

MINISTERIO DE INDUSTRIA
REGISTRO DE LA PROPIEDAD INDUSTRIAL



ESPAÑA

| | | |
|-------|--------------------------|--------|
| 10 ES | 11 NUMERO | 10 A 1 |
| | 21 460.710 | |
| | 22 FECHA DE PRESENTACION | |
| | 13-7-77 | |

PATENTE DE INVENCION

| | | |
|-----------------|----------|-----------|
| 20 PRIORIDADES: | 32 FECHA | 33 PAIS |
| 31 NUMERO | | |
| P 26 31 479.4 | 13-7-76 | Alemania. |

| | | |
|------------------------|--------------------------------|--------------------------------------|
| 47 FECHA DE PUBLICIDAD | 51 CLASIFICACION INTERNACIONAL | 62 PATENTE DE LA QUE ES DIVISIONARIA |
| | F15B | |

| |
|---|
| 64 TITULO DE LA INVENCION |
| DISPOSITIVO DE EMBOLOS DE TRABAJO, CONSISTENTE EN DOS O MAS ACCIONAMIENTOS HIDRAULICOS DE EMBOLO DE DOBLE ACCION. |

| |
|---|
| 71 SOLICITANTE (S) |
| TRANSFORM VERSTÄRKUNGSMASCHINEN AKTIENGESELLSCHAFT. |

| |
|---|
| DOMICILIO DEL SOLICITANTE |
| Prälat Kreuz Strasse 3, 6626 BOUS/SAAR, ALEMANIA FEDERAL. |

| |
|---|
| 72 INVENTOR (ES) |
| Dr. Herbert Rudolf Dits, de nacionalidad alemana. |

| |
|-----------------|
| 73 TITULAR (ES) |
| |

| |
|-----------------------------|
| 74 REPRESENTANTE |
| D. BERNARDO UNGRIA GOIBURU. |

20 JUL. 1978

UNE A-4 MOD. 3106

UTILICESE COMO PRIMERA PAGINA DE LA MEMORIA

Concedido el Registro de acuerdo con los datos que figuran en la presente descripción y según el contenido de la memoria adjunta.

1 El invento se refiere a un dispositivo de émbolos de
trabajo, consistente en dos o más accionamientos hidráulicos
de émbolo de doble acción, cuyas superficies de émbolos son
5 igual de grandes, y cuyas cámaras de cilindros están comuni-
cadas entre sí hidráulicamente por encima y por debajo de
los émbolos, en cruz al tratarse de dos cilindros, y si se
trata de más de dos cilindros, están montadas en serie con
cámaras cerradas de aceite igual de grandes, estando cada
una de estas cámaras de aceite conectadas, a través de vál-
10 vulas de retroceso a una fuente suministradora de aceite a
sobrepresión con objeto de reponer las fugas de aceite, mien-
tras que a los accionamientos de émbolo les están asignados
cilindros de medición, siendo las carreras coaxiales y/o
también paralelas entre sí, es decir, con uniones mecánicas
15 de los extremos de los vástagos de émbolo.

Tal mando sincrónico, en sí conocido (patentes austriaca
nº 269.602 ó patentes alemanas nº 1.004.924 y 2.438.557)
es aplicable únicamente a un circuito de aceite abierto.

20 La misión del invento es en general la mejora y, en es-
pecial, la ampliación de las posibilidades de aplicación de
tales mandos de sincronización, por ejemplo, a accionamien-
tos de émbolos con circuito de aceite cerrado, en los que,
tanto fuerzas compresoras, como también fuerzas de tracción,
cargan los émbolos de trabajo que se pretende sincronizar,
25 tal como es el caso, por ejemplo, en la paralelización de
un momento de ladeo. A este respecto es la suma de todas las
fuerzas de los émbolos igual a cero. La mejora conforme al
invento ha de ser conseguida de manera constructivamente
sencilla y de funcionamiento seguro, y todas las inexactitu-
30 des imaginables han de ser excluidas de manera auto-compen-

1 sadora.

5 El invento consiste, por consiguiente, en que al final de la vía de retroceso de los vástagos de émbolo están previstos apoyos ajustables coaxialmente, y en las conducciones de unión entre las cilindradas superior e inferior de cada cilindro, válvulas gobernadas, por ejemplo, por vía eléctrica, que unicamente están abiertas en el intervalo de tiempo del punto muerto de vuelta, y en que por el desplazamiento de un émbolo de mando, motivado por la posición errónea de uno de los accionamientos de émbolo, en un cilindro de mando comunicado hidráulicamente con las cilindradas de los cilindros de medición, son cargados con presión o descargados de ella émbolos de accionamiento, a través de, por ejemplo, una válvula de corredera, unida fijamente a un vástago de émbolo del cilindro de mando, a continuación de lo cual, y como consecuencia del desplazamiento V de dichos émbolos de accionamiento, es arrastrado al mismo tiempo el émbolo de trabajo hasta su posición media, siendo puestas las cilindradas de los accionamientos de émbolo de manera forzosa a un volumen igual de grande.

15 Frente a la disposición conocida, tiene ésta de acuerdo con el invento adicionalmente la ventaja de que en el circuito regulador se puede prever una gran relación de transmisión U_1 , de $\frac{A_{82}}{A_{89}}$, que todavía puede hacerse mayor, pero también menor, por medio de, un convertidor de presión-recorrido. Esto tiene como consecuencia el que ya en diferencias mínimas de la marcha de un accionamiento de émbolo con relación a un segundo accionamiento de émbolo movido paralelamente, se alcanza el necesario recorrido de mando de la válvula de corredera, teniendo lugar inmediatamente una correc-

20

25

30

1 ción de posición. De este modo se consigue por lo tanto un
ajuste simplificado de una posición igual entre sí de todos
los émbolos de trabajo sincronizados participantes.

5 El mando conforme al invento de la marcha sincronizada
tiene en cuenta por consiguiente, tanto la disminución de
volumen de la cantidad de aceite al ascender la presión, co-
mo también el aumento de volumen de la cantidad de aceite al
caer la presión, así como las posiciones erróneas de los ém-
bolos de trabajo, que resultan al cabo del tiempo del paso
10 en forma de aceite arrastrado por la junta del émbolo desde
una cámara de cilindro a las otras cámaras de cilindros.

De manera correspondiente, otro principio conforme al
invento consiste en que en las conducciones de unión entre
los cilindros de medida y el cilindro de mando, y/o en las
15 conducciones de unión entre los cilindros de trabajo sincro-
nizados y el cilindro de trabajo, están montados convertido-
res de presión-recorrido.

Una simplificación constructiva sustancial viene dada
por el hecho de que el cilindro de mando, reúne la válvula
20 de corredera y varios cilindros de accionamiento en un blo-
que de mando.

Tratándose de más de dos accionamientos de émbolo que
deban ser sincronizados, se puede aparte de esto asignar
en un orden cíclico de sucesión y en circuito hidráulico a
25 cada par de accionamientos de émbolo un cilindro de mando,
una válvula de corredera de mando y una combinación de ci-
lindros de accionamiento.

Una mejora de la disposición del cuerpo de desplaza-
miento en un émbolo de trabajo con superficie de trabajo
30 igual de grande en los dos lados, estriba en que, de acuer-

1 do con el invento, está dispuesto en un lado un vástago de
émbolo, que sobresale en forma estanqueizada del cuerpo del
cilindro, y en que en el otro lado está fijado un cuerpo de
desplazamiento en la tapa del cilindro de trabajo sincroni-
5 zado, penetrando en una escotadura del émbolo correspondien-
te en estado hermetizado en el lado superior del émbolo,
siendo movable allí en sentido axial.

El invento será explicado a continuación con más deta-
lle a base de un ejemplo de realización, mostrando:

10 La fig. 1, una representación en sección transversal
de un cilindro sincrónico montado en serie con un cilindro
de trabajo y que trabaja conforme al invento;

15 la fig. 2, una representación en sección transversal
de un dispositivo conforme al invento para la corrección de
posición de uno o varios émbolos sincrónicos que trabajan
de acuerdo con el invento;

la fig. 3, una forma de aplicación esquemática de los
cilindros sincrónicos que trabajan conforme al invento, re-
presentada parcialmente en sección transversal;

20 la fig. 4, la disposición en principio del circuito
hidráulico del dispositivo de regulación según la fig. 3,
destinado a más de dos, por ejemplo, a cuatro cilindros
sincrónicos.

25 Un cilindro sincrónico 1, fijado conforme a la fig. 1
a un apoyo 2, posee un émbolo doble 7, con el que está uni-
do fijamente un vástago de émbolo 4 transmisor de fuerza,
mientras que en la culata 9 del cilindro está fijado un
vástago de émbolo vacío 8, que trabaja como cuerpo de des-
plazamiento. Este vástago penetra en una escotadura 10 exis-
30 tente en el émbolo doble 7. Un ánima 11 que puede estar

1 dispuesta, por ejemplo, en el vástago de émbolo vacío 8,
cuida de la compensación de presión en la escotadura 10. De
manera análoga puede estar prevista otro ánima 11 igual tam-
bién en el vástago de émbolo 4 transmisor de fuerza.

5 Los diámetros del vástago de émbolo 4 transmisor de
fuerza y del vástago de émbolo vacío 8, son igual de gran-
des. El diámetro de un cilindro sincrónico 1 puede ser menor,
igual de grande o mayor que el diámetro del correspondiente
cilindro de trabajo. Tratándose de varios cilindros sincró-
nicos 1, deben ser éstos por lo general igual de grandes en-
tre sí. La fuerza $F_1 + F_2$ transmitida por el vástago de ém-
bolo transmisor de fuerza (correspondientemente a la presión
10 p_2), puede ser también de distinta magnitud, resultando su
suma de la manera siguiente:

15
$$\sum F_1 - n = p_1 \cdot n \cdot A$$

significando aquí:

p_1 = presión previa en bar

A = superficie eficaz del émbolo de trabajo

n = número de cilindros.

20 Fundamentalmente se pueden distinguir dos campos de
aplicación:

I. De varios cilindros sincrónicos, al menos en uno de
ellos se halla el émbolo sincrónico unido fijamente con
un émbolo de trabajo, a través de un vástago de émbolo
25 aportador de fuerza. Las fuerzas de empuje generadas
 $F_1, F_2 \dots F_n$ actúan en la misma dirección. La magnitud
de las diversas fuerzas de empuje depende de la posición
del punto de ataque de la resistencia resultante W_r , re-
sultando su suma de la fórmula: $(F_1 + F_2 + \dots F_n) = W_r$.

30 Las carreras de empuje son igual de grandes.

1

II. De dos o más émbolos sincrónicos, ninguno está
unido de manera fija con un vástago de émbolo de trabajo
aportador de fuerza. La suma de las fuerzas de empuje re-
sulta de $(F_1 + F_2 + \dots + F_n) = 0$. Su magnitud y su signo de-
penden de la dirección y de la posición relativa de la
fuerza F aportada y de la resistencia W_r que ha de ser
vencida (carga excéntrica).

5

10

Un dispositivo para la corrección automática de una po-
sición falsa de uno o varios émbolos sincrónicos, bajo com-
pensación automática de las fugas de aceite, la muestra la
fig. 2. Se suponen a este respecto tres cilindros sincróni-
cos 61, 62 y 63, encontrándose dos émbolos sincrónicos 64 y
65 en la posición correcta, mientras que el tercer émbolo
sincrónico 66 adopta una posición falsa.

15

Esta posición falsa puede tener dos causas:

1º. La junta 67 del émbolo deja pasar aceite;

2º. en las cámaras del cilindro de por encima o por de-
bajo existen puntos de fuga, bien sea en las juntas
68 de los vástagos de émbolo, o bien en las juntas
69 de los cilindros.

20

Los puntos de fuga hacia fuera incluyen asimismo el
peligro de que penetre aire en las cámaras del cilindro, con
lo que el embrague hidráulico rígido resulta elástico, y el
movimiento sincrónico se hace inexacto.

25

Estos inconvenientes se evitan adoptando dos medidas,
que están caracterizadas por el hecho de que, en primer lu-
gar, todas las cámaras de los cilindros se ponen bajo una
presión fundamental constante $p_0 > 1$ bar, y porque, en segun-
do lugar, al alcanzarse una posición de punto muerto, los

30

1 émbolos son oprimidos por fuerzas externas contra la culata
9 del cilindro, o bien los vástagos de émbolo contra un apo-
yo ajustable en sentido axial, adoptando con ello su posi-
ción recíproca correcta, y comunicándose brevemente, a efec-
5 tos de corrección, la cámara superior del cilindro con la
cámara inferior del mismo a través de, por ejemplo, una vál-
vula 79, gobernada por vía eléctrica.

En el ejemplo de realización tiene lugar el estableci-
miento de la presión fundamental p_0 a través de válvulas de
10 retención de bola 70, incluso en las cámaras de cilindro
que durante el proceso de trabajo están de otro modo exentas
de presión. Por lo tanto puede escapar aceite, pero jamás
penetrar aire.

La corrección de posición de los émbolos sincrónicos
15 64, 65 ó 66 tiene lugar en cada carrera, de modo que las
irregularidades que se presentan durante el proceso de tra-
bajo no pueden sumarse. En el ejemplo de realización consis-
ten los topes de ajuste en pernos cilíndricos 71, 72 y 73,
que están soportados en el marco 74 de la máquina en forma
20 regulable en sentido axial, pudiendo ser bloqueados mediante
un saliente roscado 75 y una tuerca de seguridad 76. Al
desarrollarse las fuerzas externas F_1 , F_2 y F_3 , y estando
las válvulas 77, 78 y 79 abiertas en la posición de punto
muerto, se produce por consiguiente automáticamente una co-
25 rrección de posición.

Para impedir la penetración de aire en el sistema hi-
dráulico puede bastar ya una sobrepresión de 1 a 2 bar. Con
ello se excluye la influencia de fugas mediante la comple-
mentación constante del aceite.

30 El dispositivo conforme a la fig. 3 está destinado a

1 mantener una carrera igual de grande de dos o más émbolos de trabajo hidráulicos o neumáticos, movidos paralelamente. La exactitud de la marcha sincronizada exigida en la práctica es muy alta, y puede ascender hasta $\pm 0,01$ mm.

5 Esta gran exactitud presupone una exactitud igual de grande de los espacios de desplazamiento en los cilindros sincronizados, que si bien desde el punto de vista de la configuración constructiva puede alcanzarse sin dificultades dignas de mención, está en cambio rebajada sensiblemente en la práctica -aparte de por las fugas cuya corrección automática ha sido explicada en la descripción de la fig.

10

2- por los dos hechos siguientes:

15

1º. El volumen de aceite de los cilindros sincrónicos, que durante el proceso de sincronización debe permanecer exactamente igual de grande, se reduce al subir la compresión (en 500 bar ya en 3 %), y aumenta al subir la temperatura del aceite;

20

2º Las juntas ceden elasticamente ante la presión del aceite (sin por ello dejar de ser estancas), con lo que al subir la presión del aceite, la cilindrada aumenta algo de volumen. Si designamos ahora la fuerza mecánica de sincronización con F , y el error de la carrera con Δs , significa el producto $F \cdot \Delta s$ una cantidad de energía que falta hacia fuera, pero que desde luego no se pierde y que, por ejemplo, se pone de manifiesto como trabajo de compresión en el aceite, y como trabajo de deformación al ceder elasticamente los anillos de junta. Basándose en esta consideración, resulta que unicamente es posible una corrección de la carrera de los émbolos sincrónicos, cuando desde fuera es aportada una energía

25

30

1 adicional en forma de aceite de presión y de manera do-
sificada.

5 Esto se consigue con el dispositivo representado, por
el hecho de que a cada cilindro sincrónico 80 se le asigna
un cilindro de medida 81, de un diámetro cualquiera, pero
de igual recorrido, cuyo émbolo 82 está unido fijamente con
el vástago de émbolo 80a del cilindro sincrónico 80, provo-
cando el desplazamiento de volumen, originado por la posi-
ción defectuosa del émbolo, en el correspondiente cilindro
10 de medida 81 por encima y por debajo del émbolo 82 en un
cilindro de mando 83, un desplazamiento del émbolo de mando
84, puesto que las cilindradas 85 y 86 del cilindro de man-
do 83 están comunicadas hidráulicamente con las cámaras 87
y 88 del cilindro de medida 81. Como las superficies 89 del
15 émbolo de mando 84 son sustancialmente menores que las su-
perficies del émbolo 82, asciende el recorrido así consigui-
do de regulación del émbolo de mando 84 a

$$S = \overset{''}{U}_1 \cdot \Delta s,$$

20 pudiendo ascender la multiplicación $\overset{''}{U}$, como relación de las
superficies del émbolo $\frac{A_{82}}{A_{89}}$, a 300 y más. Se consigue de es-
te modo que, por ejemplo, una diferencia admisible de la po-
sición de los émbolos sincrónicos 90 de la magnitud de
 $\Delta s = \pm 0,01$ mm, se corresponda con un recorrido del émbolo
de mando de $0,01 \times 300 = 3$ mm, y más. El émbolo de mando (84)
25 está unido fijamente a través de su vástago de émbolo 91 y
una válvula de corredera de mando 92 de tipo de construcción
conocido, cuyo recorrido de conmutación es igual al recorri-
do de regulación Δs . En el caso de que la relación de trans-
misión $\overset{''}{U}_1$ predeterminada constructivamente y, con ello, el
30 recorrido de regulación Δs no concordara con el recorrido

1 de conmutación, se puede hacer correspondientemente mayor o
menor la relación de transmisión \bar{U}_1 , intercalando para ello
conocidos convertidores presión-recorrido 93 en las conduc-
ciones hidráulicas de unión 94, 95

5 La alimentación de aceite de presión que regula la po-
sición de la carrera, tiene lugar a través de una combina-
ción de cilindros, que consiste en un cilindro de trabajo
96 dispuesto, por ejemplo, centralmente, y dos cilindros de
accionamiento 97 y 98, dispuestos axialmente a los lados del
10 primero. Los dos volúmenes de aceite 99 y 100 de los cilin-
dros sincrónicos están comunicados hidráulicamente con los
correspondientes volúmenes de aceite 101 y 102 del cilindro
de trabajo 96, a través de las conducciones de aceite 103 y
104. Al ser igual el volumen de las cámaras 99 y 100, el
15 émbolo de trabajo 105 se encuentra en el centro del cilin-
dro, siendo las cámaras 101 y 102 igual de grandes. Ahora
bien, si, por ejemplo, conforme a la fig. 14, el volumen de
la cámara 100 se hace menor, y respectivamente el volumen
de la cámara 99 se hace mayor que el valor nominal, signifi-
20 caría ello un desplazamiento del émbolo de trabajo 105 ha-
cia la derecha en la figura. El desplazamiento al mismo
tiempo del émbolo de mando 84 debido a la misma causa, ori-
gina a través de la válvula de corredera 92 la carga del ém-
bolo de accionamiento 106 con una presión de aceite p_{zus} ,
25 que es mayor que la presión de trabajo p_1 en el cilindro
sincrónico. Por consiguiente no es desplazado el émbolo de
trabajo 96 hacia la derecha en la figura, sino hasta tal
punto hacia la izquierda, que la diferencia de la carrera
30 Δs es igual a cero, descendiendo en esta posición del ém-
bolo la presión de trabajo p_{zus} hasta la presión básica p_0

1 del sistema.

El émbolo de accionamiento 106a actúa de manera análoga cuando el volumen 99 de los cilindros sincrónicos se hace demasiado pequeño en la magnitud v , y el volumen 100 demasiado grande en la misma magnitud.

También aquí se puede reducir o aumentar la relación de transmisión $U_2 = \frac{V_{99}}{V_{102}}$, debida a motivos constructivos, intercalando para ello convertidores 107, 108 de presión-recorrido.

10 Las en sí pequeñas dimensiones del cilindro de mando 83 (diámetro de 10 mm aproximadamente), de la válvula de corredera de mando 92 y de la combinación de cilindros 96, 97, 98, permiten un tipo de construcción en bloque, que ocupa poco sitio.

15 Tanto los cilindros sincrónicos 80, como también los correspondientes cilindros 81, se encuentran bajo una presión básica $p_0 > 1,0$ bar, con objeto de, tal como se ha explicado en la descripción de la fig. 2, compensar las pérdidas por fugas de aceite, y evitar la penetración de aire en el sistema hidráulico.

20 La fig. 4 muestra la disposición en principio del circuito hidráulico del dispositivo de regulación representado en la fig. 3, para más de dos (cuatro, por ejemplo) cilindros sincrónicos.

25 A cada cilindro sincrónico 80 con cilindro adicional 81 le está asignado un cilindro de mando 83 con válvula de corredera 92 y con una combinación de cilindros 96, 97 y 98. La disposición conforme al invento de las uniones hidráulicas provoca una simultánea corrección automática de las diferencias Δs_1 de las carreras de los émbolos.

30

1 En resumen, la Patente de Invención que se solicita de-
berá recaer sobre las siguientes:

- REIVINDICACIONES -

5 1. Un dispositivo de émbolos de trabajo, consistente
en dos o más accionamientos hidráulicos de émbolo de doble
acción, cuyas superficies de émbolos son igual de grandes, y
cuyas cámaras de cilindros están comunicadas hidraulicamen-
te entre sí por encima y por debajo de los émbolos, en cruz
10 si se trata de dos cilindros, y si se trata de más de dos
cilindros, están montados en serie con cámaras de aceite
igual de grandes, estando cada una de estas cámaras de acei-
te conectadas a una fuente suministradora de aceite a sobre-
presión, con objeto de reponer las fugas de aceite, a través
15 de válvulas de retención, mientras que a los accionamientos
de émbolo les están asignados cilindros de medición, siendo
las carreras coaxiales y/o también paralelas entre sí, es
decir, con uniones mecánicas de los extremos de los vástago-
s de émbolo, caracterizado porque en el final del recorri-
do de retroceso de los vástagos de émbolo están previstos
20 apoyos ajustables coaxialmente, y en las conducciones de
unión entre las cilindradas superior e inferior de cada ci-
lindro, válvulas gobernadas, por ejemplo, por vía eléctri-
ca, que unicamente están abiertas en el intervalo de tiempo
del punto muerto de vuelta, y porque por el desplazamiento
25 de un émbolo de mando, motivado por la posición errónea de
uno de los accionamientos de émbolo, en un cilindro de man-
do comunicado hidraulicamente con las cilindradas de los ci-
lindros de medición, son cargados con presión o descargados
de ella émbolos de accionamiento a través de, por ejemplo,
una válvula de correderea unida fijamente a un vástago de

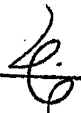
1 émbolo del cilindro de mando, a continuación de lo cual, y
como consecuencia del desplazamiento V de dichos émbolos de
accionamiento, es arrastrado al mismo tiempo el émbolo de
trabajo hasta su posición media en el cilindro, con lo que
5 las cilindradas de los accionamientos de émbolo son puestas
de manera forzosa a un volumen igual de grande.

2. Un dispositivo de émbolos de trabajo de acuerdo
con la reivindicación 1, caracterizado porque, en las con-
ducciones de unión entre los cilindros de medida y el ci-
10 lindro de mando, y/o en las conducciones de unión entre los
cilindros de trabajo sincronizados y el cilindro de traba-
jo, están montados convertidores de presión-recorrido.

3. Un dispositivo de émbolos de trabajo de acuerdo
con una cualquiera de las reivindicaciones 1 ó 2, caracte-
15 rizado porque el cilindro de mando, la válvula de correde-
ra y varios cilindros de accionamiento están reunidos en
forma de bloque de mando.

4. Un dispositivo de émbolos de trabajo de acuerdo
con una cualquiera de las reivindicaciones 1 ó 3, caracte-
20 rizado porque, tratándose de más de dos accionamientos de
émbolo que deban ser sincronizados, a cada par de acciona-
mientos de émbolo les están asignados, en orden cíclico de
sucesión y en circuito hidráulico, un cilindro de mando,
una válvula de corredera de mando, y una combinación de ci-
25 lindros de accionamiento.

5. Un dispositivo de émbolos de trabajo de acuerdo
con la reivindicación 1, caracterizado por un cilindro con
un émbolo de trabajo que, en su lado superior y su lado in-
ferior, presenta una superficie de trabajo igual de grande,
y en el que en un lado está dispuesta un vástago de émbolo,
30



1 que sobresale en forma estanqueizada hacia fuera del cuerpo
del cilindro, y porque en el otro lado está fijado un cuer-
po de desplazamiento en la culata del cilindro de trabajo
sincronizado, y penetra en una escotadura del émbolo co-
5 rrespondiente, en forma estanqueizada por el lado superior
del émbolo, siendo movable en sentido axial en dicha esco-
tadura.

6. Se reivindica por último como objeto sobre el que
ha de recaer la Patente de Invención que se solicita: DIS
10 POSITIVO DE EMBOLOS DE TRABAJO, CONSISTENTE EN DOS O MAS
ACCIONAMIENTOS HIDRAULICOS DE EMBOLO DE DOBLE ACCION.

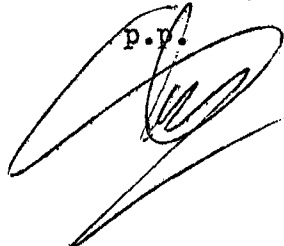
Todo conforme queda descrito y reivindicado en la pre-
sente memoria descriptiva que consta de quince páginas meca-
nografiadas y dibujos adjuntos.

15

Madrid, 13 julio 1.977

BERNARDO UNGRIA

p.p.



20

25

30



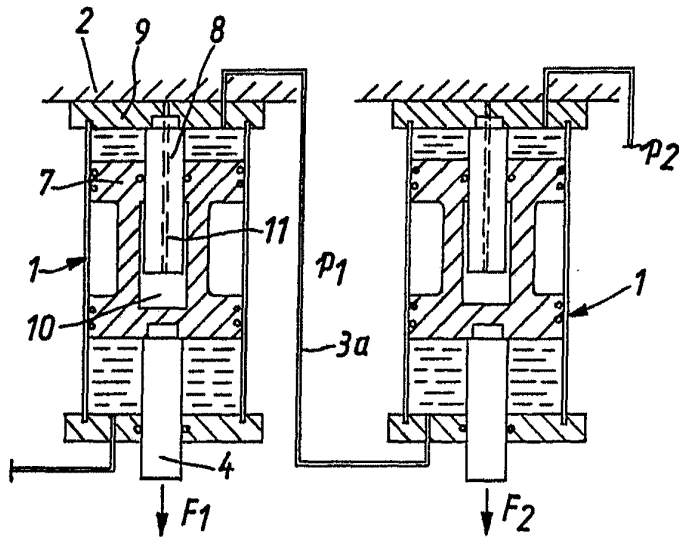
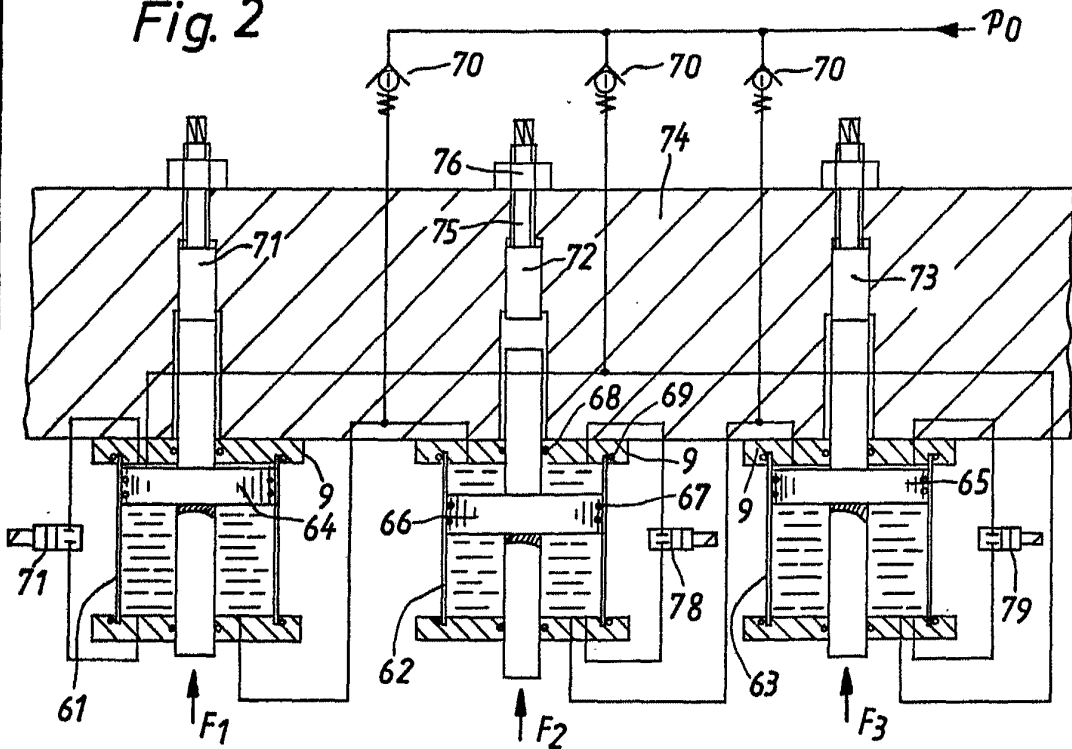


Fig. 1

Fig. 2



ESCALA VARIABLE
 Madrid, 13 julio 1.977
 BERNARDO UNGRIA

P.P.
[Handwritten signature]

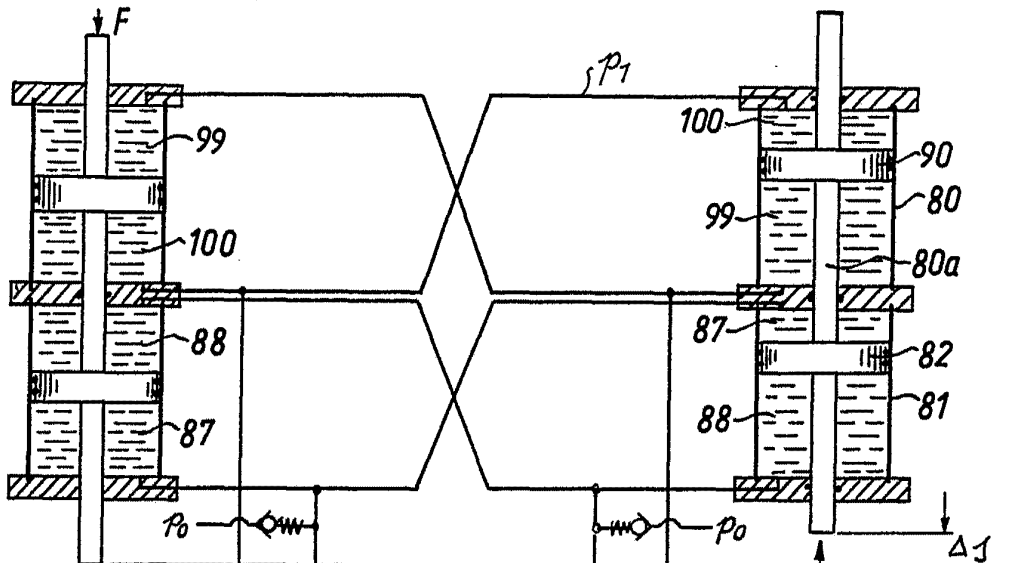


Fig. 3

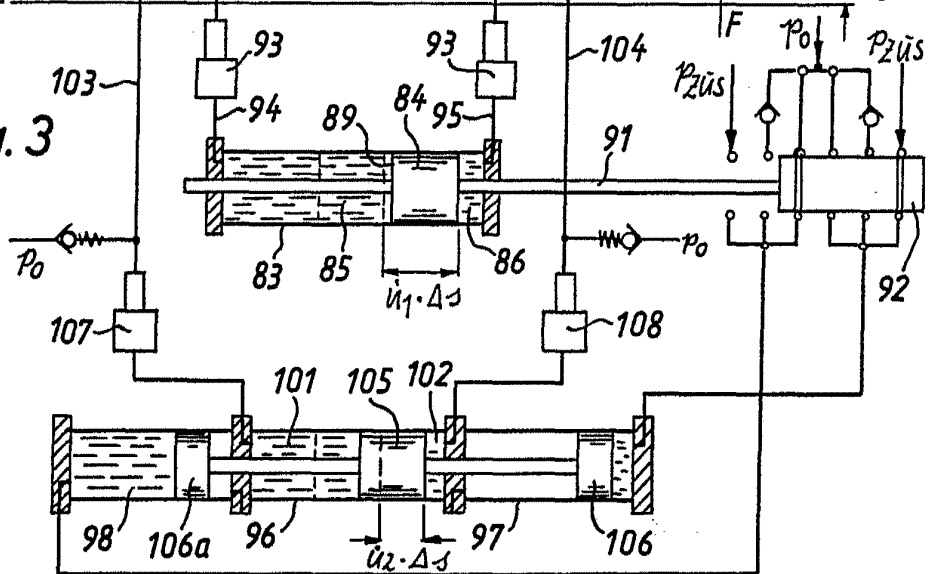
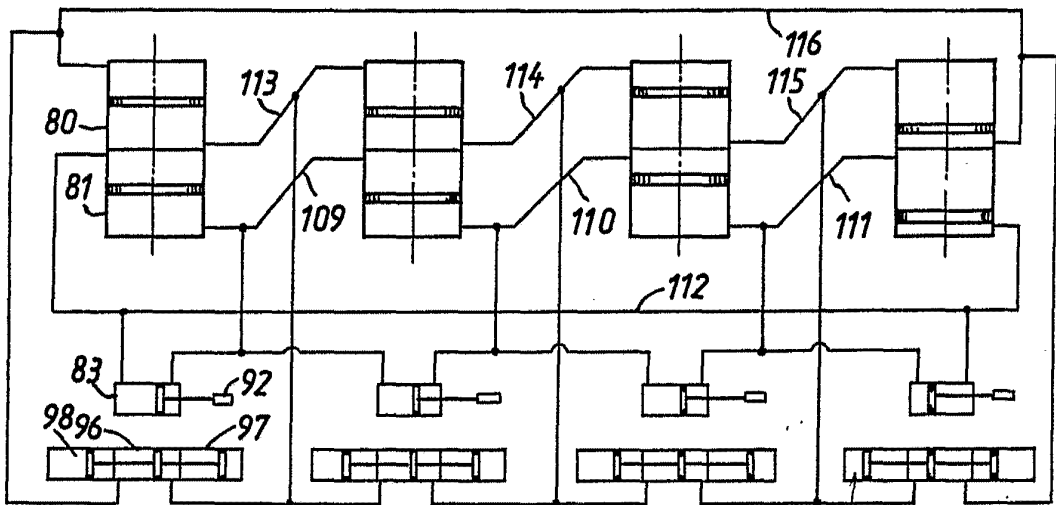


Fig. 4



ESCALA VARIABLE
 Madrid, 13 julio 1.977
 BERNARDO UCRÍA

[Handwritten signature]