



B 23 D 15/14, B 217 9/12, B 3013 15/24, 15/16

355803

P A T E N T E  
D E  
I N V E N C I O N

a favor de PROMECAM SISSON-LEHMANN, entidad francesa, domiciliada en 93 Saint-Denis (Francia), 63, Rue de Strasbourg, por "MAQUINA HIDRAULICA PARA LA DEFORMACION DE CHAPA DE METAL".

- . -

MEMORIA DESCRIPTIVA

La presente invención se refiere a las máquinas hidráulicas para la deformación de chapas de metal, tales como cizallas, prensas en general y prensas plegadoras en particular, que comportan una plataforma fija y otra móvil.

5. Para asegurar, en tales máquinas, la regulación del movimiento de la plataforma móvil hacia la fija, se conocen ya diversos dispositivos hidráulicos de empuje y sincronización, en los que unos gatos aseguran estas dos funciones, separadamente o no.

10. En lo que concierne más particularmente al mantenimiento del paralelismo de la plataforma móvil y la plataforma fija, se conocen dispositivos que comprenden dos ga-



- tos correctores situados a ambas partes del eje longitudinal de la máquina; estos dos gatos, del tipo llamado "de doble vástago" y con dos cámaras iguales, están unidos entre sí por dos tuberías cruzadas que permiten su autoalimentación mediante movimientos del mismo sentido y amplitud. Son igualmente conocidos dispositivos de este género, en los que las dos tuberías cruzadas están también alimentadas de tal manera que se conserva una inclinación determinada de la plataforma móvil respecto a la fija durante la carrera, y en las que pueden ser compensadas las fugas eventuales y las reducciones, por compresión, del volumen de aceite. Se conocen varios medios para controlar estas correcciones y especialmente el que consiste en utilizar, como indicador de separaciones angulares entre las dos plataformas, un elemento flexible, tal como una cinta, uno de cuyos extremos está unido al bastidor fijo de la máquina mientras que el otro actúa sobre un distribuidor que alimenta las dos tuberías cruzadas, de tal manera que toda separación angular se traduce por una acción de igual valor pero de sentido opuesto de los gatos correctores.
- 5.
- 10.
- 15.
- 20.

- Estas correcciones son sin embargo insuficientes para mantener con precisión el paralelismo de las dos plataformas, o las separaciones angulares determinadas entre ellas, ya que los dos dispositivos adoptados no compensan las flechas elásticas bajo carga de ciertas partes resistentes de los bastidores y no compensan sobre todo la apertura de las bridas laterales, conocidas como "de cuello de cisne" que flexan diferentemente cuando las cargas son excéntricas, es decir, apartadas respecto al plano vertical medio de la máquina y producen separaciones angula-
- 25.
- 30.



res que permanecen sin corrección e impiden en consecuencia la precisión del trabajo obtenido.

- La invención remedia los defectos e insuficiencias anteriores y propone una máquina para la deformación de chapas de metal, tales como cizallas, prensas, prensas plegadoras y análogas, que comprende una plataforma fija y una
5. plataforma móvil accionada por uno o varios gatos y equipada de un sistema de sincronización que comprende dos dispositivos hidráulicos compensadores cuya alimentación se obtiene por la acción de un indicador de diferencias angulares entre las dos plataformas, que actúa sobre un distribuidor, montado de tal manera en el circuito hidráulico que toda diferencia angular entre las plataformas se traduce por un movimiento correspondiente, pero de sentido inverso,
10. de los compensadores hidráulicos. Esta máquina se caracteriza por el hecho de que el dispositivo indicador de diferencias angulares, además de sus funciones habituales de mantenimiento del paralelismo y de las diferencias angulares predeterminadas entre las dos plataformas, recibe impulsos proporcionales a las diferencias de apertura de las
15. bridas en "cuello de cisne", es decir, a las diferencias de deformación elástica bajo carga de estas bridas, a partir de un corrector hidráulico que comporta una parte fija conectada al bastidor y una parte móvil conectada al distribuidor que actúa sobre los dispositivos hidráulicos de sincronización, de tal manera que estos impulsos engendran una corrección suplementaria de la posición relativa de la
20. plataforma móvil respecto de la fija, anulando las consecuencias de las diferencias de apertura de las bridas.
25. Esta máquina se caracteriza también por un dispo-
- 30.



- sitivo de seguridad que corta la alimentación del motor principal de la máquina, en cuanto la diferencia de deformación elástica de las gridas alcanza un valor límite predeterminado. Así, la disposición propuesta por la invención asegura una corrección automática de todas las variaciones indeseables de la posición angular relativa de las dos plataformas de la máquina, asegurando la protección indispensable contra sobrecargas anormales. De una forma general, la invención aporta una mejora de la calidad del trabajo producido y asegura la seguridad de empleo.
- 5.
- 10.

- La invención se comprenderá mejor con la lectura de la descripción que sigue, y de los dibujos adjuntos, dados a título de ejemplo no limitativo y en los cuales:
- La figura 1 es una vista de frente del conjunto de una máquina tipo, mostrando la posición de los órganos principales;
- 15.
- la figura 2 es una vista de perfil del conjunto de la máquina; la figura 3 es un esquema hidráulico mostrando el dispositivo indicador de diferencias angulares y el sistema de corrección de las mismas; la figura 4 representa otra
- 20.
- versión del dispositivo corrector hidráulico; la figura 5 es un esquema eléctrico correspondiente.

- Como se puede ver en las figuras 1 y 2, el bastidor fijo 1 de la máquina descrita, a título de ejemplo, comprende dos bridas transversales 1c, a las que está fijada una plataforma fija 2 y dos tabiques longitudinales 1a y 1b entre los que puede desplazarse una plataforma móvil 3 cuya carrera útil, hacia la plataforma fija 2, es provocada por gatos de empuje 4 que se apoyan por pernos 4a, 4b sobre los tabiques 1a, 1b.
- 25.

- 30.
- Para obtener este movimiento, los gatos de empu-



5. je deben ser alimentados con aceite a presión, pero esta fuente motriz, así como los elementos del circuito hidráulico necesario para realizar el acercamiento rápido, la carrera de trabajo, la carrera de retroceso y los diferentes paros, no forman parte del objeto de la presente invención, y son perfectamente conocidos por otra parte bajo diferentes formas, no representadas en esta descripción. Igualmente, el esquema hidráulico de la máquina no ha sido representado más que muy parcialmente en la figura 5.

10. En la máquina descrita, el mantenimiento del paralelismo o de otra orientación definida de la plataforma móvil 3 con relación a la plataforma fija 2, se obtiene por la acción de dos gatos auxiliares 5 que trabajan en sentido inverso, como se ha representado en la figura 3, constitutivos de dispositivos compensadores; los dos gatos auxiliares 5 están conectados por dos tuberías cruzadas 22a y 23a, de tal forma que la cámara 20 de uno comunica con la cámara 21 del otro, e inversamente.

20. Estas dos tuberías están conectadas por unas tuberías 22b, 22c, 23b y 23c a los dos orificios de salida de un distribuidor 7 de caja, cuyo cuerpo es solidario del bastidor fijo 1; los dos orificios de entrada de este distribuidor están conectados, uno por la tubería 25 al depósito general de la máquina, y el otro por la tubería 24 a la canalización de alimentación común de los gatos de empuje 4, y al hacerse necesaria una alimentación de los gatos auxiliares 5, ésta se realizara a presión proporcional a la que reina en estos gatos de empuje.

30. La caja del distribuidor 7, que forma parte de un dispositivo 6 indicador de diferencias angulares (figura 3)



5. está unido por uno de sus extremos al bastidor fijo 1 por intermedio de un resorte de tracción 9, mientras que su otro extremo está unido a un elemento flexible 10 que puede ser, por ejemplo, un hilo, un cable, una cadena o una cinta, preferentemente de acero.

10. En la primera parte de su circuito, este elemento flexible 10 se arrolla a dos rodillos 11 y 12 cuyos ejes son soportados por el bastidor fijo 1, y, entre dichos rodillos, sobre un rodillo 13 cuyo eje está soportado por una chapa 14, mandada por un vástago fileteado 15 roscado en una tuerca 17 solidaria del bastidor fijo 1 y provista de un volante 16 que permite variar la posición del rodillo 13 sobre el eje de simetría que separa los dos rodillos 11 y 12, y en consecuencia variar la longitud del elemento flexible 10 incorporado en esta parte de su circuito.

15. En una segunda parte de su circuito, el elemento flexible 10 se arrolla sobre dos rodillos 18 y 19 cuyos ejes son soportados por la plataforma móvil 3 y están situados en una línea sensiblemente perpendicular a la dirección de su movimiento hacia la plataforma fija 2.

20. Finalmente, en una tercera parte de su circuito, el elemento flexible 10 tiene su segundo extremo conectado a un corredor hidráulico, descrito más adelante, que modifica su acción sobre el distribuidor 7 en función de las presiones admitidas en las tuberías 22c o 23c.

25. En el ejemplo de la figura 3, este corrector hidráulico es un gato de doble vástago 26 cuyo cilindro 27, solidario del bastidor fijo 1 está provisto de un pistón 28 de dos vástagos en dos cámaras 29 y 30 que son alimentadas respectivamente por las tuberías 23c y 22c. El pis-

30.



- tón 28 tiende a ser mantenido a media carrera por dos resortes opuestos de comprensión 31 y 32 que se apoyan sobre el cilindro 27. El resorte 31 está en oposición respecto a los dos resortes 9 y 32, y el pistón 28 está por consiguiente en equilibrio estático mientras el elemento flexible 10 está bajo tensión permanente. El conjunto está regulado de tal manera que en esta situación la posición de los dos tornillos 18 y 19 corresponde al paralelismo correcto de las plataformas fija y móvil 2 y 3, y que la corredera del distribuidor 7 se encuentra rigurosamente en la posición media de la carrera. Por otra parte, una caña 33, solidaria del pistón 28, está adaptada para accionar unos microcontactos de apertura 34 y 35, de tipo corriente, solidarizados con un bastidor fijo 1 (figura 5); estos microcontactos cortan la corriente de la bobina de mantenimiento 36 del contactor principal 44, del motor M, y controlan el paro total de la máquina a partir de una amplitud dada del desplazamiento del pistón 28.
- 5.
- 10.
- 15.

- En una variante representa en la figura 4, este corrector hidráulico está constituido por tres ejes 37a, 37b y 37c solidarios del bastidor fijo 1, sobre los cuales pueden respectivamente girar un gato 38a, una palanca recta 39 y una palanca acodada 40, mientras el segundo extremo del gato 38a está conectado a un extremo de la palanca recta 38 por un eje 39a, y un segundo gato 38a está conectado por una parte, al otro extremo de la palanca recta 39 por un eje 39b y, por otra parte, a la palanca acodada 40 por un eje 40a. Sobre la palanca acodada 40 está enganchado uno de los extremos del elemento flexible 10, y el conjunto de este mecanismo se encuentra a tensión por efecto del resorte 9.
- 20.
- 25.
- 30.

20 JUN 1954



El gato 38a está alimentado por la tubería 23c mientras el gato 38b lo está por la tubería 22c; estos dos gatos están constituidos por dos cilindros 41a y 41b con los que están solidarizados dos pistones 42a y 42b, respectivamente mediante dos vástagos 43a y 43b, los cuales se alargan elásticamente en función de las presiones reinantes en cada gato, provocando una rotación, en un sentido o en otro, de la palanca acodada 40 sobre su eje 37c; en estos movimientos la palanca acodada 40 acciona los microcontactos 34 y 35 a partir de una amplitud predeterminada, y éstos, como se ha dicho a propósito de la fig. 3, controlan el paro general de la máquina.

En el conjunto general así constituido, únicamente los gatos de empuje 4 son alimentados durante la marcha en vacío de la plataforma móvil 3, los gatos auxiliares se autoalimentan mutuamente por las tuberías 23a y 22a para carreras iguales, ya que las secciones son iguales, pero desde que aparece una causa cualquiera de desequilibrio y de modificación de la posición angular relativa de las dos plataformas, tal como carga descentrada, rozamientos asimétricos, escapes de aceite en los gatos auxiliares 5, la línea imaginaria que pasa por el eje de los rodillos 18 y 19 tiende a inclinarse con la plataforma móvil 3 en el sentido de la mayor carga, y según el sentido de esta acción, actúa por intermedio del elemento flexible 10 sobre la caja del distribuidor 7; por ejemplo, para una inclinación de la plataforma móvil 3 en el sentido inverso de las agujas de un reloj, se producirá un descenso de la corredera del distribuidor 7, de forma que la tubería 23c se empieza a vaciar mientras la 22c es alimentada. Los dos gatos au-

20 JUL



5. xiliares 5 que tienen sentidos de acción opuestos producen entonces un par en el sentido de las agujas de un reloj, es decir, en el sentido inverso del de la inclinación de la línea imaginaria precedentemente citada, par que se mantiene en tanto dura el desequilibrio y en tanto los ejes de los rodillos 18 y 19 no vuelvan a su posición inicial.

10. La puesta en carga de la máquina y la corrección del paralelismo definidos más arriba han así determinado la puesta a presión de las tuberías 22a, 22b, 22c y el vaciado de las tuberías 23a, 23b, 23c. De ello resulta que, para la figura 3, las cámaras 30 y 29 del gato 26 están respectivamente a presión y en vacío, y el gato 26 produce una acción sobre el elemento flexible 10 del mismo sentido que el de la causa del desequilibrio, lo que engendra un efecto corrector suplementario. Igualmente, en el ejemplo de la figura 4, el alargamiento del vástago 43b producirá la misma acción sobre el elemento flexible 10.

15. Es igualmente digno de tenerse en cuenta que esta acción es también proporcional a la presión de puesta en carga de la máquina, definida por la presión que reina en la tubería de alimentación 24, y en consecuencia proporcional, a las deformaciones elásticas de abertura de los brazos de los montantes verticales 1c y 1d de la máquina, aberturas de valor DC y DC' (figura 2.) que están sin efecto sobre el paralelismo de las dos plataformas en la medida en que éstas tienen igual valor en los dos extremos de las plataformas, y, en este caso solamente, no son corregidas. Sin embargo, en caso de deformaciones desiguales que alteran el paralelismo de las plataformas, son compensadas por

20.

25.

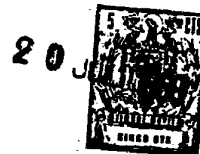
30.



esta corrección suplementaria de alimentación de los gatos auxiliares 5 en el sentido conveniente en razón de la acción ejercida, bien por el gato 26 de la figura 3, bien por uno de los gatos 38a o 38b de la figura 4, por intermedio del elemento flexible 10, sobre la posición de la caja de distribución 7, ya que las diferencias de apertura elástica de las bridas verticales del bastidor fijo son proporcionales a las diferencias de esfuerzos soportados, por consiguiente a las diferencias de presión que reina en los gatos auxiliares.

Se notará que por la acción de los microcontactos 34 y 35 y de los elementos conjugados, como 33 (figura 3), palanca 40 (figura 4), la máquina es parada desde que la diferencia de las deformaciones de las bridas 1c, 1d alcanza un límite de seguridad predeterminado.

Permaneciendo en el dominio de la invención, se pueden reemplazar los correctores hidráulicos descritos más arriba por cualquier otro dispositivo hidráulico que tenga las mismas fuentes de alimentación y los mismos efectos que los descritos en el elemento flexible 10. Puede ser necesario provocar voluntariamente una inclinación angular, tal como  $\alpha_1$  o  $\alpha_2$  (Figura 1) entre la plataforma fija 2 y la móvil 3 para satisfacer necesidades particulares de utilización de la máquina. A este efecto, el volante 16 permite modificar la longitud del elemento flexible 10 entre los rodillos 11, 12 y 13 en el sentido de un aumento o una reducción de esta longitud, de actuar sobre la posición de la caja del distribuidor 7 y de modificar la posición de la plataforma móvil 3 por la acción descrita de los gatos 5. Esta regulación conserva todas las ventajas de corrección



y mantenimiento, ya descritas, de esta posición relativa de la plataforma móvil 3 respecto a la fija 2.

Una máquina conforme a la presente descripción alcanza por consiguiente en práctica un grado de precisión de trabajo particularmente interesante para el usuario todo ello asegurando una protección notable de los órganos principales.

N O T A

Se reivindica como objeto de la presente patente de invención:

10. 1. Máquina hidráulica para la deformación de chapa de metal, tal como una cizalla, prensa en general y prensa plegadora en particular, que comprende una plataforma móvil y un bastidor fijo que comprende a la vez unas bridas laterales en "cuello de cisne", así como un grupo motor-bomba que impulsa, a presión, el aceite de un depósito hacia un circuito hidráulico que alimenta al menos un gato de empuje, estando controlado el movimiento de la plataforma móvil por un dispositivo hidráulico de sincronización que mantiene el paralelismo o la posición angular relativa predeterminada de las dos plataformas, gracias a la acción de un indicador de diferencias angulares sobre el distribuidor hidráulico que alimenta el dispositivo de sincronización, caracterizada por el hecho de que el indicador de diferencias angulares comprende un corrector hidráulico que modifica la
- 15.
- 20.
- 25.



5. acción del indicador de diferencias angulares sobre el distribuidor de sincronización para compensar las diferencias entre las deformaciones elásticas, bajo carga, de las bridas laterales y mantener así el paralelismo o la posición angular relativa predeterminada de las dos plataformas.

10. 2. Máquina hidráulica para la deformación de chapa de metal, según la reivindicación 1, en la cual el dispositivo hidráulico de sincronización comporta dos gatos cuyas cuatro cámaras están conectadas por dos tuberías cruzadas, caracterizada porque el corrector hidráulico comprende dos cámaras que están conectadas a las tuberías respectivas de los gatos de sincronización y están delimitadas por al menos un pistón conectado de tal forma a uno de los extremos del elemento flexible del indicador de diferencias angulares cuyo otro extremo está conectado a la caja del distribuidor de sincronización, porque las diferencias de presión que existen entre dichas tuberías actúan por intermedio del distribuidor sobre el dispositivo de sincronización para compensar las diferencias entre las deformaciones elásticas de las bridas debidas a las diferencias de carga.

15. 3. Máquina hidráulica para la deformación de chapa de metal, según la reivindicación 2, caracterizada porque las dos cámaras del corrector hidráulico están formadas por un gato hidráulico del tipo de doble vástago y con secciones iguales cuyo cilindro es solidario del bastidor fijo y cuyo pistón está sometido a las acciones antagónicas, por una parte de la tracción ejercida por el elemento flexible y por un resorte que

20.

25.

30.

20 JUN



se apoya sobre el cilindro, y por otra parte por un resorte que se apoya igualmente sobre el cilindro.

5. 4. Máquina hidráulica para la deformación de chapa de metal, según la reivindicación 2, caracterizada porque las dos cámaras del corrector hidráulico están formadas en dos gatos hidráulicos el primero de los cuales tiene su cilindro conectado a un eje solidario del bastidor y su pistón conectado a uno de los brazos de una palanca, cuyo eje es igualmente solidario del bastidor mientras que el cilindro del segundo gato está conectado al segundo brazo de la palanca y su pistón esta conectado a uno de los brazos de una palanca acodada, cuyo eje es solidario del bastidor y el segundo brazo al elemento flexible del indicador de diferencias angulares.

10. 15. 5. Máquina hidráulica para la deformación de chapa de metal, según la reivindicación 4, caracterizada porque en cada gato corrector hidráulico el cilindro se hace solidario del pistón correspondiente por un vástago central susceptible de alargarse de forma elástica y proporcionalmente a la presión que reina en el cilindro.

20. 25. 6. Máquina hidráulica para la deformación de chapa de metal, según cualquiera de las reivindicaciones precedentes, caracterizada porque el corrector hidráulico comporta en su parte móvil un elemento destinado a accionar dos microcontactos que controlan el paro del motor cuando es alcanzada la diferencia máxima admisible entre las deformaciones de las bridas.

30. 7. Máquina hidráulica para la deformación de chapa de metal, según la reivindicación 6, caracterizada

20 Julio 1968



da porque el elemento de accionamiento está previsto sobre uno de los vástagos del pistón del gato corrector único, por ejemplo bajo la forma de un diente.

5. 8. Máquina hidráulica para la deformación de chapa de metal, según la reivindicación 6, caracterizada porque el elemento de accionamiento está constituido por una de las ramas de una palanca acodada, conectada al corrector de doble gato.

10. 9. Máquina hidráulica para la deformación de chapa de metal.

La presente memoria descriptiva consta de catorce hojas foliadas escritas por una sola cara.

Barcelona, 20 de julio de 1.968

PROMECAM SISSON-LEHMANN

p.a.

L. PONTI



20 JUN 1968

FIG.1

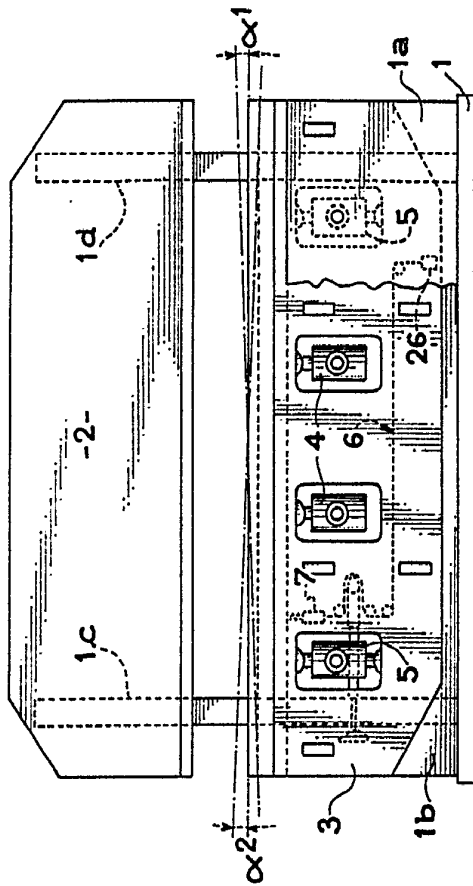
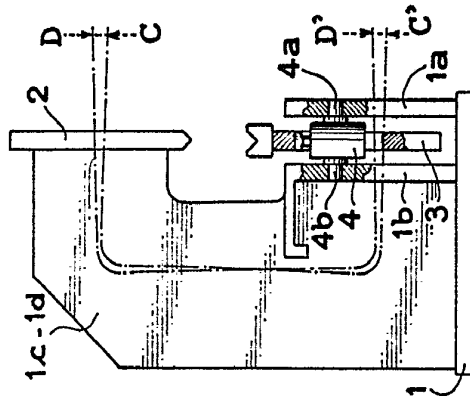


FIG.2

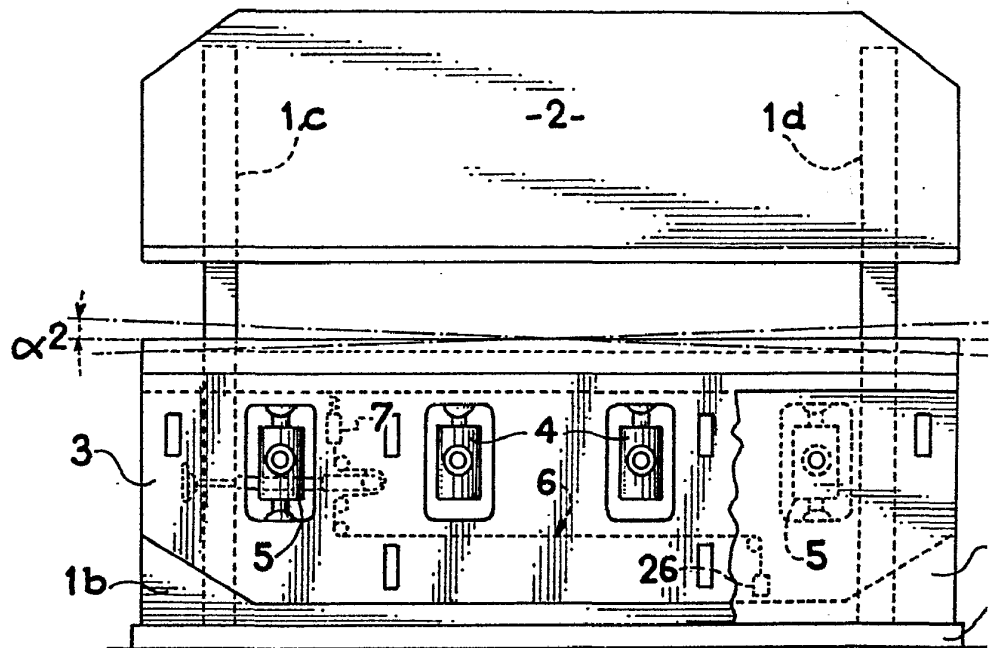


Barcelona, 20 de julio de 1968  
PROMECAM SISSON-LEHMANN

p.a.

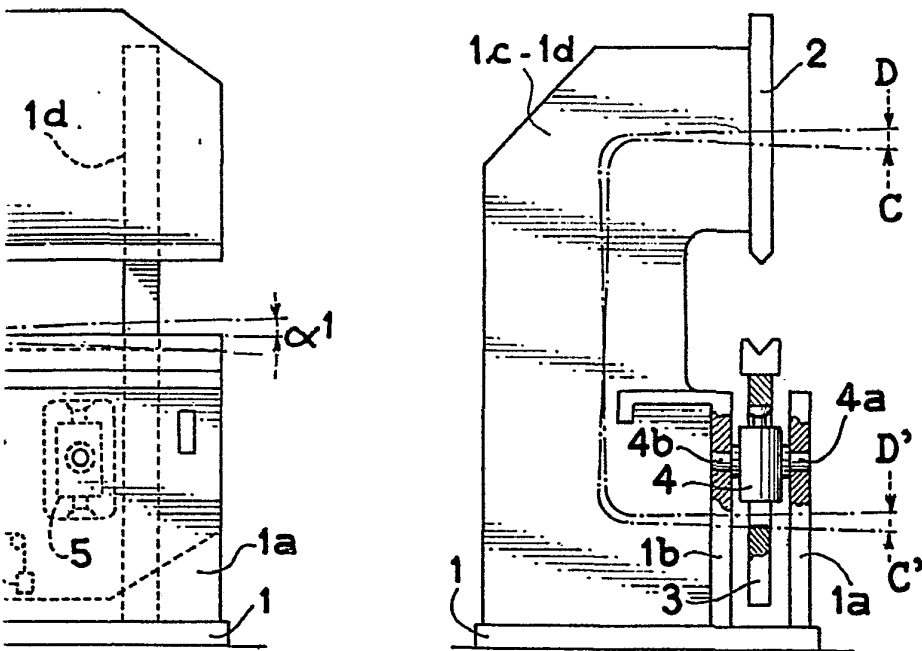
**E. FONTE**  
D.P.

FIG.1



20 JUN 1968 1968

FIG. 2



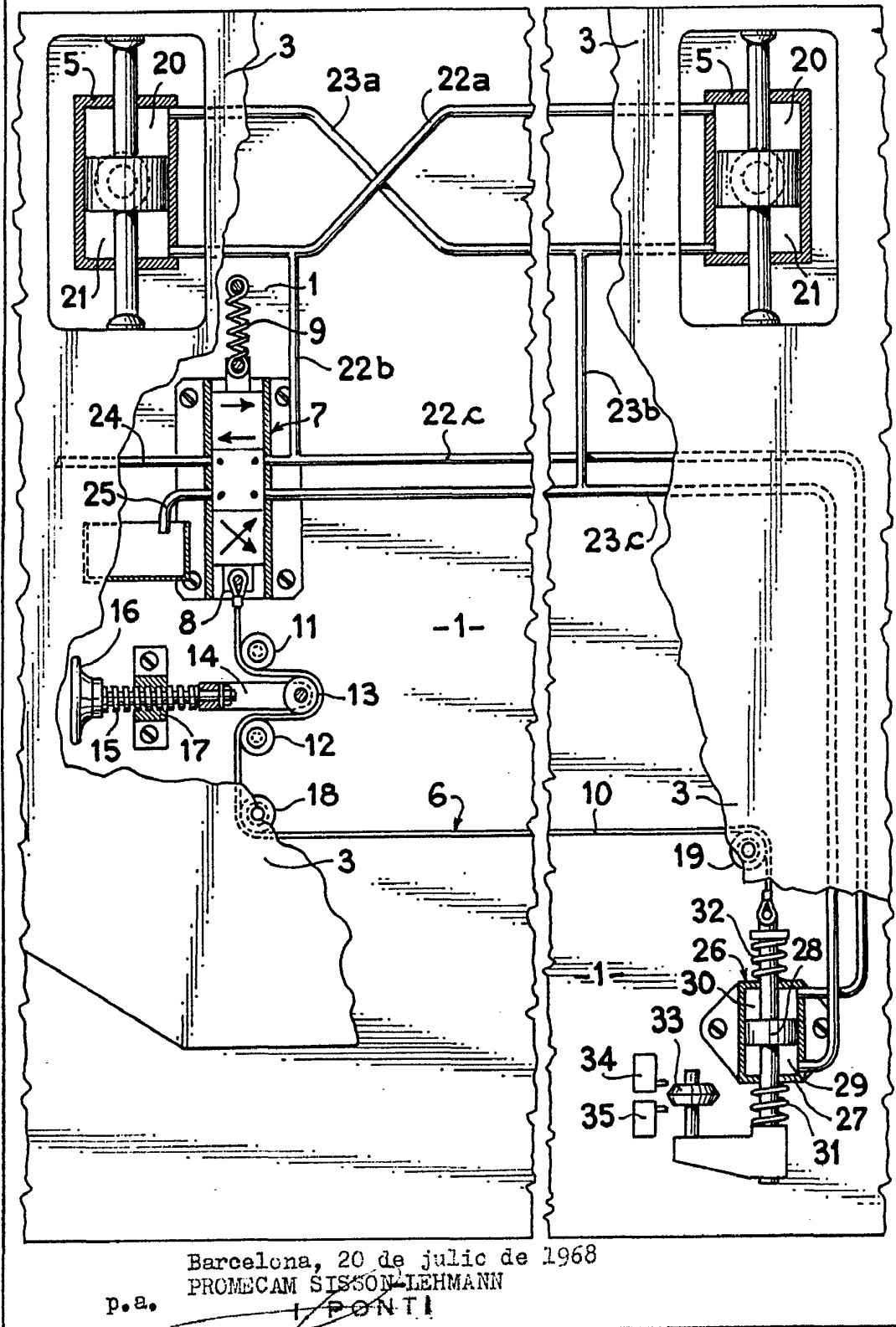
Barcelona, 20 de julio de 1968  
PROMECAM SISSON-LEHAMANN

p.a.

**E. PONTI**  
AP

20 JUL 1968  
SINDECATO

FIG. 3



Barcelona, 20 de julio de 1968  
PROMECAM SISSON-LEHMANN

p.a.

PONTI

P. P.

20 JUN 1968

FIG. 4

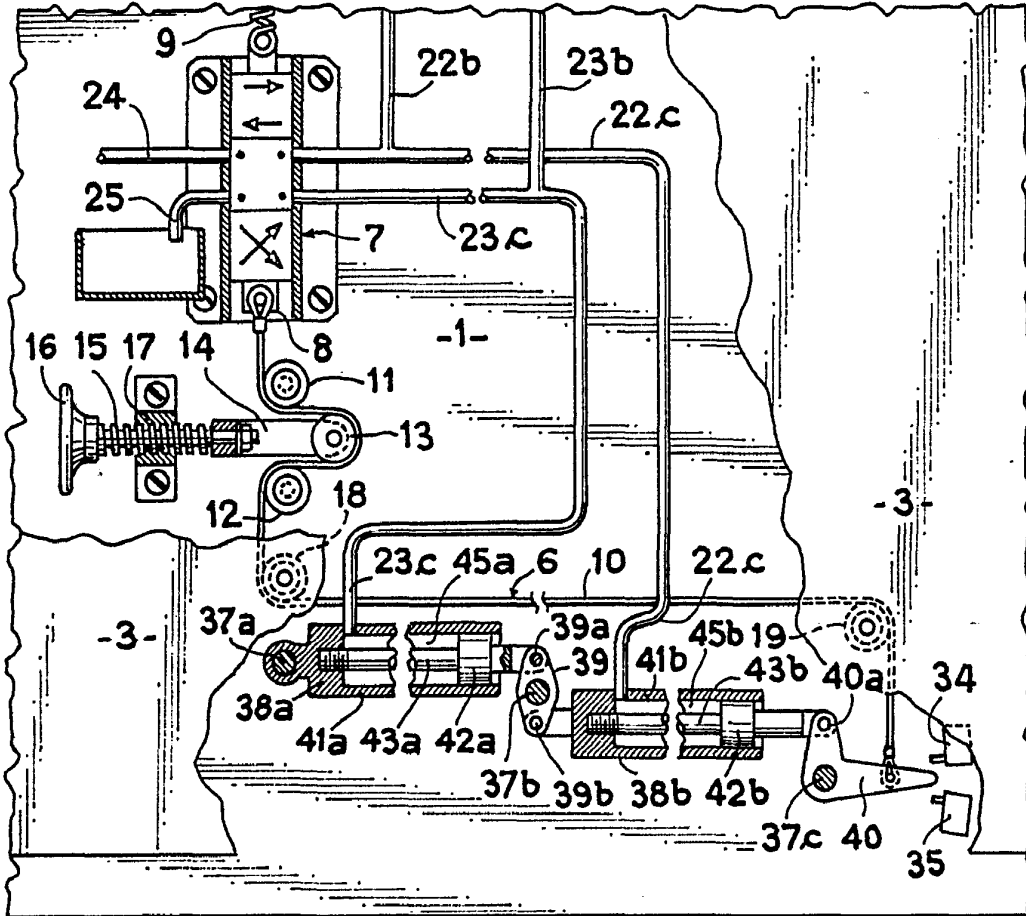
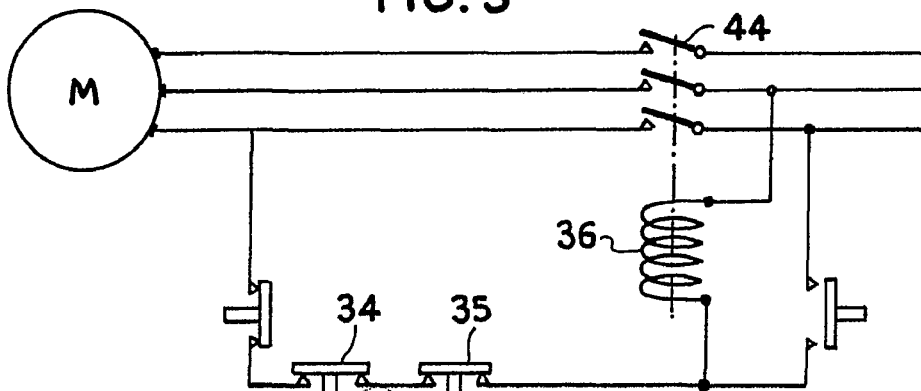


FIG. 5



p.a. Barcelona, 20 de julio de 1968

R. P.