



437398

MEMORIA DESCRIPTIVA

correspondiente a la solicitud de concesión de una..

PATENTE DE INVENCION

SOLICITANTE: ..MASCHINENBAU OPPENWEILER G.m.b.H., de
nacionalidad alemana.

RESIDENCIA: ..7157 OPPENWEILER (Baden-Württemberg)
(Alemania).

Inventor: ..Emil KLENK, que cede sus derechos a la empre
sa solicitante.

ENUNCIADO: .."NUEVO SISTEMA DE PLEGADO DE LAMINAS".
.....
.....

Prioridad: Patente ..alemana n.º P. 23.53.961.9 del 27-10-73.



1 La presente memoria descriptiva tiene como fin la
declaración del objeto sobre el que ha de recaer el privilegio de explota-
ción industrial y comercial, exclusivo en el territorio nacional, de una
Patente de Invención de acuerdo con la vigente Legislación sobre Propie-
5 dad Industrial que, como el enunciado indica, se trata de "NUEVO SISTE
MA DE PLEGADO DE LAMINAS".

El invento se refiere a un sistema de plegado, pro-
visto de una serie de cilindros plegadores, apoyados de forma que pue-
dan girar, y accionados por un mecanismo motor común, que presenta
10 una rueda motriz para cada cilindro de plegado.

Los sistemas plegadores de este tipo se utilizan pa-
ra el plegado de papel, láminas y similares, y presentan por lo general
de cuatro a catorce cilindros plegadores, colocados de forma escalonada,
con dos a doce desviaciones en curva.

15 Los cilindros plegadores deben ajustarse general-
mente con mucha exactitud al espesor del pliego del papel, o cuadernillo,
que lo atraviesa, pues deben abarcar a estos pliegos en todo su ancho, e
impulsarlos en su movimiento con una ligera presión. Sin embargo, pue-
den separarse por efecto de una presión, al objeto de evitar la aparición
20 de interrupciones cuando el intersticio de separación se ha ajustado muy
estrechamente, o cuando atraviesa este intersticio un número de pliegos
superior al previsto. Esta posibilidad de desplazamiento o separación de
los rodillos por presión elástica resulta, además, necesaria en determi-
nados tipos de plegado, en particular, en plegado en zig-zag o en ángulo,
25 pues los pliegos pre-plegados deben atravesar siempre los cilindros y de-
ben alcanzar el cilindro colocado a continuación.

Resulta ser de la máxima importancia el ajuste exac-
to de los cilindros de plegado, y con él, el de la presión elástica, al obje-
to de conseguir un transporte o arrastre correcto de los pliegos, y un ple-
gado exacto. La razón de ésto estriba en que el papel y las láminas pue-
30



1 den flexionar en cierto grado, y en que se presenta siempre, en mayor o
menor grado, en función de la velocidad circunferencial de los cilindros,
un mayor o menor resbalamiento. En el caso de que este resbalamiento
5 presente un valor diferente a lo ancho del pliego, la marcha se realiza
forzosamente de forma oblicua y el pliego resulta plegado, también, de
forma oblicua.

En los sistemas plegadores conocidos, el acciona-
miento de los cilindros de plegado se realiza exclusivamente por medio
de engranajes, que se asientan en los ejes de los cilindros de plegado,
10 engranan con la rueda dentada del cilindro de plegado próximo y presen-
tan un diámetro de circunferencia primitiva que es igual al diámetro del
cilindro de plegado. Con un accionamiento configurado de esta forma, el
momento de giro sólo puede transmitirse a los ejes de los cilindros de
plegado en combinación con un esfuerzo que actúa en sentido radial, pues
15 los flancos de los dientes de los engranajes no se encuentran en planos
radiales, sino que están inclinados en un ángulo que, por lo general, to-
ma el valor de 20° . Esto es contraproducente, pues resulta imposible
compensar, de forma económica, el esfuerzo radial completamente apli-
cado a uno de los extremos del cilindro de plegado. La razón de ello con-
20 siste en que el esfuerzo radial depende no sólo de la separación entre
ejes de los cilindros de plegado próximos, sino también del número de
revoluciones. Un inconveniente posterior del accionamiento conocido con-
siste en que el engrane correcto, deducido de la forma del perfil del den-
tado, sólo se presenta para una separación determinada de los ejes de los
25 cilindros plegadores contiguos. Para separaciones entre ejes diferentes,
la rodadura de los dientes de los engranajes no se realiza de forma regu-
lar, y todos los ajustes de los cilindros plegadores, que presentan una
separación entre ejes mayor, conducen a un juego entre los dientes que
engranan entre sí. Este juego produce una acción perturbadora sobre la
30 marcha de los cilindros de plegado, y conduce, lo mismo que una rodadu-



1 ra incorrecta de los dientes, a la producción de un ruido notable. Las
medidas conocidas y utilizadas para evitar los ruidos producidos por un
mecanismo de engranajes, no pueden utilizarse en este caso, porque éstos,
debido al engrane irregular de los dientes, están expuestos a un des-
5 gaste muy fuerte, si se construyen de plástico.

El objetivo de la invención consiste en obtener un sistema plegador, a cuyos cilindros de plegado pueda transmitirse, para cada valor regulable de la separación entre ejes de dos cilindros plegado-
res contiguos, el preciso momento de giro, sin que haya de transmitirse
10 al mismo tiempo un esfuerzo radial de valor excesivo, y sin que deba aparecer un juego excesivo entre los elementos que transmiten el momento de giro. Para un mecanismo plegador del tipo descrito se consigue el objetivo propuesto, debido a que: la rueda motriz de cada uno de los cilindros de plegado está apoyada, de forma giratoria, en un sitio fijo; todos
15 los cilindros plegadores regulables están unidos con la rueda motriz correspondiente por medio de un acoplamiento compensador cuyos dos cubos o bujes están unidos entre sí, a través de superficies de arrastre, en una unión cinemática de forma, por medio de un elemento intermedio que puede desplazarse, en una primera dirección radial, con relación a
20 otro cubo o buje que se extiende en una segunda dirección radial, perpendicular a la primera; y a que, en el caso de que las superficies de arrastre presenten discontinuidades en la zona central del elemento intermedio o de los cubos, el valor de estas discontinuidades en dirección radial es inferior al del diámetro de los ejes que soportan los cubos o bujes.

25 Gracias al soporte en lugar fijo de las ruedas motrices, y al accionamiento de los cilindros a través, cada uno de ellos, de un acoplamiento compensador, puede transmitirse el par motor a los cilindros de plegado, sin que aparezca por ello un esfuerzo que actúa en sentido radial sobre los cilindros de plegado y de un valor excesivo, debi-
30 do a que un esfuerzo de esas características sólo puede producirse, co-



1 mo máximo, debido al rozamiento en el acoplamiento compensador, y a
que ese rozamiento puede mantenerse muy reducido utilizando lubrican
tes o construyendo el acoplamiento de plástico de buenas características
de deslizamiento. Los esfuerzos radiales ejercidos sobre las ruedas mo
5 trices, inevitables en el caso de utilizar ruedas dentadas, pueden dejar
de ejercerse sobre los cilindros de plegado, debido no sólo a los acopla-
mientos compensadores sino también al apoyo en posición fija de las rue
das motrices. Por ello, la fuerza que ejerce el cilindro de plegado sobre
el cuadernillo que atraviesa la separación entre cilindros, resulta de un
10 valor igual, a lo largo de toda la longitud del cilindro, y depende sólo
de la regulación de la separación entre cilindros. El par motor, ade-
más, puede transmitirse a los cilindros de plegado sin un juego contra-
producente, debido a que los acoplamientos compensadores pueden cons-
truirse sin juego excesivo, o porque este juego puede mantenerse despre-
15 ciablemente pequeño sin necesidad de un esfuerzo excesivo; y a que el
apoyo, en posición fija, de las ruedas motrices permite un accionamien-
to de las mismas libre de holguras. Por medio del soporte en posición fi-
ja, las ruedas motrices pueden engranar entre sí, siempre de forma ópti-
ma y, por ello, sin juego excesivo, en el caso de que estas ruedas motri-
20 ces tomen la forma de ruedas dentadas; ó también puede ejercerse el ac-
cionamiento de las ruedas motrices sin holgura ninguna por medio de una
correa. Evitando la aparición de una fuerza que ejerza un esfuerzo radial
sobre un extremo de los cilindros plegadores, y evitando la holgura entre
los elementos que transmiten el par motor, se consigue otra sensible ven-
25 taja de la solución correspondiente al invento, ventaja consistente en que
el ruido de marcha se ve sensiblemente reducido, aún en el caso de má-
quinas plegadoras de marcha rápida.

30 Esto se consigue gracias a la no existencia de holgu-
ra entre los elementos transmisores del par motor, así como por el alo-
jamiento de las ruedas motrices en posición fija. En el caso de que éstas

1 sean ruedas dentadas, el funcionamiento es independiente del valor de la
separación entre ejes de los cilindros de plegado, realizándose la mar-
cha con un engrane continuo óptimo de las ruedas dentadas y, por ello,
con un mínimo ruido de funcionamiento. El ruido de funcionamiento del
5 mecanismo puede disminuir aún más engranando, en todos los casos, una
rueda dentada de metal con una rueda dentada de plástico. El apoyo en po-
sición fija de las ruedas motrices permite, también, la utilización de un
accionamiento por correa de muy bajo ruido, pues la carga de las ruedas
motrices en sentido radial, inevitable en un accionamiento por correa,
10 no puede repercutir en el accionamiento de los cilindros de plegado. Con
un accionamiento por correa, de las características citadas, puede dis-
minuir, aún más, el ruido de funcionamiento, con relación a un acciona-
miento por ruedas dentadas.

15 El alojamiento, en posición fija, de las ruedas mo-
trices, presenta la ventaja de permitir alcanzar una gran duración de las
ruedas dentadas cuando éstas forman las ruedas motrices. La duración
de las ruedas dentadas de los mecanismos plegadores conocidos resulta
ser relativamente corta en el caso de que las ruedas están hechas de un
material de muy alta calidad, pues los dientes de las ruedas no sólo rue-
20 dan entre sí, sino que en la mayoría de las posiciones de ajuste de los
cilindros de plegado, realizan simultáneamente un movimiento de desliza-
miento.

25 Una ventaja adicional de la solución, de acuerdo con
el invento, consiste en que ella permite una forma constructiva que ocupa
poco espacio, de poco peso, y de una longitud en sentido axial extremada-
mente corta. Esto es de un extraordinario valor, pues el espacio del que
se dispone, tanto en sentido radial como en sentido axial, es extraordina-
riamente pequeño, y el peso de los componentes debe mantenerse de poco
valor, pues los mecanismos plegadores deben poder ser transportables.
30 La razón de la necesidad de que el espacio ocupado sea pequeño estriba



1 en que: el diámetro de los cilindros de plegado es relativamente pequeño;
los cilindros de plegado están colocados unos junto a otros; y en que el
mecanismo plegador ha de poder ensamblarse de muy diferentes formas
y, por ello, ha de permitir un fácil acceso y mantenimiento. La solución,
5 de acuerdo con el invento, satisface también esta exigencia. Además, per-
mite la transmisión de cargas en forma de choques, a pesar de la peque-
ña ocupación de espacio, así como el funcionamiento a muy altas revolu-
ciones, lo que supone una condición muy importante en la eficiencia de
los mecanismos plegadores modernos. A ello contribuye, tanto la forma
10 constructiva de los acoplamientos, que permite un consumo de espacio
muy pequeño, como el aprovechamiento al máximo del espacio, en senti-
do radial, disponible para las superficies de arrastre. Al objeto de conse-
guir el valor máximo de superficie de arrastre, éstas se extienden sin in-
15 terrupción, desde una posición en la periferia del elemento intermedio o
del cubo hasta una posición opuesta a la primera. Como el par motor que
puede ser transmitido resulta pequeño en la zona central del elemento in-
termedio, las dimensiones del acoplamiento compensador no necesitan
prácticamente aumentarse, en el caso de que las superficies de arrastre
20 presenten interrupciones en la zona central del elemento intermedio y la
magnitud de estas discontinuidades en sentido radial sea más pequeña
que el diámetro exterior de los cubos y, preferentemente, inferior al
50% de este diámetro exterior.

El acoplamiento de compensación puede construirse
de formas diferentes. En una realización práctica perfeccionada, los dos
25 cubos están provistos, en las superficies frontales enfrentadas la una
frente a la otra, de una regleta en cada cubo, regleta que se extiende en
sentido radial; y el elemento intermedio, en forma de disco, está provis-
to de dos ranuras radiales que se cruzan en dos direcciones perpendicula-
res, y en las que se introducen las regletas, de forma desplazable a lo
30 largo de la longitud de las ranuras. Evidentemente, habrían podido cons-



1 truirse las regletas en el disco, así como las ranuras en los dos cubos.
En una configuración, de esas características, del acoplamiento compen-
sador, pueden ejecutarse superficies de arrastre relativamente grandes,
a pesar de la pequeña longitud constructiva, lo que representa una venta-
5 ja, si se tienen en cuenta las cargas elásticas que han de transmitirse.

Se pueden conseguir, asimismo, superficies de
arrastre relativamente grandes, para una longitud constructiva axial de
un valor aún menor, con una realización práctica del acoplamiento com-
pensador en la que los dos cubos presentan, cada uno de ellos, dos gar-
10 rras axiales distanciadas entre sí, colocadas en las superficies frontales
opuestas entre sí, de ambos cubos. Las superficies interiores, opuestas
entre sí, de ambas garras son paralelas entre sí, y paralelas, también
al eje de giro de los cubos o bujes. Las garras de uno de los cubos enca-
jan en las garras del segundo cubo, y el elemento intermedio puede des-
15 plazarse, por deslizamiento en sentido radial, a lo largo de las superfi-
cies interiores de las garras de ambos cubos.

En la práctica, el eje longitudinal de cada una de las
ruedas motrices coincide con el eje longitudinal del cilindro de plegado
correspondiente en el punto medio de la zona de regulación. El decalaje
20 axial máximo vale la mitad que en el caso de una alineación del eje longi-
tudinal de la rueda motriz con el cilindro de plegado, en un punto extre-
mo del eje longitudinal de la rueda, lo que es particularmente beneficio-
so en vistas a los esfuerzos ejercidos entre sí por las superficies desli-
zantes del acoplamiento compensador.

25 Para comprender mejor la naturaleza del invento,
en el plano adjunto representamos (a título de ejemplo meramente ilustra-
tivo y no limitativo) una forma preferente de realización industrial a la
que nos remitimos en nuestra descripción; sobre dicho plano:

30 La figura 1 muestra un corte longitudinal de uno de
los extremos del cilindro, con sus apoyos, con la rueda motriz corres-



1 pndiente y el acoplamiento compensador asociado, en un primer ejemplo de realización práctica.

La figura 2 muestra una sección por la línea II-II de la figura 1.

5 La figura 3 muestra un corte, correspondiente con la figura 1, de un segundo ejemplo de realización práctica.

La figura 4 es una sección por la línea IV-IV de la figura 3.

10 La figura 5 es una vista lateral, representada de forma esquemática, del dispositivo de accionamiento de un tercer ejemplo de realización práctica.

15 En un bastidor (1) de un mecanismo plegador se encuentran colocados, de forma escalonada, varios cilindros de plegado (2) en la forma usual a estos mecanismos plegadores. Como el apoyo y el accionamiento de todos los cilindros de plegado (2) presentan la misma configuración, la descripción a continuación y la representación en la figura 1 se limitan a un sólo cilindro de plegado, así como al elemento del dispositivo de accionamiento, correspondiente al cilindro de plegado.

20 El gorrón (3), colocado en un extremo del cilindro de plegado (2), se apoya en un rodamiento (4), que está soportado por una placa soporte (5), la cual, en el ejemplo de realización práctica, está unida al bastidor (1) por medio de un pivote excéntrico (6), pudiendo desplazarse tal placa en el sentido radial del gorrón (3). Análogamente, se encuentra soportado el cilindro de plegado (2) en su otro extremo no representado, pudiendo ajustarse, también en este extremo, en sentido radial.

25 Alineada con el gorrón (3) en la posición correspondiente al punto medio del campo de regulación o ajuste del cilindro de plegado (2), se encuentra una rueda dentada (7), a una cierta distancia del gorrón (3), apoyada en voladizo, por medio de un rodamiento (8), sobre



1 un perno roscado (9), que encaja en un agujero de una placa (10), unida
solidariamente con el bastidor (1); ó sea que la rueda dentada tiene una
posición fija. El diámetro de la circunferencia primitiva de la rueda den-
tada (7) es igual al diámetro del cilindro de plegado (2).

5 La separación entre la rueda dentada (7) y el gorrón
(3) del cilindro de plegado (2) está determinada por el espacio axial neces-
ario para un acoplamiento compensador designado globalmente con la re-
ferencia (11). Para conseguir una separación axial lo menor posible en-
tre el gorrón y la rueda dentada, ésta última forma simultáneamente uno
10 de los cubos del acoplamiento. El otro cubo (12) del acoplamiento se
asienta en el extremo saliente del gorrón (3), que sobresale del roda-
miento (4), y se sujeta a este extremo por medio de un pasador transver-
sal (13). El diámetro exterior del cubo de acoplamiento (12) coincide, en
el ejemplo de realización práctica, con el diámetro exterior del cilindro
15 de plegado (2).

El mismo diámetro exterior presenta un elemento
intermedio (14) del acoplamiento compensador (11), elemento que tiene
forma de disco, y cuyo espesor es ligeramente inferior a la separación
entre la superficie frontal del cubo (12) que se opone a la rueda dentada
20 (7), y la superficie frontal de la rueda dentada (7) que da al cubo del acop-
lamiento (12). El elemento intermedio (14) presenta en cada una de sus
dos caras frontales una ranura transversal de sección rectangular (15) ó
(16), que se extienden en sentido radial a lo largo de todo el diámetro del
elemento intermedio ($\frac{1}{2}4$), y que están situadas formando ángulo recto una
25 ranura con relación a la otra. En estas dos ranuras (15) y (16) encajan re-
gletas (17) y (18), respectivamente, colocadas en las superficies fronta-
les opuestas entre sí, que dan a la rueda dentada (7) o al cubo del acopla-
miento, y que en el ejemplo de realización práctica forman una sola pie-
za con éstos. Las dimensiones de las regletas (17) y (18) se eligen de ma-
30 nera que puedan desplazarse sin holgura en las ranuras transversales



1 (15) ó (16), y a lo largo de sus direcciones longitudinales respectivas.

Como el elemento intermedio (14) puede desplazarse con relación a la rueda dentada (7) y al cubo de acoplamiento (12), según direcciones perpendiculares entre sí, la rueda dentada (7) transmite el par motor al gorrón (3), también sin ejercer una presión radial, asún
5 en el caso de que el gorrón (3) se encuentre no alineado con el perno rosado (9).

Las ruedas dentadas, no representadas, que engranan con la rueda dentada (7), se encuentran apoyadas de forma giratoria
10 y, asimismo, en una posición axial fija, de manera que tienen una profundidad de engrane óptima, siempre igual, e independiente de la regulación de los cilindros de plegado. De esta forma, se evitan molestos ruidos de marcha y desgastes excesivos de los engranajes. Asimismo se evitan oscilaciones de los cilindros de plegado (2), que aparecen en los mecanismos de plegado conocidos, siempre que la profundidad de engrane sea re
15 lativamente pequeña.

En las figuras 3 y 4 se representa otro ejemplo de realización práctica que se diferencia del representado en las figuras 1 y 2, por el hecho de tener una configuración diferente del acoplamiento compensador.
20

El engranaje, en posición axial fija, (107) configura aquí, como en el primer ejemplo de realización práctica, uno de los cubos de acoplamiento del acoplamiento compensador designado globalmente con la referencia (111). Por otra parte, el otro cubo de acoplamiento
25 (112) se asienta en el gorrón (103) y se fija con pasador a este último. En el acoplamiento compensador (111), sin embargo, se encuentran dos garras (120) y (121), distanciadas axialmente, y colocadas en las superficies frontales, opuestas entre sí, de la rueda dentada (107) y del cubo de acoplamiento (112). Como se representa en la figura 4, estas garras encajan entre sí, y limitan con las garras paralelas y las colocadas lateral
30



1 mente, así como con las superficies internas (120') y (121'), paralelas
al eje longitudinal, un espacio hueco de sección cuadrada. En este espa-
cio hueco se introduce el elemento intermedio que está en contacto por
sus superficies laterales, con las superficies internas (120') y (121'), pu-
5 diendo desplazarse en su interior de forma deslizante. Debido a que, co-
mo se observa en la figura 4, la longitud de la arista de la sección cua-
drada es mayor que la longitud de la cuerda de círculo que limita la su-
perficie seccionada, en forma de segmento circular, de las garras (120)
y (121), el acoplamiento compensador (111), lo mismo que el acoplamien-
10 to compensador (11) permite un decalaje radial del eje del gorrón (103)
con relación al eje del perno roscado (109) que soporta la rueda dentada
(107), a pesar de que las garras (120) y (121) encajan entre ellas.

En el ejemplo de realización práctica, representado
en la figura 5, el apoyo de los cilindros de plegado (202), así como su
15 acoplamiento a la rueda motriz correspondiente, pueden tomar una cual-
quiera de las formas, descritas previamente, de realización práctica.
La diferencia con respecto a estos ejemplos de realización práctica con-
siste en otra configuración distinta del dispositivo motriz. Como se ob-
serva en la figura 5, se han previsto poleas de transmisión, sobre las
20 que se encuentra guiada una correa motriz (223), en sustitución de las
ruedas dentadas. En el ejemplo de realización práctica, se trata de una
correa dentada. Pero podría haberse utilizado, también, una correa pla-
na.

La correa motriz (223) se desliza no sólo sobre las
25 poleas de transmisión (207) y una polea motriz (224) sino también en el
ejemplo de realización práctica, sobre poleas de transmisión (225) que
accionan dos cilindros perforados y estriados (226), y un cilindro de sali-
da (227). La configuración del dispositivo motriz en forma de acciona-
miento por polea, presenta la ventaja de poder mantener, dentro de unos
30 límites bajos, el ruido de marcha.



1 Descrita suficientemente la naturaleza del presente
invento, así como su realización industrial, sólo cabe añadir que en su
conjunto y partes constitutivas es posible introducir cambios de forma,
materia y disposición, sin salirse del cuadro del invento, en cuanto tales
5 alteraciones no supongan variación sustancial del mismo.

 El solicitante, al amparo de los Convenios Interna-
cionales sobre Propiedad Industrial, se reserva el derecho de extender
la presente demanda a los países extranjeros, si fuera posible, reivindi-
cando la misma prioridad de la presente solicitud.

10 Igualmente, el solicitante se reserva el derecho de
solicitar los adecuados Certificados de Adición, en la forma señalada por
la Ley, al introducir en el presente invento cuantos perfeccionamientos
se deriven del mismo.

NOTA

15 La Patente de Invención que se solicita por veinte
años para España, de acuerdo con la vigente Legislación sobre Propie-
dad Industrial, deberá recaer sobre "NUEVO SISTEMA DE PLEGADO
DE LAMINAS", en todo de acuerdo con las siguientes:

REIVINDICACIONES

20 1ª) Nuevo sistema de plegado de láminas, provisto
de varios pares de cilindros de plegado que pueden desplazarse entre sí,
en relación con la distancia que los separa, y que están acoplados a un
dispositivo motriz común, que presenta una rueda motriz por cada cilin-
dro de plegado, caracterizado porque la rueda motriz de cada uno de los
25 cilindros de plegado está apoyada en una situación axial fija; porque cada
uno de los cilindros de plegado, ajustables, están acoplados a la rueda
motriz correspondiente por medio de un acoplamiento compensador, cu-
yos ambos cubos o bujes están unidos entre sí a lo largo de superficies
de arrastre por una unión cinemática de forma, por medio de un elemen-
30 to intermedio que puede desplazarse en un primer sentido radial con rela



1 ción a uno de los cubos, pudiendo desplazarse, también, pero en otro se-
segundo sentido radial, perpendicular al primero, con relación al segundo
cubo o buje; y porque las superficies de arrastre presentan interrupcio-
nes o discontinuidades en la zona central del elemento intermedio o del
5 cubo, interrupciones cuya magnitud en sentido radial es inferior al diá-
metro de los ejes que soportan los cubos.

2a) Nuevo sistema de plegado de láminas, en todo
de acuerdo con la primera reivindicación, caracterizado porque las su-
perficies de arrastre no presentan ninguna discontinuidad.

10 3a) Nuevo sistema de plegado de láminas, en todo,
de acuerdo con la primera reivindicación, caracterizado porque las su-
perficies de arrastre presentan discontinuidades en la zona central del
elemento intermedio o del cubo; porque la magnitud de estas discontinui-
dades en sentido radial es inferior al diámetro exterior de los cubos y,
15 preferentemente, inferior al cincuenta por ciento de este diámetro exte-
rior.

4a) Nuevo sistema de plegado de láminas, en todo
de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones precedentes, caracte-
20 rizado porque ambos cubos presentan, en cada una de ambas caras fronta-
les, opuestas entre sí, una regleta que se extiende en sentido radial; por
que el elemento intermediario, que presenta la forma de un disco, está
provisto de dos ranuras transversales, que se extienden en sentido ra-
dial y que están colocadas en direcciones perpendiculares entre sí, una
ranura respecto a la otra, en cuyas ranuras pueden desplazarse, a lo lar-
25 go de su sentido longitudinal, las regletas previamente citadas.

5a) Nuevo sistema de plegado de láminas, en todo
de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones primera a tercera, ca-
racterizado porque ambos cubos presentan, en las superficies frontales
opuestas entre sí, dos garras distanciadas axialmente, en cada uno de
30 los cubos, cuyas superficies interiores, paralelas dos a dos, son todas



1 ellas paralelas al eje de giro; porque las garras de uno de los cubos encajan entre las garras del otro cubo; y porque el elemento intermediario puede desplazarse por deslizamiento en sentido radial y es guiado en las superficies interiores de las garras de ambos cubos.

5 6a) Nuevo sistema de plegado de láminas, en todo de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones precedentes, caracterizado porque el eje longitudinal de cada una de las ruedas motrices está alineado con el eje longitudinal del cilindro de plegado correspondiente, en la posición correspondiente al punto medio de la zona de regulación de
10 éste.

7a) Nuevo sistema de plegado de láminas, en todo de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones precedentes, caracterizado porque el dispositivo motriz presenta la forma de un mecanismo de transmisión por correa; y porque las ruedas motrices están configura
15 das como poleas de transmisión.

8a) Nuevo sistema de plegado de láminas, en todo de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones primera a cuarta, caracterizado porque el dispositivo motriz presenta la forma de un mecanismo de engranajes, en el que se intercalan engranajes de metal con en
20 granajes de plástico.

9a) "NUEVO SISTEMA DE PLEGADO DE LAMINAS".

Según queda sustancialmente descrito en la presente memoria descriptiva que consta de dieciseis hojas, mecanografiadas por una sólo cara, acompañadas de sus dibujos.
25

30



1
5
10
15
20
25
30

Madrid, a **26 OCT. 1974**
El Agente Oficial.

MIGUEL F. GONZALEZ - LOAYSA PINZON
P. P.



Fig.3.

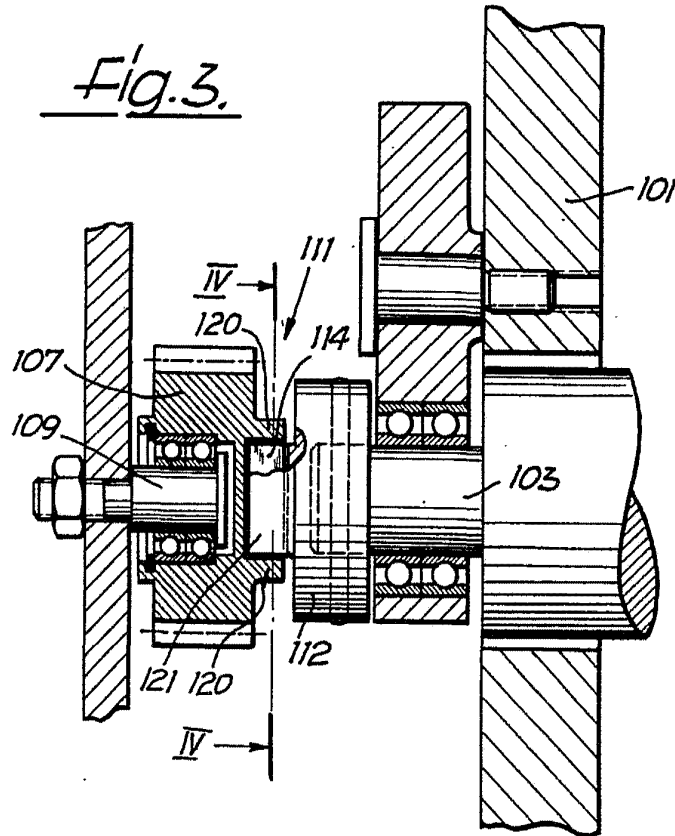
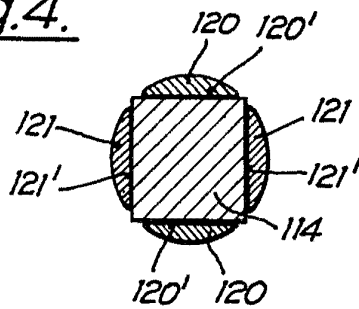


Fig.4.

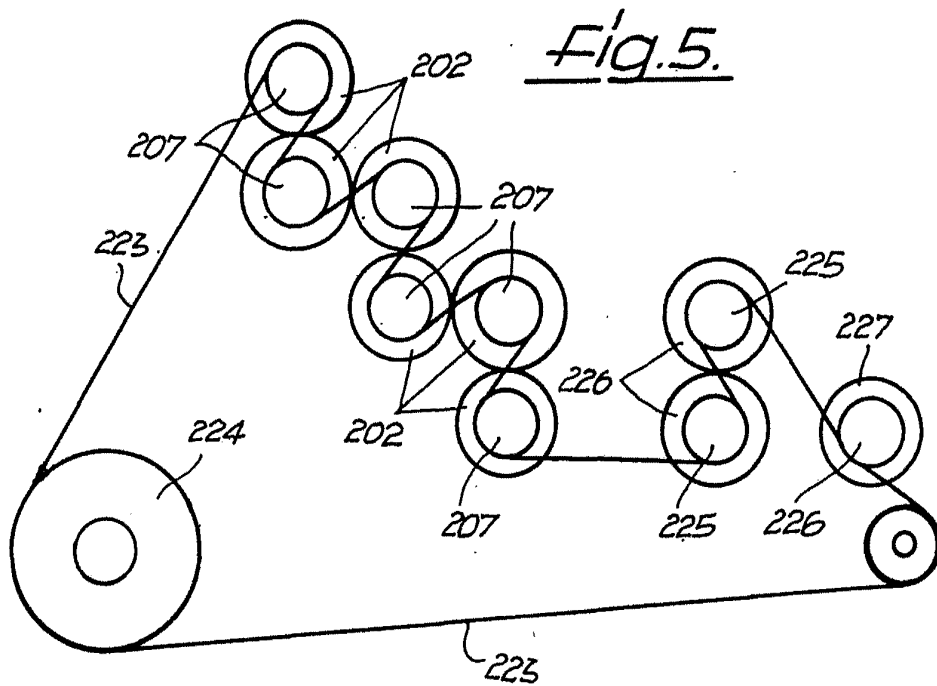


Escala variable

Madrid: 26 OCT. 1974

El Agente Oficial

MIGUEL FERNANDEZ - LOAYSA PINZON
P.A.



Escala variable

Madrid **26 OCT. 1974**

El Agente Oficial

MIGUEL FERNANDEZ - LBAYSA PINZON
P. P.