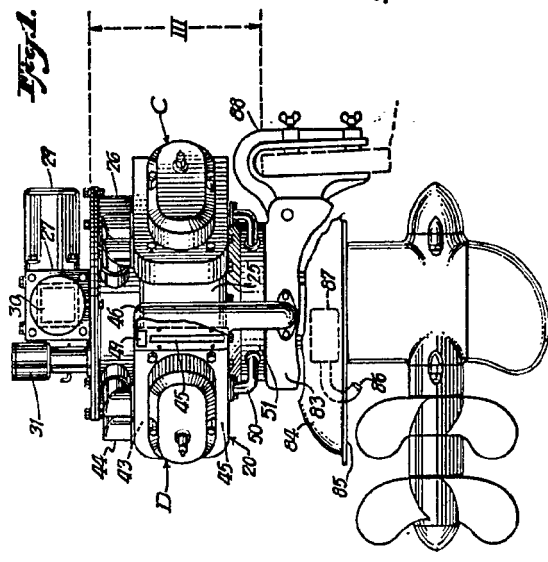
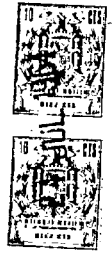
P. A.

16

Albino
P. C. *Albino*

3 2411

P. C. *M. Am*



302411

Wilton Gabriel Lundquist
 Patent Attorney

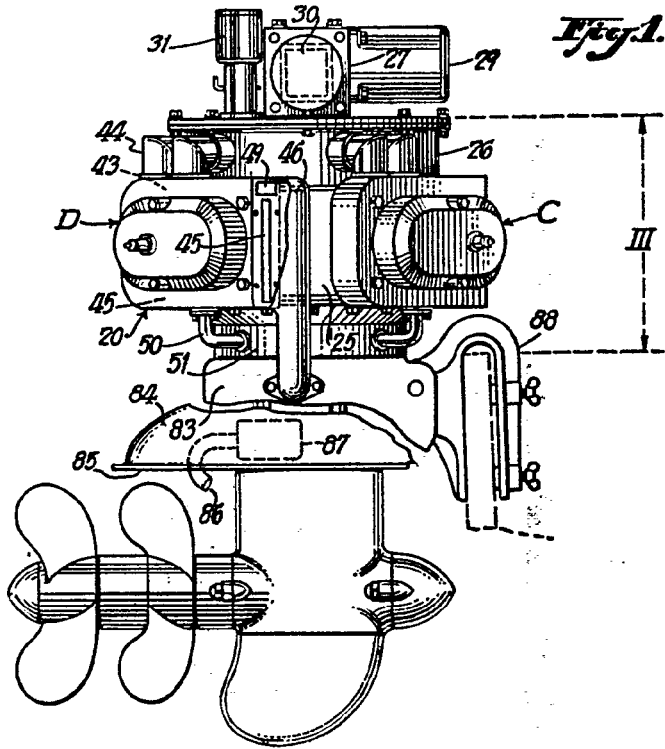


Fig. 1.

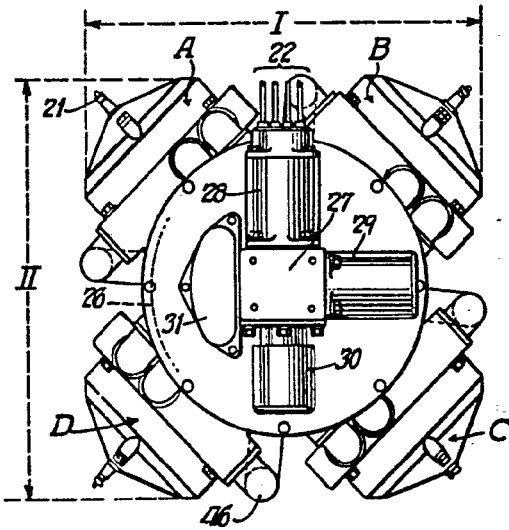


Fig. 2.

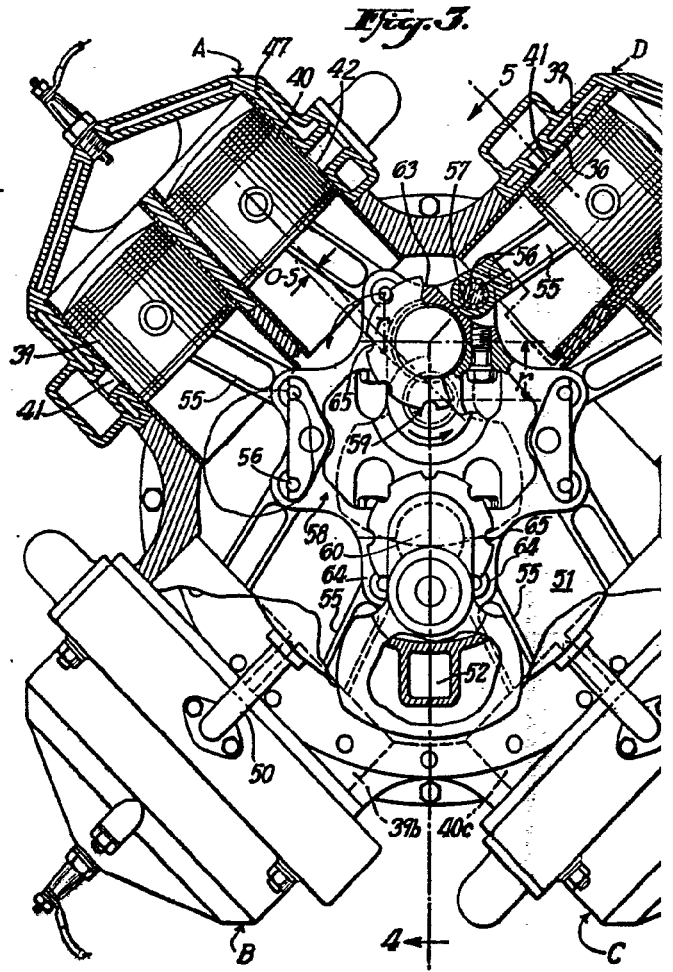


Fig. 3.

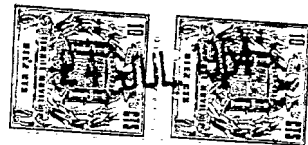


Fig. 3.

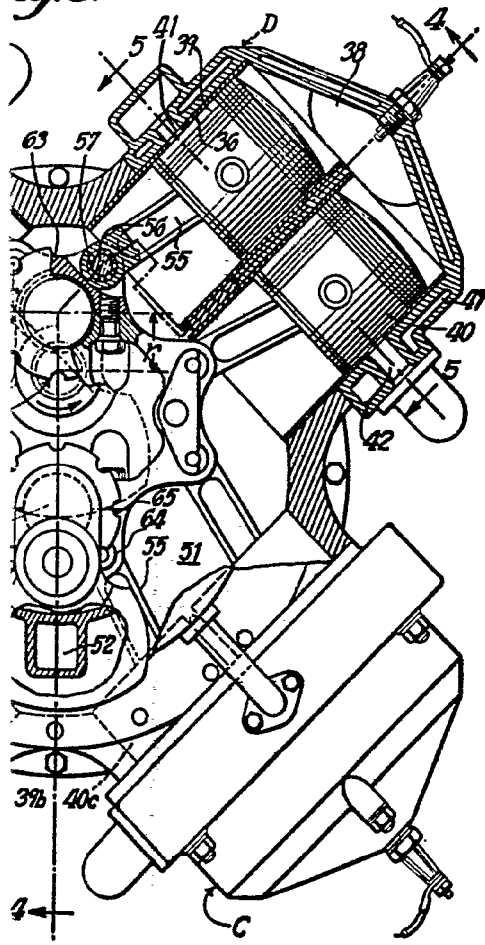


Fig. 4.

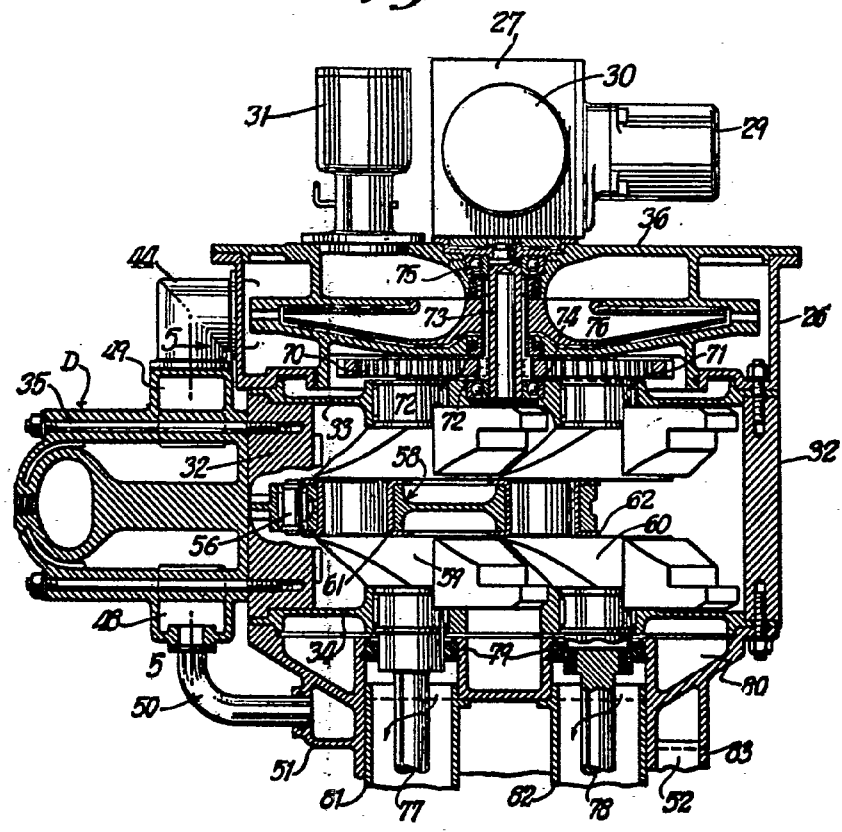
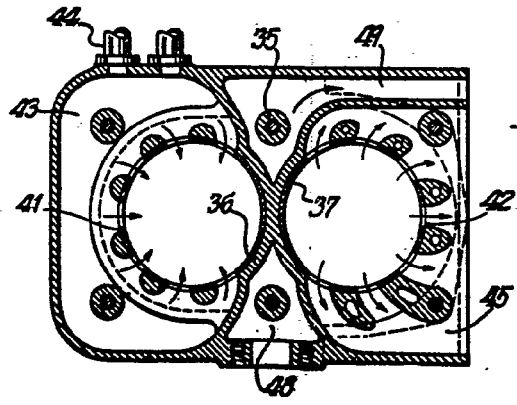


Fig. 5.



302411

Alberto de Elzabutti
Per Padova

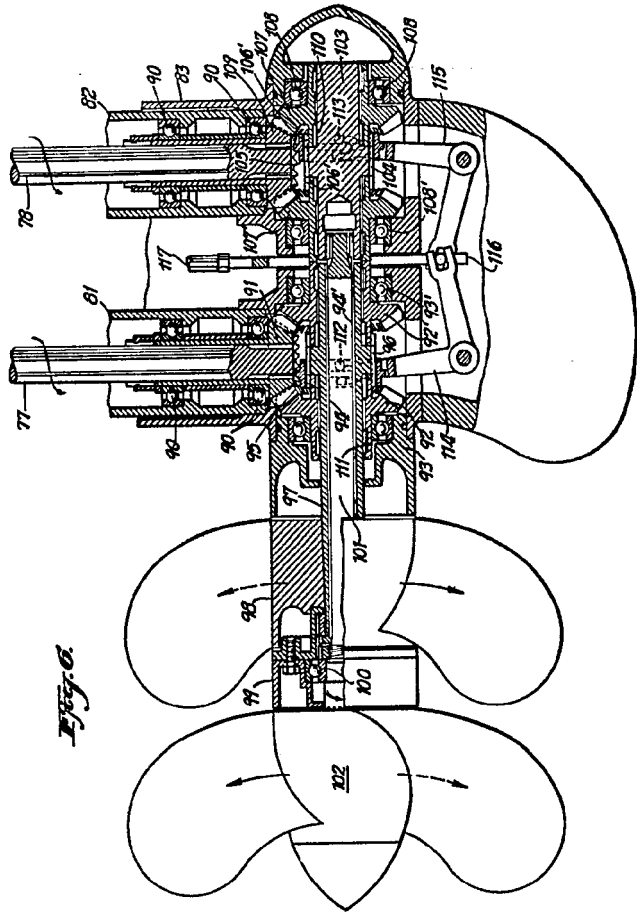


Fig. 6.

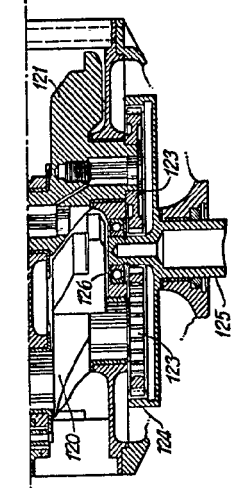


Fig. 7.

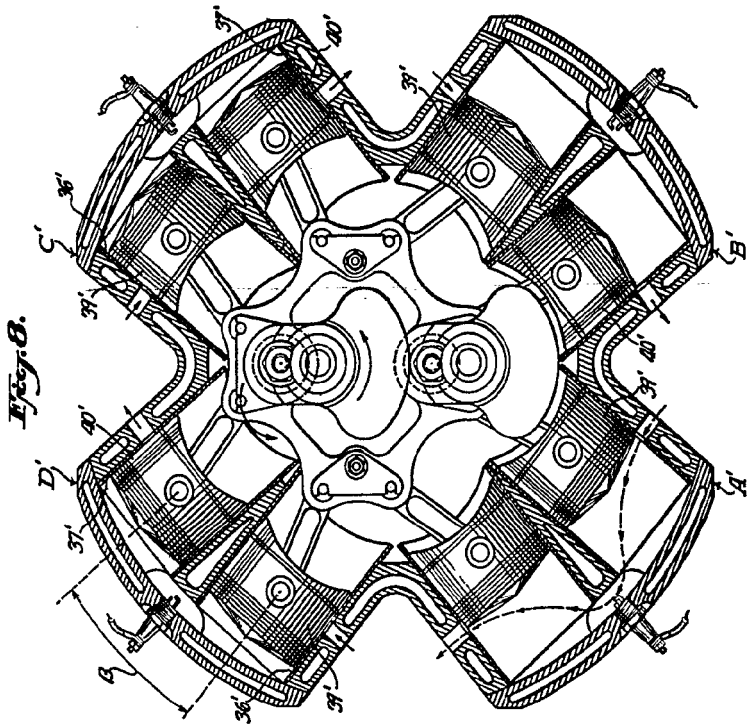


Fig. 8.

302411

Wilson Barber
Pat. Pending
W. B. Barber

Fig. 6.

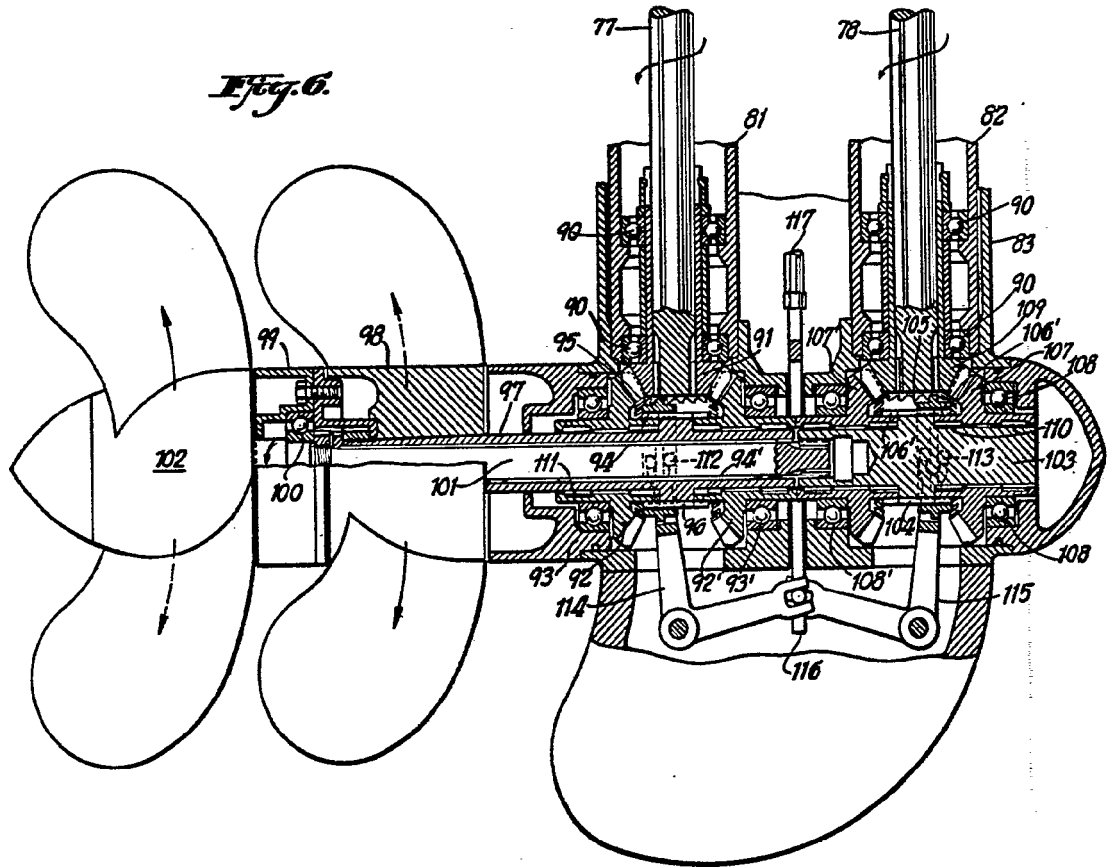
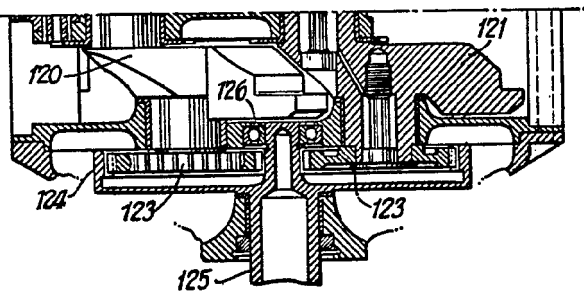


Fig. 7.



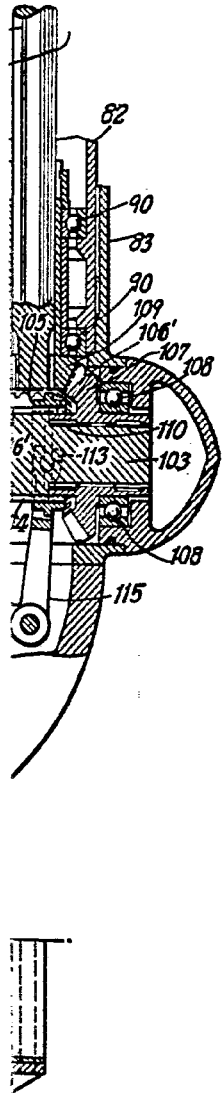
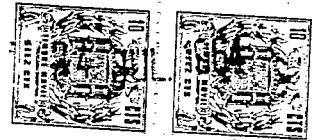
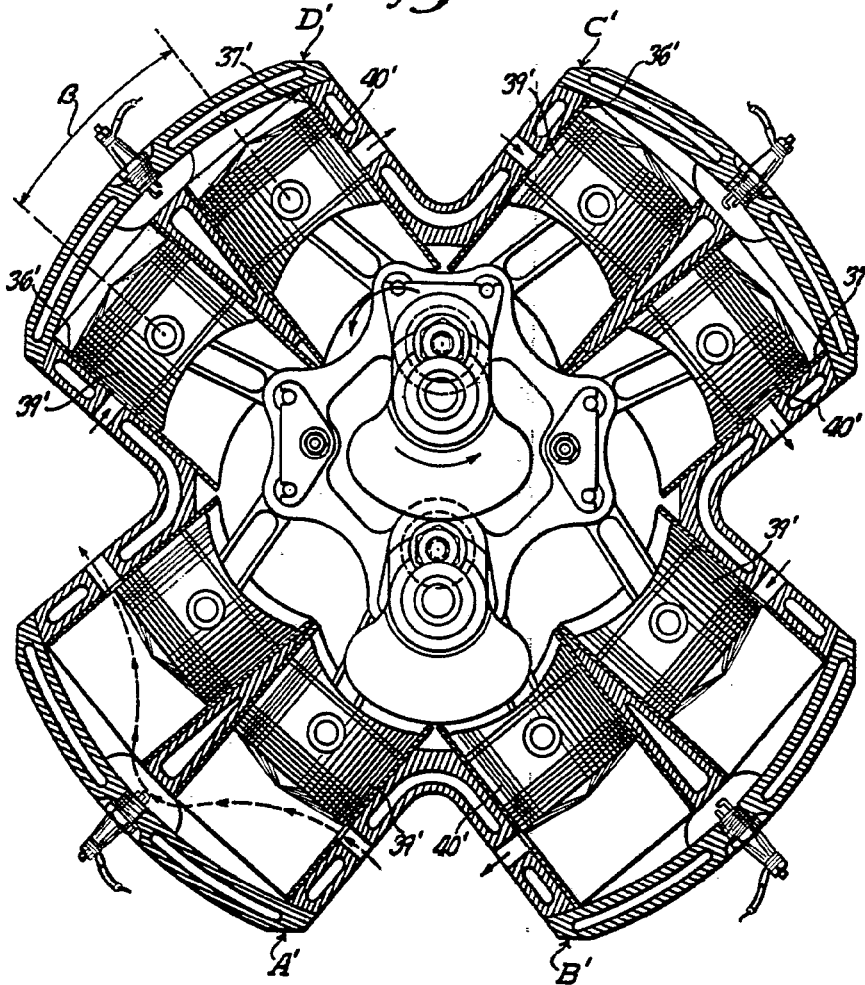


Fig. 8.



302411

Alberto de Elizalde
Por Poder
[Signature]



302411

Alfred A. Elzner
Pat. Coun.
Alfred A. Elzner

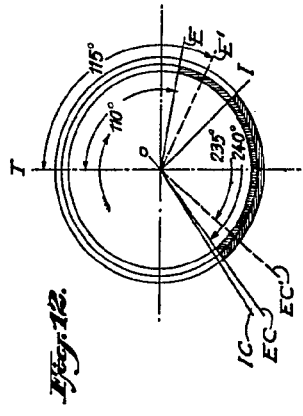
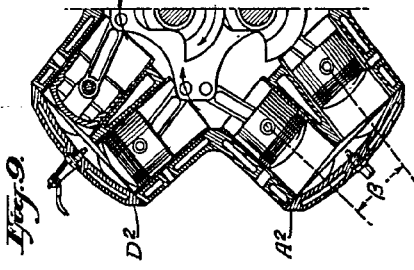
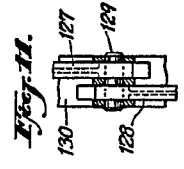
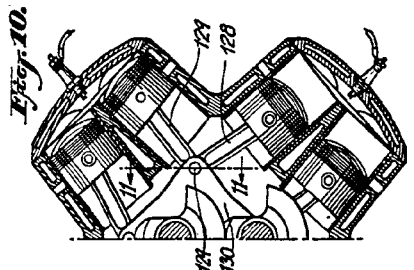
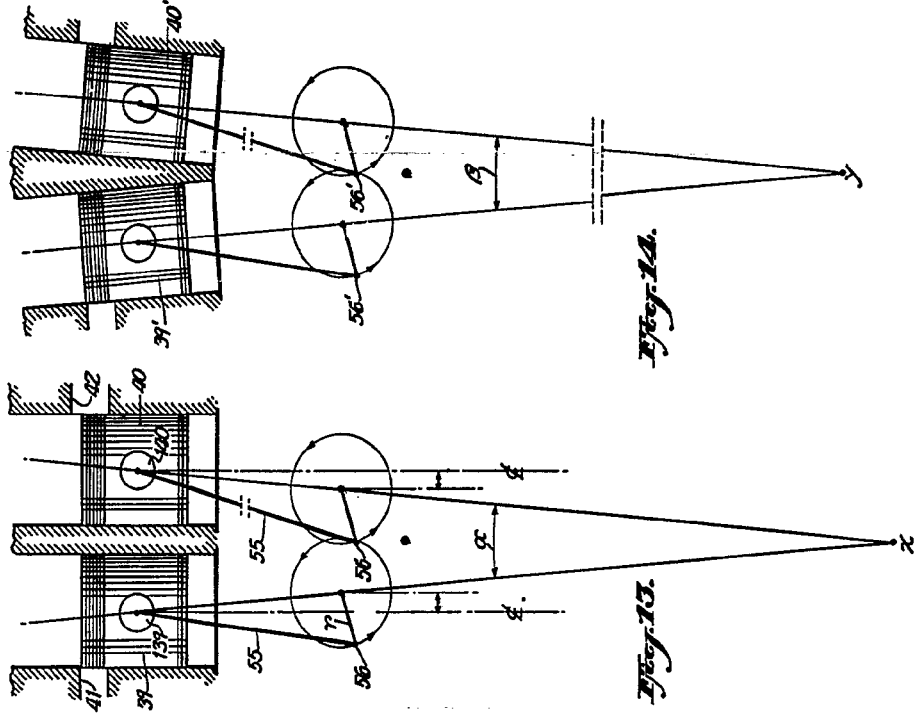


Fig. 9.

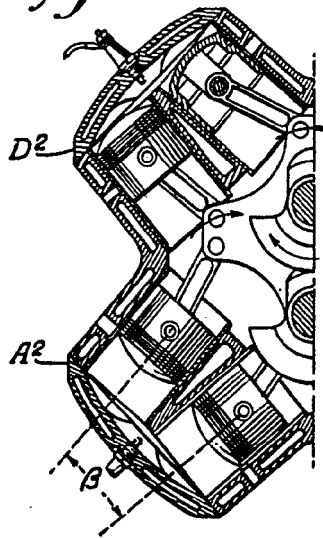


Fig. 10.

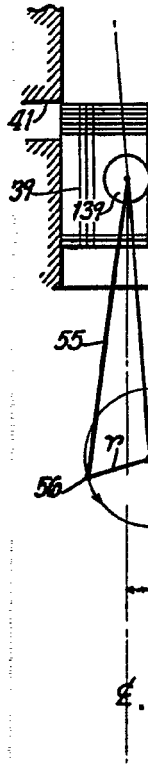
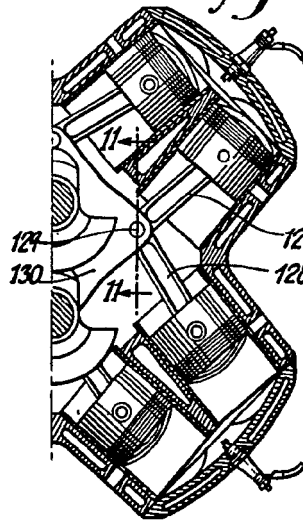


Fig. 12.

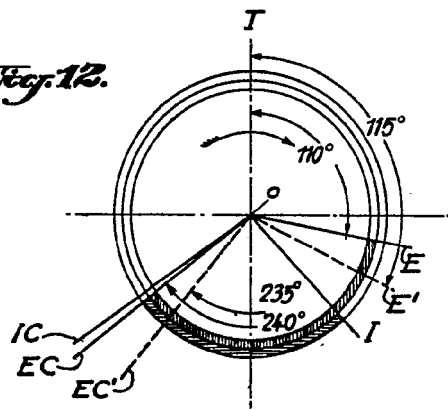


Fig. 11.

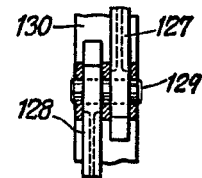
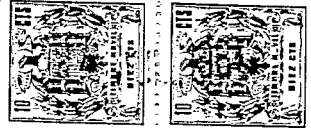


Fig. 13.



0.

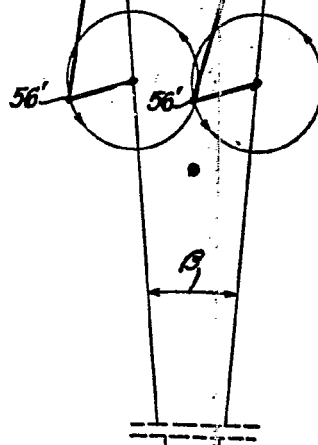
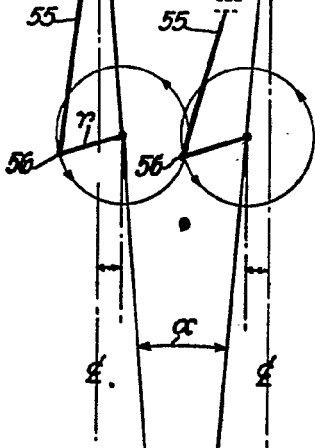
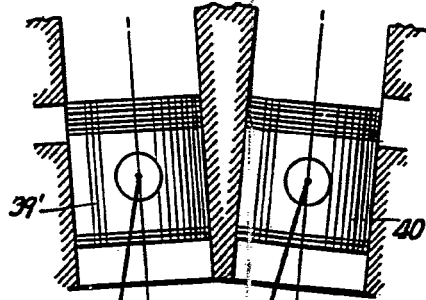
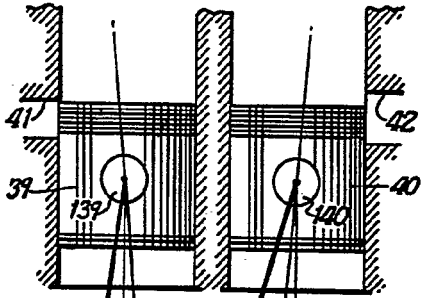


Fig. 13.

Fig. 14.

302411

27

129

Alcorno de Eizabuy
Por Poder
[Handwritten signature]