

F. e. 10-7-1976  
B 30 B



209514

M E M O R I A    D E S C R I P T I V A  
de un Modelo de Utilidad a nombre de :  
GULF & WESTERN INDUSTRIAL PRODUCTS COM-  
PANY, de nacionalidad estadounidense,  
domiciliada en 23100 Providence Drive,  
Southfield, Michigan 48075, USA; por:  
"PRENSA CON MECANISMO DE PROPULSION".

-----

La memoria descriptiva se dirige a una prensa para  
extrusión de carrera larga con una disposición mejorada de pro-  
pulsión mecánica. La disposición de propulsión incluye un va-  
rillaje de mando que tiene una primera varilla de propulsión  
5 conectada de modo pivotable entre la corredera de la prensa y  
una segunda varilla que está conectada con una manivela propul-  
sada. Una tercera varilla está conectada pivotablemente entre  
el bastidor de la prensa y la segunda varilla. Las diversas va-  
rillas están dispuestas para proporcionar características cine-  
10 máticas y dinámicas deseables, por desarrollo de una curva de  
acoplador seleccionada en el punto de pivotamiento entre la pri-  
mera varilla y la segunda varilla

-----



209514

Esta solicitud es una solicitud continuación en parte de nuestra solicitud anterior Serial número 790.800, ahora abandonada, presentada el 13 de Enero de 1.969.

5 El presente invento se dirige a la técnica de prensas y, más particularmente, a una prensa y a un mecanismo de propulsión mejorados.

10 El invento es especialmente apropiado para utilizarse en prensas de extrusión de carrera comparativamente larga, de elevada fuerza en toneladas, y se describirá con particular referencia a ellas; no obstante, se apreciará que el invento es apto para aplicaciones más amplias y podría ser utilizado en una variedad de tipos y tamaños diferentes de prensas.

15 La mayor parte de las actuales prensas de extrusión propulsadas por medios mecánicos utilizan un tipo convencional de disposición de propulsión de corredera-manivela. La corredera es propulsada por una varilla de conexión, o biela, unida directamente con la manivela de la prensa. Debido a las limitaciones inherentes de diseño, este tipo de propulsión de prensa da como resultado una prensa que es antieconómica, especialmente  
20 en el caso de grandes tamaños. Meramente a título de ejemplo, supóngase que se requiere que una prensa mecánica de diseño normal desarrolle una operación de trabajo que necesite una fuerza aproximadamente constante de 200 toneladas a lo largo de una carrera de trabajo de 150 mm. Supóngase también que se utiliza  
25 una prensa que tiene una carrera total de 400 mm y que la prensa desarrolla sus fuerzas de régimen o calculadas a 13 mm desde la parte inferior de la carrera. Puede mostrarse que una prensa de este tipo puede desarrollar sólo de 35 a 40 por ciento

209514



de su fuerza en toneladas calculada en un punto a 150 mm por encima de la parte inferior de su carrera cuando el par de torsión de la manivela está en su máximo calculado. La carga a valores mayores en este punto dará como resultado una sobrecarga de la manivela, y una sobrecarga del tren de reducción de engranajes. Si un embrague se utiliza en el tren de propulsión, el embrague resultará también sobrecargado. Asimismo, si la prensa es propulsada directamente (es decir no se utiliza ningún volante de inercia ni ningún otro dispositivo de almacenamiento de energía entre el motor y el tren reductor de engranajes), el motor de la prensa resultará asimismo sobrecargado. Consiguientemente, para obtener la requerida fuerza de trabajo de 200 toneladas en la parte superior de la carrera de trabajo de 150 mm, habría de utilizarse al menos un sistema de propulsión de prensa de 500 toneladas de capacidad. Esto, desde luego, sería extremadamente antieconómico ya que la prensa sería capaz de desarrollar mucha más fuerza que las requeridas 200 toneladas a lo largo de la mayor parte de su carrera.

La prensa no sólo sería antieconómica desde el punto de vista de sus requisitos de propulsión, sino que también requeriría un bastidor indebidamente grande. Por ejemplo, la prensa descrita sería capaz, en un lugar situado cerca de la parte inferior de su carrera, de desarrollar fuerzas en el margen que se aproxima a 400 por ciento de su tonelaje calculado. Con el fin de evitar que sobrecargas inadvertidas destruyan al bastidor, la regla empírica consiste en que el bastidor debe ser capaz de resistir tres veces la fuerza en toneladas calculada de la prensa. Consiguientemente, en el presente ejemplo, la persona

209514



que desee tener una prensa capaz de producir una carrera de trabajo de 200 toneladas a lo largo de una longitud de 150 mm quedaría obligada a utilizar una propulsión de prensa calculada para 500 toneladas y equipada con un bastidor para 1.500 toneladas de capacidad. Es evidente sin más explicaciones la naturaleza indeseable de este hecho.

Se han propuesto muchos tipos diferentes de sistemas de propulsión y varillajes de mando de propulsión en intentos de superar las desventajas observadas. El problema de proporcionar un varillaje de mando de propulsión que supere estas desventajas es especialmente difícil, ya que con el fin de hacer máximo el rendimiento de trabajo de la prensa, el varillaje de mando de propulsión deberá comunicar preferiblemente las siguientes características a la prensa:

a) Una necesidad mínima de entrada de par de torsión a lo largo de una carrera de trabajo larga, de manera que se hagan mínimos los tamaños requeridos del embrague y de la manivela;

b) Una velocidad de corredera relativamente baja a lo largo de la porción de trabajo de la carrera y una velocidad de la corredera comparativamente elevada a lo largo de todas las otras porciones de la carrera, de manera que puedan obtenerse elevados rendimientos de producción con materiales que tengan límites para la velocidad de configuración; y

c) Un pequeño componente transversal de fuerza aplicado a la corredera para reducir el empuje lateral sobre la corredera y reducir de este modo los esfuerzos en el bastidor y el desgaste en las piezas de retención o chavetas.



Mecanismos de contacto por puntos o por líneas, tales como levas o rodillos, pueden desarrollar tales características en una prensa. No obstante, dichos mecanismos no pueden utilizarse para aplicaciones de carga elevada, a causa de las presiones extremadamente elevadas que se desarrollan en los puntos de contacto.

En prensas de embutición existe otro requisito que complica sustancialmente un diseño eficaz de una prensa. La mayor parte de los metales deben ser embutidos por debajo de una velocidad máxima conocida. Para el acero, la velocidad máxima es de aproximadamente 27 metros por minuto. Suponiendo que la carrera de embutición es de 150 mm, la velocidad de la corredera no debe superar un valor de aproximadamente 27 metros por minuto a lo largo de los últimos 150 mm de desplazamiento de la corredera. Para desarrollar esta función en una prensa normal del tipo de corredera-manivela, la velocidad de rotación de la manivela debe ser reducida a un bajo nivel. Ya que una revolución de la manivela corresponde a un ciclo de la prensa se reduce por necesidad el rendimiento de producción de la prensa. Esto ha sido desde mucho tiempo el objeto de atención por parte de los proyectistas de prensas, y se han desarrollado muchos diseños y proyectos para reducir la velocidad de la corredera sólo durante la carrera de embutición. Prensas hechas funcionar por medios hidráulicos, prensas propulsadas por levas y prensas de varilla de arrastre, se han desarrollado para proporcionar una función de deceleración en una prensa de embutición. Asimismo, se ha sugerido utilizar dos trenes de propulsión separados hechos funcionar selectivamente por embragues de fricción separa-



200572

dos. Algunas de estas prensas anteriores incluían una manivela  
situada directamente por encima de la corredera de manera que  
el eje de la corredera se encontraba a través del punto de pi-  
votamiento de la manivela. Este concepto daba como resultado un  
5 balanceo drástico de la biela y un aumento correspondiente en  
el empuje lateral ejercido sobre la corredera. Además, estos  
conceptos en la propulsión de prensas daba como resultado una  
acción de palanca acodada en el centro de punto muerto inferior  
de la prensa, que podría generar elevados esfuerzos sobre el mu-  
10 ñón de manivela y sobre la estructura de apoyo de la manivela  
en esta posición de la corredera con un par de torsión nominal  
de dicha manivela. Estos diversos diseños, cuando utilizan sólo  
varillajes de mando de corredera-manivela no desarrollan una  
curva de acoplador que da como resultado un funcionamiento óp-  
15 timo de la corredera de la prensa. Asimismo, tenían márgenes  
limitados de capacidad de deceleración, estaban expuestos con  
frecuencia a pares de torsión indebidos y sometían a la corre-  
dera a elevados empujes laterales.

El presente invento proporciona un varillaje de mando  
20 de prensa y de propulsión que cumple todas las exigencias arriba  
mencionadas, no tiene limitaciones en cuanto a la carga, y per-  
mite obtener características altamente deseables de la correde-  
ra, tanto cinemáticas como dinámicas. Esto se logra por medio  
de una combinación única en su género de varillajes de mando,  
25 una trayectoria de salida única en su género creada por este  
varillaje de mando y una relación ventajosa de la trayectoria  
de salida con la trayectoria seguida por el pistón de la prensa.  
Mediante utilización de este invento puede lograrse una mayor

- 7 -  
209514



variedad de conceptos de prensas de embutición sin reducción sustancial del rendimiento de producción total.

Mediante utilización del presente invento puede efectuarse una reducción sustancial en los requisitos de tamaño y resistencia mecánica del sistema de propulsión de prensa mecánica y del bastidor de la prensa, para la ejecución de cualquier operación que requiera el desarrollo de una fuerza calculada de prensa a lo largo de una porción sustancial de la carrera de dicha prensa.

De acuerdo con el invento se crea una prensa que incluye un bastidor y un miembro de corredera soportado por dicho bastidor y montado para movimiento alternativo entre una primera posición y una segunda posición. Se disponen medios de propulsión para mover de modo alternativo el miembro de corredera entre la primera posición y la segunda posición. Los medios de propulsión incluyen un primer miembro de varilla que tiene una primera porción extrema y una segunda porción extrema, y que tiene su primera porción extrema conectada pivotablemente con el miembro de corredera. Un miembro de manivela está montado de manera capaz de girar en el bastidor y un miembro de varilla de conexión tiene porciones extremas opuestas conectadas pivotablemente con la manivela y con la segunda porción extrema del primer miembro de varilla. Un miembro de varilla vinculante tiene una porción extrema conectada pivotablemente con el bastidor y otra porción extrema conectada pivotablemente con el miembro de varilla de conexión entre las porciones extremas del miembro de varilla de conexión.

Haciendo variar las longitudes relativas de los miembros



209514

bros de varilla, la prensa puede tener un gran número de características altamente deseables definidas generalmente por la curva de salida del eje de pivotamiento superior de la varilla conectada con la corredera. En efecto, prensas construidas de acuerdo con el invento pueden proporcionar características que anteriormente eran obtenibles de un modo económico sólo con prensas hidráulicas, cuando eran obtenibles.

El invento arriba descrito es definido adicionalmente por la curva de salida que se genera en el eje de pivotamiento entre la primera varilla (conectada con la corredera) y el varillaje de mando de propulsión asociado con ella. Esta curva define el movimiento de la corredera, o pistón, como una función del tiempo y es denominada generalmente como una "curva de acoplador" o "trayectoria de acoplador".

De acuerdo con el presente invento, el sistema de palancas genera una curva o trayectoria de acoplador que permite que el pistón se mueva rápidamente acercándose y alejándose del centro de punto muerto inferior (BDC) del pistón, excepto en la porción de movimiento del pistón que efectúa la operación de embutición. En la carrera de trabajo, la curva o trayectoria de acoplador crea una clara deceleración en la velocidad del pistón o de la corredera. Para desarrollar esta función, que hasta ahora se llevaba a cabo generalmente por medio de levas, embragues o sistemas hidráulicos, la curva de acoplador tiene una forma y una disposición únicas en su género con respecto a la trayectoria de la corredera propulsada por medio de ello.

Correspondientemente, un objeto principal del presente invento es la creación de una disposición de prensa y propulsión

209514



mecánica que permita obtener características altamente deseables de la corredera, tanto cinemáticas como dinámicas.

Otro objeto es la creación de una prensa que tenga una disposición de propulsión mecánica que sea especialmente apropiada para prensas de carrera larga, y cree una deceleración de la corredera en la porción de embutición del ciclo de la prensa.

Otro objeto del invento es la creación de una prensa propulsada mecánicamente capaz de producir fuerzas relativamente uniformes de la corredera a lo largo de una carrera de trabajo comparativamente larga para un par de torsión constante de la manivela.

Otro objeto adicional es la creación de una prensa que tenga una necesidad relativamente baja de par de torsión de entrada de manivela durante la carrera de trabajo, permitiendo la utilización de un embrague con grado de par de torsión relativamente bajo.

Todavía otro objeto más es la creación de una prensa que en comparación con las anteriores prensas propulsadas mecánicamente, permita la utilización de una construcción de bastidor con peso más ligero.

Todavía otro objeto es la creación de una prensa mecánica que sea capaz de desarrollar operaciones de configuración de metales que en el pasado requerían la utilización de prensas propulsadas por medios hidráulicos.

Otro objeto es la creación de un sistema de palancas para impulsar una prensa mecánica, el cual sistema genere una curva de acoplador dispuesta con relación a la trayectoria de la corredera de una manera tal que reduzca los empujes laterales,

209514



reduzca la velocidad del pistón en la porción de trabajo de la carrera de la prensa y aumente la velocidad del pistón entre las porciones de trabajo de esta carrera.

5            Todavía otro objeto es la creación de una prensa del tipo general descrito, que reduzca considerablemente el costo de prensas de embutición profunda y de extrusión que trabajen con rendimientos de producción corrientes.

10            Un objeto adicional es la creación de una prensa propulsada por medios mecánicos que permita una lenta carrera de trabajo y una rápida carrera de retorno.

          Este y otros objetos y ventajas resultarán evidentes de la siguiente descripción cuando se lea en unión con los dibujos acompañantes, en que :

15            La figura 1 es una vista en alzado lateral, que tiene porciones suprimidas, que muestra una forma preferida de realización de una prensa constituida de acuerdo con el presente invento;

          La figura 2 es una vista en alzado delantera de la prensa de la figura 1;

20            La figura 3 es una vista en sección transversal tomada sobre la línea 3-3 de la figura 1;

          La figura 4 es una vista delantera del varillaje de mando de propulsión utilizado en la forma de realización preferida;

25            Las figuras 5 a 8 son diagramas esquemáticos que muestran el varillaje de mando de propulsión en diversos puntos en un ciclo completo de la forma de realización mostrada en las figuras 1 a 4;

209514



5 La figura 9 es una vista esquemática a escala aumentada que ilustra el varillaje de mando mostrado en las figuras anteriores y la curva o trayectoria de acoplador generada de este modo; los ejes de abscisas y ordenadas representan distancias a partir del denominado segundo eje 76, siendo el valor de la unidad 304,8 mm.

La figura 10 es una vista a escala aumentada que ilustra la curva o trayectoria de acoplador creada por el sistema de varillaje de mando de las figuras anteriores;

10 La figura 11 es una vista esquemática que ilustra el sistema de palanca en una posición, situada sobre la curva de acoplador, en la que se produce un ángulo de transmisión máximo;

La figura 11a es una vista esquemática que ilustra otra característica de funcionamiento del presente invento;

15 La figura 12 es una vista esquemática que muestra el sistema de palancas de la curva de acoplador en una posición en que se produce un ángulo de transmisión mínimo;

La figura 12a es una vista esquemática que ilustra otra característica de funcionamiento del presente invento;

20 La figura 13 es un cuadro que ilustra ciertas características de funcionamiento del presente invento;

La figura 14 es un cuadro que ilustra otras características de funcionamiento del presente invento;

25 La figura 15 es un cuadro que ilustra todavía otras características de funcionamiento del presente invento;

La figura 16 es una vista esquemática que ilustra otra forma de realización del presente invento;

La figura 17 es un dispositivo representativo utilizado con el fin de efectuar un análisis matemático.

209514



Refitiéndose ahora a los dibujos, en donde lo allí  
mostrado se da solamente con el fin de ilustrar una forma pre-  
ferida de realización del invento y no con el fin de limitarlo,  
las figuras 1 y 2 muestran la disposición global de una prensa  
de extrusión de carrera larga constituida de acuerdo con el in-  
5 vento. La prensa mostrada está compuesta por un conjunto de bas-  
tidor principal A que se extiende verticalmente, una unidad de  
propulsión B, y un conjunto de varillaje de mando de propulsión  
mecánica C.

10 CONJUNTO DE BASTIDOR A.

El conjunto de bastidor A podría tener una gran va-  
riedad de construcciones y configuraciones; no obstante, en la  
forma de realización preferida es mostrado como un bastidor ver-  
tical formado a partir de componentes soldados. Específicamente,  
15 el bastidor comprende una unidad de base principal 10 que aloja  
y soporta un recipiente para tochos 10a colocado en posición  
vertical. La unidad de base 10 está montada de manera que su  
superficie superior está alineada con el suelo 11, y dos pares  
de miembros de columna a modo de caja 12 y 14, generalmente rec-  
20 tangulares, se extienden de modo vertical con relación a ellos.  
Las columnas 12 y 14 están unidas en sus extremos superiores  
por un conjunto de corona 16.

En la forma de realización que se está tomando ahora  
en consideración, el conjunto de corona 16 es una estructura  
25 de tres partes formada a base de secciones de caja rectangula-  
res 18, 20 y 22. El conjunto de corona 16 soporta el conjunto  
de varillaje de mando de propulsión C y está dispuesto de ma-  
nera tal que las líneas de división entre las secciones 18, 20

209574



y 22 coinciden con los puntos de pivotamiento principales del varillaje de mando de propulsión, para facilitar la construcción y el montaje.

5 Los componentes estructurales principales del bastidor son unidos por seis barras de enlace que se extienden verticalmente. Tal como se muestra, pares de barras de enlace 24 de diámetro grande se extienden hacia arriba a través de cada una de las columnas 12. Unas barras de enlace 26 individuales, de diámetro menor, se extienden hacia arriba a través de las columnas delanteras 14. Haciendo referencia a las figuras 1 y 3, se observará que las barras de grandímetro 24 están colocadas a igual distancia sobre lados opuestos de los puntos de pivotamiento del varillaje de mando de propulsión principal, identificados por las letras de referencia D y O. Tal como resultará  
10 evidente en lo que sigue, las barras de enlace 24 soportan las fuerzas de reacción principales de la prensa. Las barras de diámetro menor soportan una porción secundarias de la fuerza de reacción, y funcionan principalmente para resistir fuerzas transversales de reacción de la corredera.

20 Tal como se acostumbra, las barras de enlace 24, 26 son acopladas preferiblemente por contracción durante el montaje del bastidor. Adicionalmente, las diversas superficies de acoplamiento entre los componentes del bastidor de la prensa están enchavetadas en diversos puntos (tal como se muestra en  
25 el lugar 28 en las figuras 1 y 2) para bloquear e inmovilizar al bastidor rigidamente en direcciones transversales.

Tal como puede verse en las figuras 1 y 2, las columnas 12 o 14 están colocadas de manera que definen el camino de

209514



deslizamiento o trayectoria de movimiento para la corredera o pistón 114 principal de la prensa. Unos elementos de retención 12' y 14' convencionales están dispuestos generalmente en las esquinas interiores de las columnas para guiar a la corredera a lo largo de su trayectoria vertical.

Si bien no se muestra este hecho, la prensa está equipada con los mecanismos usuales de manipulación y cizallamiento de tochos, y con los elementos auxiliares adicionales acostumbrados en el caso de prensas de extrusión.

#### CONJUNTO DE PROPULSION B

Si bien el conjunto de propulsión de la prensa B podría estar montado, desde luego, sobre el conjunto de bastidor A, en la forma preferida de realización está soportado sobre un bastidor o plataforma de soporte 30 separado, que está colocado adyacentemente a la prensa. El manantial principal de energía para la prensa comprende un motor eléctrico 32. Tal como se muestra, el motor 32 está conectado por medio de un acoplamiento 34 con un árbol de propulsión 36 que soporta un volante de inercia 38 de gran diámetro. El volante de inercia 38 y el árbol 36 están soportados de manera capaz de girar en cojinetes, apoyos o chumaceras 40.

Un embrague accionado por fluido 44 para servicio pesado, convencional, está montado sobre el volante de inercia 38 y, cuando es puesto en accionamiento, funciona para conectar con propulsión al volante de inercia con el árbol de propulsión principal de la prensa 42 a través del árbol 46. El árbol 46, tal como se muestra, está soportado apropiadamente en chumaceras 48 soportadas sobre el bastidor 30.

200514



Tal como se muestra del mejor de los modos en las figuras 1 y 3, el tren de propulsión para la prensa está soportado en un alojamiento o caja de engranajes 52 de dos partes que se extiende hacia fuera desde la parte trasera de la prensa. El árbol de propulsión 42 se extiende de modo transversal a través de la caja de engranajes 52 y tiene un freno convencional 50 montado en su extremo exterior. Unos cojinetes apropiados soportados a lo largo de la línea de división del alojamiento 52 soportan al árbol de propulsión 42.

El tren de propulsión, en la forma de realización preferida, es un tren de engranajes que tiene una relación de 150 a 1. Tal como se muestra, incluye un primer engranaje de piñón principal 54 enchavetado o conectado imperativamente de otro modo con el árbol de propulsión 42. El engranaje de piñón 54 se aplica con propulsión a un segundo engranaje 56 que está enchavetado a un árbol 58 que se extiende horizontalmente, soportado en cojinetes convencionales en el alojamiento de propulsión 52. Un segundo par de engranajes de piñón 60 están enchavetados también al árbol 58 y están colocados a cada lado del engranaje 56. Los engranajes 60 están aplicados con propulsión a dos engranajes 62 de diámetro relativamente grande, que están enchavetados a un árbol de propulsión alargado 64 que se extiende de modo transversal a través de la parte trasera de la prensa y hacia fuera a ambos lados de la misma. Dos piñones de propulsión principales 66 están colocados en los extremos exteriores del árbol 64.

Cada uno de los piñones de propulsión 66 se aplica a un engranaje maestro 68 de diámetro grande, dispuesto por sepa-

20901



5 rado. Refiriéndose a la figura 3, se ve que los engranajes maestros 68 incluyen cada uno una sección de engranaje anular 70 que está soldada a dos placas 72 distanciadas, unidas con un cubo central 74. El cubo central 74 está enchavetado o conectado imperativamente de otro modo con los extremos exteriores de dos árboles de mangueta 76 soportados en la corona de la prensa. Refiriéndose a la figura 1, se ve que los árboles de mangueta 76 están montados sobre la línea de división entre las secciones de corona 18 y 20 y están provistos con cojinetes de manguito 10 78 apropiados. Tal como se muestra del mejor de los modos en las figuras 1 y 4, los extremos interiores de los árboles de mangueta 76 están enchavetados a dos miembros de varilla 80 que soportan una espiga o árbol de pasador 82 que se extiende transversalmente. En efecto, esta disposición forma una manivela de propulsión principal que tiene un desplazamiento igual a la distancia 15 entre la línea de centro O de los árboles de mangueta 76 y la línea de centro de una espiga de pasador 82.

CONJUNTO DE VARILLAJE DE MANDO DE PROPULSION C.

20 Tiene importancia particular para el presente invento la disposición de varillaje de mando dispuesta para interconectar con propulsión a la manivela y a la corredera. Tal como se ha descrito anteriormente, las disposiciones mecánicas anteriores de varillaje de mando eran generalmente insatisfactorias, especialmente, para utilizarse en prensas de extrusión de carrera larga. Por esta razón, la mayor parte de estas prensas 25 eran propulsadas por medios hidráulicos. El presente invento, no obstante, crea una disposición mecánica de varillaje de mando que supera los problemas de las prensas de propulsión mecá-

209514



nica anteriores. La disposición creada permite obtener características altamente deseables, tanto dinámicas como cinemáticas.

Si bien un conjunto de varillaje de mando de acuerdo con el invento podría adoptar una variedad de formas específicas, la disposición preferida es mostrada del mejor de los modos en las figuras 1 y 4. Tal como se muestra allí, el conjunto de varillaje de mando comprende un primer miembro de varilla 84 que está conectado pivotablemente con la espiga 82 de la manivela por medio de una caperuza hendida o cumbreira doble 83 que define el eje a. Tal como se muestra, el miembro de varilla 84 es una estructura de dos partes y su extremo exterior está definido por una porción cilíndrica 86. La porción cilíndrica 86 está provista con una ranura 87 que recibe a la varilla 84 y está conectada con ella por medio de un par de espigas 87a.

Un par de varillas oscilantes o vinculantes 88 están montadas pivotablemente por un extremo en un árbol 92 que se extiende horizontalmente, que está soportado en la parte superior del bastidor entre las secciones de corona 20 y 22. Se observará que el centro del árbol 92 (identificado con una letra de referencia D) está alineado verticalmente con el centro O de los árboles de mangueta 76. Adicionalmente, una línea vertical que pasa a través de estos dos centros (es decir, O y D) es paralela a la línea o trayectoria de movimiento de la corredera 114.

Los extremos exteriores de las varillas vinculantes 88 están conectados con la porción extrema cilíndrica 86 de la varilla 84 mediante caperuzas hendidas 90. Tal como puede verse en la figura 1, esto proporciona una conexión pivotable entre las varillas 88 y 84 con un centro efectivo de pivotamiento en



el centro b de la porción cilíndrica 86.

5 Extendiéndose transversalmente a través de la porción cilíndrica 86 a una distancia L de su centro, se encuentra un árbol o espiga de pivotamiento 94 de diámetro relativamente grande. Esta espiga se extiende hacia fuera sobre los lados opues-  
tos de la porción cilíndrica 86 y está conectada mediante cape-  
10 ruzas 95 con el extremo superior bifurcado de la varilla de propulsión de corredera principal 98. El extremo inferior de la varilla de propulsión 98 está conectado, desde luego, pivotable-  
mente con el conjunto de corredera 104 que se mueve a lo largo de un eje de corredera F, tal como se muestra en las figuras 5-9. Según se muestra, esta conexión es proporcionada por una  
15 espiga 100 que se extiende entre un par de miembros de horquilla 102 que se extienden hacia arriba desde un miembro de placa horizontal 103 soportada en el conjunto de corredera 104.

Si bien el conjunto de corredera es en general conven-  
20 cional, su construcción deberá ser especificada brevemente. Tal como se muestra, el miembro 103 antes mencionado, está conectado ajustablemente con la corredera 104 mediante un tornillo sin  
fin 106 de ajuste de corredera, propulsado por motor. Este tor-  
nillo sin fin pasa a través de un orificio roscado en un miem-  
bro 108 alojado en el extremo inferior de un manguito 110 que  
25 forma un camino de deslizamiento o alojamiento para el miembro 103. Adicionalmente, tal como puede verse, el manguito 110 está cerrado en su extremo inferior por una placa 112 que soporta  
el conjunto de pistón o corredera principal 114. El conjunto  
114 incluye un alojamiento exterior 116 que encierra bloques de presión principales 118 y 120. El pistón de extrusión 122

209514



y el punzón penetrador 123 necesarios, están conectados de modo desmontable con la placa inferior 124, que a su vez está conectada imperativamente con el alojamiento 116.

5 Refiriéndose de nuevo más particularmente al conjunto de varillaje de mando de propulsión C, se dirige la atención a las figuras 5-8. Estas figuras muestran esquemáticamente el conjunto de varillas, cuando éste pasa a lo largo de un ciclo completo. Los diversos elementos de estas figuras son identifi-  
10 cados con los mismos números de referencia utilizados para identificar a los correspondientes elementos en las figuras 1 a 4 pero, debido a que los elementos se muestran sólo esquemáticamente, se añade un ajiño prima para evitar una confusión.

La figura 5 muestra el varillaje de mando cuando el punto de conexión de corredera E está en el centro de punto  
15 muerto superior. La manivela está girando en la dirección de las agujas de un reloj y con la disposición particular de varillaje de mando que se muestra, el centro de punto muerto superior se produce cuando la manivela ha girado en aproximadamente 56°.

20 Cuando la manivela continúa girando desde la posición mostrada en la figura 5, el punto de conexión de corredera E es propulsado hacia abajo a lo largo de una carrera de extrusión y pasa por la posición mostrada en la figura 6. En lo mostrado en la figura 6, la manivela tiene una rotación de aproximadamente 200°.  
25

De lo mostrado en la figura 6 a lo mostrado en la figura 7 el punto de conexión de corredera E continúa siendo propulsado hacia abajo realizando la plena carrera de extrusión

209514



y pasando por un punto de carga máxima a aproximadamente 254° de rotación de la manivela. En la figura 7 (ángulo de manivela aproximadamente 320°) la corredera está en su centro de punto muerto inferior. Después de ello, el varillaje de mando pasa por la posición de la figura 8 cuando se lleva a cabo la carrera de retorno, formando en las posiciones extremas la varilla 98' al girar en torno al primer eje E 100' unos ángulos  $S_1$  y  $S_2$  con un valor máximo de 30°.

Ejemplo I

En la forma de realización tomada en consideración, la prensa está diseñada para tener una carrera total de 3.275 milímetros y para ser capaz de una carrera de trabajo de 900 mm frente a una resistencia constante de la carga de 3.600 toneladas (carrera de extrusión) y una carrera de trabajo de 1.044 mm frente a una resistencia constante de la carga de 1.200 toneladas (carrera de penetración). Para lograr esto, las longitudes preferidas para las diversas conexiones de varillaje de mando son las siguientes:

- Miembro 80' (desplazamiento de manivela) Q distancia igual a 1,5m.
- 20 Miembro 84' a a b, distancia igual a 2,25m.
- Miembro 84' b a C, distancia igual a 0,75m.
- Miembro 88' b a D, distancia igual a 3 m.
- Miembro 98' C a E, distancia igual a 4,5m.
- Q a D, distancia igual a 3m.
- 25 Q a F, distancia igual a 2,4 m.
- a a C, distancia igual a 3 m.

Con las relaciones de longitud antedichas, el máximo par de torsión requerido a lo largo de la carrera de trabajo de



205574

900 mm es igual a aproximadamente 1673 toneladas-metro, y el re-  
 querido por la carrera de trabajo de 1.044 mm es de aproximada-  
 mente 1355 toneladas-metro. Adicionalmente, el bastidor de la  
 prensa necesita tener una resistencia, sin deformarse elástica-  
 mente, de sólo 10.800 toneladas. Estas necesidades particulares  
 5 están muy por debajo de las de una prensa convencional propul-  
 sada mecánicamente por corredera-manivela, que para ser capaz  
 de realizar las mismas funciones requeriría un par de torsión  
 casi tres veces mayor que un bastidor dos y media veces más re-  
 sistente. Este ejemplo está mostrado en la figura 9.

Ejemplo II.

Una velocidad rápida de aproximación y retorno de la  
 corredera y una velocidad lenta de la corredera a lo largo de la  
 carrera de trabajo pueden lograrse con la misma, mayor o menor  
 15 carrera total por variación de las relaciones de longitud arriba  
 identificadas. Como un ejemplo, supóngase que se desea tener una  
 prensa capaz de una carrera total de 400 mm, y una carrera de  
 trabajo de 150 mm frente a una resistencia constante de la carga  
 de 200 toneladas. Una relación de longitudes satisfactoria para  
 20 estas necesidades sería la siguiente :

- Miembro 80' (desplazamiento de manivela)  $\underline{D}$  a  $\underline{a}$ , distancia igual a 236 mm
- Miembro 84'  $\underline{a}$  a  $\underline{b}$ , distancia igual a 413mm.
- Miembro 84'  $\underline{b}$  a  $\underline{C}$ , distancia igual a 182mm.
- Miembro 88'  $\underline{b}$  a  $\underline{D}$ , distancia igual a 708mm.
- 25 Miembro 98'  $\underline{C}$  a  $\underline{E}$ , distancia igual a 1068mm
- $\underline{D}$  a  $\underline{D}$ , distancia igual a 803mm.
- $\underline{O}$  a  $\underline{F}$ , distancia igual a 412mm.
- $\underline{a}$  a  $\underline{C}$ , distancia igual a 595mm.



El ángulo entre una línea desde Q a D y la trayectoria de corredera F es de  $7^\circ$ , y la distancia de Q a F es medida en un ángulo recto con relación a esta línea entre los ejes Q y D.

5                    Se hace observar que, en este caso, la disposición general del varillaje de mando es la misma, pero que las relaciones de varillas no son las mismas que las que se dan en la forma de realización preferida. No obstante, este varillaje de mando comunicará un movimiento rápido de avance y un movimiento  
10                    rápido de retorno a la corredera, y un movimiento lento a lo largo de la carrera de trabajo de 150 mm, como respuesta a una velocidad angular constante de la manivela de propulsión. Además de ello, las necesidades de par de torsión máximo serían de aproximadamente 194 toneladas-metro.

15                    FUNCIONAMIENTO DEL EJEMPLO II.

                    Para describir más completamente el funcionamiento del presente invento, se hace referencia a la figura 9, que es una representación esquemática de un sistema de propulsión dispuesto de acuerdo con el Ejemplo II. Con fines de simplicidad, diversos tramos, longitudes y ejes se identifican de acuerdo  
20                    con la siguiente leyenda:

- Primera varilla, varilla 98;
- Segunda varilla, varilla 84;
- Tercera varilla, varilla 88;
- 25                    Manivela, manivela 80;
- Primer eje, eje E;
- Segundo eje, eje O;
- Tercer eje, eje a;



50597

Cuarto eje, eje C;

Quinto eje, eje D;

Sexto eje, eje b.

Refiriéndose ahora a la figura 9, cuando la manivela  
5 80 gira de acuerdo con la flecha R, el cuarto eje (C) se mueve  
a lo largo de la "curva de acoplador" que controla el movimiento  
del primer eje a lo largo de la trayectoria de corredera F. La  
forma de la curva de acoplador Z es controlada de manera que la  
corredera se mueva rápidamente hacia la carrera de trabajo, len-  
10 tamente a lo largo de la carrera de trabajo o de embutición, y  
luego rápidamente hasta el centro de punto muerto superior (TDC).  
Un análisis de la curva de acoplador está mostrado del mejor de  
los modos en la figura 10, que ilustra la curva de acoplador in-  
terseccionada por el eje de corredera F para dividir la curva  
15 de acoplador en una "primera sección" o sector X, y una "segunda  
sección" o sector Y, correspondiendo la primera sección general-  
mente a la posición más inferior de la corredera y una segunda  
sección que generalmente corresponde a la porción superior del  
movimiento de la corredera. Un "eje principal" W a través de la  
20 curva de acoplador es definido como la distancia más larga entre  
dos puntos en la curva. El "eje secundario" T es definido como  
la línea más larga entre dos puntos de la curva de acoplador y  
perpendicular al eje principal. Los ejes secundario y principal  
se interseccionan en un punto P. La relación entre la primera  
25 sección y la segunda sección, el eje principal y el eje secun-  
dario, y las diversas posiciones funcionales de la disposición  
de varillaje de mando se explicarán para apreciar plenamente las  
características de funcionamiento del presente invento.

209514



La segunda sección de la curva de acoplador incluye la porción mayor de los ejes principales. Esta sección se encuentra sobre el lado de la trayectoria de corredera F opuesta a la manivela 80. Esta segunda sección se relaciona con el movimiento más rápido de la corredera y se corresponde con el movimiento superior de dicha corredera. Teniendo a la segunda sección sobre el lado de la trayectoria F opuesta a la manivela, cuando la manivela está girando hacia la curva de acoplador se crea una rápida velocidad. Esta rápida velocidad es acrecentada desplazando a la manivela sobre el otro lado o lado opuesto de la trayectoria F. De esta manera, la manivela desplazada crea un movimiento rápido cuando el eje C se encuentra en la segunda sección. Este movimiento rápido se produce tanto durante el movimiento de la corredera acercándose y alejándose del centro del punto muerto superior (TDC). La segunda sección de la curva de acoplador tiene una altura vertical  $m$  y una longitud horizontal  $n$ . Para proporcionar un balanceo ascendente rápido del pistón o corredera, la altura  $m$  es menor que la longitud  $n$ . De una manera igual, la primera sección de la curva de acoplador tiene una altura  $a'$  y una anchura  $b'$ . La altura  $a'$  es mayor que la anchura  $b'$ . Dado que la anchura  $b'$  es un factor que contribuye al empuje lateral de la corredera durante el accionamiento de la carrera de embutición, ésta deberá ser mantenida en un mínimo. En la práctica, la proporción o relación de  $a'$  a  $b'$  es generalmente superior a 1,5 : 1,0. La relación de  $m$  a  $n$  es mayor que 1,0 y preferiblemente mayor que aproximadamente 1,5 : 1,0. Esta relación de las dos dimensiones de sección de la curva de acoplador proporciona el balanceo ascendente rápido y un elevado



desarrollo de energía en el balanceo hacia abajo o carrera de trabajo con un mínimo de empuje lateral. El empuje lateral está generalmente en el margen de menos de 10 por ciento de la magnitud total de la carga creada sobre la corredera.

5                   Desplazando a la manivela con respecto a la trayectoria F, se puede crear un movimiento hacia arriba y hacia abajo más rectilíneo para la primera varilla 98 durante la porción de trabajo o de embutición de la carrera. Si la manivela estuviese directamente alineada con la trayectoria F, se crearía  
10 una acción de palanca acodada que necesitaría un balanceo amplio de la varilla 98 adyacentemente al centro de punto muerto inferior del movimiento. Esto crea un empuje lateral sustancial que puede provocar un desgaste sustancial de las guías de corredera y requiere una estructura de soporte extremadamente grande.  
15 Tal como puede verse en las figuras 9 y 10, el eje principal de la curva de acoplador intersecciona la trayectoria de corredera F en un ángulo obtuso k. Este ángulo deberá ser mayor que aproximadamente 110° y preferiblemente mayor que aproximadamente 120° para asegurar que la curva de acoplador se mueva en una  
20 dirección inclinada, generalmente vertical, con respecto a la trayectoria F.

                  Refiriéndose ahora a las figuras 11, 12, 11a y 12a se ilustran esquemáticamente otras características de funcionamiento del presente invento. El ángulo g mostrado en las figuras  
25 11 y 12 es denominado el "ángulo de transmisión" del sistema de palancas. Cuando este ángulo es de aproximadamente 90°, se produce la fuerza de transmisión más eficaz. Cuando este ángulo es relativamente pequeño, se efectúa la transmisión de movimiento



más eficaz. De acuerdo con el invento, el ángulo de transmisión  $q$ , según se muestra en la figura 11, es el máximo cuando el pistón o corredera está moviéndose hacia la posición de centro de punto muerto inferior (BDC). Esto ocurre cuando se requieren las mejores características de transmisión de fuerza. Tal como se muestra en la figura 12, el ángulo  $q$  es el mínimo cuando el cuarto eje C está moviéndose en la segunda sección de la curva de acoplador. Esto ocurre cuando la transmisión de movimiento ha de ser la más eficaz en la forma de realización ilustrada. De acuerdo con la forma de realización preferida del invento, el ángulo  $q$  no deberá disminuir sustancialmente por debajo de  $40^\circ$  para evitar una elevada aceleración de la corredera, y rápidos cambios de la aceleración de dicha corredera.

En la figura 11a, la curva de acoplador es ilustrada como dividida en una primera sección y en una segunda sección por la trayectoria de corredera F, tal como antes se describe. De acuerdo con la forma de realización preferida del invento, cuando la manivela 80 está por encima de la segunda varilla 84, el cuarto eje C está bien dentro de la primera sección de la curva de acoplador. Esto hace que el cuarto eje se mueva lentamente en una dirección vertical cuando esté moviéndose a través del centro de punto muerto inferior (BDC) mostrado en la figura 11a. En otras palabras, la superposición de la manivela y de la segunda varilla condiciona al cuarto eje para un funcionamiento de embutición lento. Desde luego, este cuarto eje está bien dentro de la primera sección de la curva de acoplador y está dispuesto inmediatamente para comenzar su balanceo hacia abajo a la posición de centro de punto muerto inferior. Esto acrecienta

209514



grandemente las características de transmisión de fuerza y de deceleración del varillaje de mando construido de acuerdo con el presente invento. En la figura 12a, se ilustra otra característica del presente invento. De acuerdo con este aspecto del invento, la manivela 80 y la tercera varilla 88 tienen dos posiciones en las que son paralelas. Suponiendo que el eje principal de la curva de acoplador tiene puntos terminales  $P_1$ ,  $P_2$  en la intersección con la curva de acoplador, se ve que cuando existe la relación de paralelismo entre la manivela 80 y la tercera varilla 88 tal como se muestra en líneas llenas, el cuarto eje C está moviéndose hacia abajo a lo largo de la curva de acoplador y está distanciado sustancialmente de ambos puntos  $P_1$ ,  $P_2$ . En la otra posición paralela, que se muestra en líneas de puntos, el eje C está distanciado sustancialmente de cualquiera de los puntos  $P_2$ ,  $P_1$ . El movimiento rápido del varillaje de mando es determinado principalmente entre estas dos posiciones paralelas y sobre la porción de balanceo hacia arriba del movimiento del eje C a lo largo de la curva de acoplador. El punto  $P_2$  está justamente delante de la posición BDC del eje C cuando éste se mueve a lo largo de la curva de acoplador hacia el centro de punto muerto inferior (BDC).

Cuando la prensa mecánica está construida con un sistema de varillaje de mando que pueda crear sustancialmente una o todas las características de funcionamiento que se ilustran en las figuras 10, 11, 12, 11a y 12a, puede establecerse un funcionamiento de la prensa mecánica altamente eficaz, de acuerdo con los objetos de este invento. La combinación de todas estas características en una prensa mecánica ha probado ser la utili-



209514

zación más eficaz del presente invento.

Todavía otras características del presente invento deberán ser explicadas de manera que sea fácilmente evidente el concepto total del invento. Tal como se ha explicado anteriormente, la manivela 80 gira alrededor de un eje Q que está desfasado desde la trayectoria de corredera F. La varilla 88 bascula alrededor de un eje superior D en una trayectoria arqueada hacia abajo. El eje Q de la manivela está dispuesto verticalmente por debajo del pivote D de la varilla 88, de modo que dicha varilla 88 es propulsada sustancialmente a lo largo de una trayectoria que corresponde generalmente a la curva de acoplador del sistema de palancas. Disponiendo la manivela conectada sobre el extremo de la varilla 84, la varilla 84 es empujada y sometida a tracción por rotación de la manivela. Esto proporciona un movimiento eficaz y un funcionamiento de transmisión de fuerzas asimismo eficaz, que es modificado por las características de basculación hacia abajo de la varilla 88. Esto reduce sustancialmente las características de transmisión de fuerza impuestas a la manivela durante el funcionamiento del varillaje de mando y ayuda a disminuir las necesidades de par de torsión de la manivela. La porción principal de la curva de acoplador, según se define por la longitud más larga del eje principal desde uno de los lados o el otro de los lados de la trayectoria de corredera F, está en el lado de la trayectoria de corredera alejado del eje de la manivela. Este también es inclinado hacia arriba y alejándose del eje de la manivela y del miembro de la corredera de la prensa. El eje b está más próximo al eje c que lo que está con relación al eje a. De esta

209514



manera, se logra una fuerza de transmisión eficaz durante la última parte del empuje hacia abajo que actúa sobre la corredera. Todas estas características definen diversos aspectos del presente invento que son únicos en su género en la técnica de las prensas y acrecientan sustancialmente las características de funcionamiento de una prensa construida de acuerdo con el presente invento.

Refiriéndose ahora a la figura 13, se muestra un cuadro que ilustra una comparación entre las características de funcionamiento del presente invento y las características de funcionamiento de una prensa construida de acuerdo con la técnica anterior y adaptada para utilizarse en una operación de embutición. En abscisas figura la distancia al punto BDC (cada unidad 2,54 cm) y en ordenadas la velocidad de embutido en cm/min. Suponiendo que la velocidad de embutición máxima para el acero es de aproximadamente 27 metros/minuto y que la prensa ha de tener una carrera de 400 mm, con una carrera de embutición de aproximadamente 150 mm, durante los últimos 150 mm de la carrera de propulsión, la velocidad de la corredera no deberá exceder de aproximadamente 27 metros/minuto.

La línea llena muestra una prensa construida de acuerdo con el presente invento. La línea de puntos indica una prensa construida de acuerdo con la técnica anterior. En la técnica anterior, la velocidad de la manivela es reducida a 21 rpm de manera que la velocidad en los últimos 150 mm no excederá de aproximadamente 27 metros/minuto. Se observa que el movimiento hacia arriba y hacia abajo de la corredera se efectúa generalmente a lo largo de la misma curva de velocidad. Esto no ocurre

209514



con el presente invento. La manivela puede ser aumentada de velocidad a 60 rpm y todavía no excederá generalmente de 27 metros por minuto en la carrera de embutición. Como una prensa construida de acuerdo con el presente invento tiene su corredera, o pistón, moviéndose desde el centro de punto muerto inferior (BDC) hasta el centro de punto muerto superior (TDC), circunscribe a la curva superior a que tiene una velocidad máxima de aproximadamente 158 metros/minuto. En la carrera descendente, la curva de velocidad de una prensa construida de acuerdo con el presente invento adopta la forma de una curva b que tiene una primera sección I en que la velocidad aumenta a aproximadamente 72 metros/minuto y luego disminuye a aproximadamente 27 metros/minuto en la posición de 150 mm. Después de ello, la curva b pasa a una segunda sección II en que la velocidad fluctúa generalmente en el margen de 27 metros/minuto. Después de ello, la curva de velocidad para una prensa construida de acuerdo con el presente invento disminuye gradualmente desde aproximadamente 27 a 30 metros/minuto hasta cero en la sección de la curva b señalada con III. Puede verse con facilidad mediante esta curva que una prensa puede ser hecha funcionar sustancialmente con mayor rapidez cuando incorpora el presente invento. Dado que esta curva se aproxima a aproximadamente 30 metros/minuto en la operación de embutición, se anticipa que la velocidad de la prensa deberá ser reducida en aproximadamente 10 por ciento a 54 rpm. Consiguientemente, una prensa que es hecha funcionar de acuerdo con el cuadro de la figura 13 funciona a una velocidad aproximadamente 2,6 veces más rápida que una prensa construida de acuerdo con el presente invento. Esto cons-

209514



tituye una mejora de aproximadamente 157 por ciento en el rendimiento de producción.

Refiriéndose ahora a la figura 14, se ilustra otra característica más del presente invento. En este cuadro, en que el eje de abscisas representa la distancia al BDC donde cada unidad equivale a 2,54 cm, la curva representa una prensa de la técnica anterior para crear una fuerza en toneladas mínima de aproximadamente 200 a lo largo de la carrera de trabajo total en el funcionamiento de embutición de 150 mm. Se observa, en el eje de ordenadas, que la fuerza en toneladas real de dicha prensa supera las 1.700 toneladas en el centro de punto muerto inferior. Si la prensa de la técnica anterior fuese reducida a una fuerza en toneladas máxima de aproximadamente 800 toneladas, se deduciría de ello una curva de fuerza en toneladas b durante la carrera de embutición. Se ve que una porción principal de esta curva es sustancialmente inferior a 200 toneladas, que es la graduación deseada de este ejemplo particular. Cuando una prensa está construida de acuerdo con el presente invento, la curva de fuerza en toneladas sigue la curva c. De esta manera, puede verse que la fuerza en toneladas máxima, de aproximadamente 800 toneladas, en el centro de punto muerto inferior es suficiente para proporcionar aproximadamente 200 toneladas durante la carrera de embutición completa de la prensa. Estas curvas ilustran que una prensa construida de acuerdo con el presente invento no ha de tener un bastidor que resista las exigencias de fuerza en toneladas de la técnica anterior cuando se ha de ejercer un mínimo de 200 toneladas durante la carrera total de trabajo de 150 mm.

209514



Refiriéndose ahora a la figura 15, se ilustra otra característica de funcionamiento del presente invento, donde en abscisas se representa la distancia al BDC, donde cada unidad representa 2,54 cm, y donde en ordenadas se representa el par torsor en cm x t. Este cuadro comparará el par de torsión de la manivela durante los últimos 150 mm aproximadamente, de la operación de embutición de una prensa construida de acuerdo con la técnica anterior según se muestra en la curva a, y de una prensa construida de acuerdo con el presente invento según se muestra en la curva b. Un par de torsión máximo de aproximadamente 462 toneladas/metro es requerido en una prensa de embutición de 200 toneladas y 150 mm, de manera que se puede crear la fuerza de 200 toneladas cuando la corredera esté aproximadamente en la posición de 150 mm. De acuerdo con el presente invento, se requiere un par de torsión máximo de aproximadamente 166 toneladas-metro para proporcionar una fuerza de 200 toneladas a una distancia de 150 mm desde la parte inferior de la carrera, en el presente invento. Con esta sustancial reducción en el par de torsión máximo de la prensa, el tamaño de dicha prensa puede ser reducido sustancialmente y el sistema de propulsión de manivela puede ser reducida en cuanto a su tamaño y en cuanto a su resistencia mecánica.

Las figuras 13 a 15 ilustran características de funcionamiento generalizado de una prensa construida de acuerdo con el presente invento. Otras diversas prensas construidas de acuerdo con el presente invento variarían estas curvas, pero no su importancia general.



209514

Ejemplo III.

Refiriéndose ahora a la figura 16, se ilustra en ella otro ejemplo del presente invento. De acuerdo con este ejemplo, el miembro de corredera 200, es susceptible de ser movido en una trayectoria F' por la primera varilla 202. Una segunda varilla 204 une la tercera varilla 206 con la manivela 208. Una curva de acoplador es ilustrada como la curva 210 que tiene un eje principal y un eje secundario, según se ilustran. Los números a lo largo de la curva de acoplador se corresponden con números a lo largo del arco de la manivela 208. Cuando más próximos están situados los puntos correspondientes sobre la curva de acoplador, tanto más lenta es la velocidad de la corredera, ya que los números existentes sobre el círculo de manivela son incrementos iguales de una manivela que es hecha girar uniformemente. Según aumenta el espacio entre puntos situados sobre la curva de acoplador, aumenta la velocidad de la corredera. La primera varilla 202 está conectada entre el eje  $a_1$  y el eje  $a_4$ . La segunda varilla está conectada entre el eje  $a_3$  y el eje  $a_6$ . El eje estacionario  $a_2$  es el centro de la manivela 208, y el eje estacionario  $a_5$  es el centro del arco definido por la tercera varilla 206 que se encuentra en oscilación. De acuerdo con este ejemplo, se han empleado las siguientes dimensiones:

	Manivela 208	257,45 mm
	Varilla 204	582,53 mm
25	Varilla 206	504,63 mm
	$a_2 - a_5$	643,50 mm
	Varilla 202	1.248,60 mm
	$a_3 - a_4$	368,50 mm



Angulo x

18,5°

$a_2$ -I (intersección de F y la línea perpendicular a la línea trazada entre  $a_3$  y  $a_5$  que pasa a través del eje  $a_2$ ) 222,70 mm

5 Se hace observar que la curva de acoplador ilustrada en la figura 16 tiene las características generales de la curva de acoplador definida de acuerdo con los Ejemplos I y II. También, la disposición de las varillas, si bien es algo diferente en su especie, es genéricamente la misma que se describe en conexión con los Ejemplos I y II.

10 Refiriéndose ahora a la figura 17, se ilustra un trazado de relación matemática para definir puntos a lo largo de una curva de acoplador 220 en relación con dos ejes ortogonales que tienen su punto de origen en el centro de la manivela. No es necesario entrar en detalles acerca de las diversas representaciones matemáticas. La manivela es  $r_1$ , la segunda varilla es  
15  $r_2$ , la tercera varilla es  $r_3$  y la distancia entre los dos ejes estacionarios  $b$ ,  $c$ , es  $r_4$ . El cuarto eje es D, que está acoplado sobre una primera varilla apropiada, no mostrada. Por representaciones matemáticas, las dos ecuaciones para cualquier punto situado sobre la curva de acoplador 220 son las siguientes:

20

1.  $X_D = r_1 \cos \theta_1 + e \cos (\theta_2 + \omega)$
2.  $Y_D = r_1 \sin \theta_1 + e \sin (\theta_2 + \omega)$

25 Refiriéndose de nuevo a las figuras 5 a 8, puede verse que la varilla denominada 84', permanece en un estado de flexión durante la carrera de la prensa. Esto es debido al distanciamiento entre los ejes  $b$  y  $c$ , y al hecho de que éstos no están alineados verticalmente entre ellos durante la carrera. Por esta

209517



característica, los empujes laterales de la corredera son mantenidos en un bajo nivel.

El presente invento ha sido descrito con ciertas formas de realización; no obstante, pueden efectuarse otros diversos cambios para lograr la estructura definida en las siguientes reivindicaciones.

-- REIVINDICACIONES --

1. Prensa con mecanismo de propulsión, caracterizada porque comprende: un bastidor; un miembro de corredera soportado por dicho bastidor para movimiento alternativo a lo largo de una trayectoria de corredera generalmente rectilínea entre una primera posición y una segunda posición; y unos medios de propulsión a base de varillaje de mando para mover de modo alternativo a dicho miembro de corredera entre dicha primera posición y dicha segunda posición con una relación de velocidad-tiempo previamente determinada, de forma tal que dichos medios de propulsión a base de varillaje de mando incluyen un primer miembro de varilla que tiene una primera porción extrema y una segunda porción extrema, estando conectada dicha primera porción extrema pivotablemente con dicha corredera en un primer eje; un miembro de manivela montado de manera capaz de girar sobre dicho bastidor en un segundo eje; un segundo miembro de varilla conectado pivotablemente sobre dicha manivela en un tercer eje, distanciado de dicho segundo eje y conectado pivotablemente con la segunda porción extrema de dicho primer miembro de varilla en un cuarto eje; y un tercer miembro de varilla que tiene un extremo conectado pivotablemente con dicho bastidor en un quinto eje y un

209514



segundo extremo conectado pivotablemente con dicha segunda varilla en un sexto eje, estando distanciado dicho sexto eje de dicho tercer eje y de dicho cuarto eje; definiendo dicho cuarto eje una trayectoria de acoplador generalmente elíptica, alargada, cuando dicho miembro de manivela es hecho girar en 360° alrededor de dicho segundo eje central, teniendo dicha trayectoria de acoplador un eje principal definido por la línea más larga entre cualesquiera dos puntos situados en dicha trayectoria de acoplador y un eje secundario definido por la línea más larga entre dos puntos en dicha trayectoria de acoplador y perpendiculares a dicho eje principal, interseccionándose dicho eje principal y dicho eje secundario en un punto, teniendo dicho eje principal un primer extremo y un segundo extremo, estando dicho primer extremo de dicho eje principal más próximo a dicha trayectoria de corredera que dicho segundo extremo, y estando dicho punto de intersección de los ejes, sustancialmente más próximo a dicho primer extremo de dicho eje principal que a dicho segundo extremo de dicho eje principal.

2. Prensa con mecanismo de propulsión según la reivindicación anterior, caracterizada porque dicha relación de tiempo-velocidad incluye cuando dicho miembro de corredera se mueve desde dicha primera posición a dicha segunda posición, un primer segmento en que la velocidad de corredera aumenta desde cero hasta una velocidad máxima y luego disminuye hasta una velocidad de trabajo previamente seleccionada sustancialmente menor que dicha velocidad máxima, un segundo segmento en que dicha velocidad permanece generalmente en dicha velocidad de trabajo y un tercer segmento en que dicha velocidad disminuye a cero, siendo dicho

209514



primer segmento sustancialmente mayor que dicho segundo segmento o que dicho tercer segmento.

3. Prensa con mecanismo de propulsión según reivindicaciones anteriores, caracterizada porque está definida dicha trayectoria de acoplador por las fórmulas:

5 a.  $X_D = r_1 \cos \theta_1 + e \cos (\theta_2 + \omega)$

b.  $Y_D = r_1 \sin \theta_1 + e \sin (\theta_2 + \omega)$

en que :  $X_D$  es un primer componente ortogonal de la curva con un origen en dicho segundo eje;  $Y_D$  es un segundo componente ortogonal de la curva con un origen en dicho segundo eje;  $r_1$  es la longitud de dicha manivela;  $e$  es la distancia fija entre dicho tercer eje y dicho cuarto eje;  $\theta_1$  es el ángulo variable de dicha manivela con respecto a dicho primer componente;  $\theta_2$  es el ángulo variable de la línea entre dicho tercer eje y dicho sexto eje con respecto a dicho primer componente; y  $\omega$  es el ángulo fi-  
10  
15  
20  
25

4. Prensa con mecanismo de propulsión según las reivindicaciones anteriores, caracterizada porque el sistema de propulsar el pistón de movimiento alternativo a lo largo de una trayectoria de corredera se basa en una varilla de propulsión montada pivotablemente sobre dicho pistón y que tiene un punto de pivotamiento distanciado, propulsando dicho punto de pivotamiento distanciado por un sistema de palancas y a lo largo de dicha curva de acoplador generalmente elíptica, alargada, pudiéndose modificar dicha curva elíptica para que tenga dicho eje principal y dicho eje secundario.

209514



5. Prensa con mecanismo de propulsión según reivindicaciones anteriores, caracterizada porque dicho segundo eje está desplazado lateralmente en una primera dirección desde dicha trayectoria de corredera, y dicho quinto eje está desplazado desde dicha trayectoria de corredera en dicha primera dirección.

6. Prensa con mecanismo de propulsión según las reivindicaciones anteriores, caracterizada porque dicha trayectoria de acoplador tiene un primer extremo que generalmente corresponde al movimiento de dicho miembro de corredera en la proximidad de dicha posición más inferior y un segundo extremo que corresponde generalmente al movimiento de dicho miembro de corredera en dicha posición más superior, estando inclinado dicho eje principal con respecto a dicha trayectoria de corredera y teniendo un primer extremo junto a dicho primer extremo de dicha trayectoria de acoplador.

7. Prensa con mecanismo de propulsión según las reivindicaciones anteriores, caracterizada porque dicha trayectoria de corredera intersecciona a dicha trayectoria de acoplador entre dicho primer extremo y dicho segundo extremo de dicha trayectoria de acoplador para dividir a dicha trayectoria de acoplador en correspondientes secciones primera y segunda, e intersecciona a dicho eje principal para que la dimensión más larga del mismo esté en dicha segunda sección de dicha trayectoria de acoplador.

8. Prensa con mecanismo de propulsión según las reivindicaciones anteriores, caracterizada porque dicho ángulo de transmisión es el mayor cuando dicho pistón está moviéndose hacia dicha posición más inferior.

209514



9. Prensa con mecanismo de propulsión según las reivindicaciones anteriores, caracterizada porque dicho cuarto eje está más próximo a dicho sexto eje que a dicho tercer eje.

5 10. Prensa con mecanismo de propulsión según las reivindicaciones anteriores, caracterizada porque dicho eje principal intersecciona a dicha trayectoria de corredera en un ángulo obtuso, siendo dicho ángulo obtuso sustancialmente mayor que aproximadamente 110°.

10 11. Prensa con mecanismo de propulsión según las reivindicaciones anteriores, caracterizada porque está previsto un ángulo de transmisión variable entre dicha segunda varilla y dicha tercera varilla, siendo dicho ángulo de transmisión el más pequeño cuando dicho cuarto eje está en la segunda sección de dicha trayectoria de acoplador.

15 12. Prensa con mecanismo de propulsión según las reivindicaciones anteriores, caracterizada porque dicha primera sección tiene una tercera dimensión paralela a dicha trayectoria de corredera y una cuarta dimensión perpendicular a dicha trayectoria de corredera en que dicha tercera dimensión es mayor que dicha cuarta dimensión.

20

13. Prensa con mecanismo de propulsión según las reivindicaciones anteriores, caracterizada porque dicha segunda sección tiene una primera dimensión paralela a dicha trayectoria de corredera y una segunda dimensión perpendicular a dicha trayectoria de corredera, y dicha primera dimensión es sustancialmente mayor que dicha segunda dimensión, siendo al menos de 1,5 a 1 la proporción de dicha primera dimensión a dicha segunda dimensión.

25

209 592



14. Prensa con mecanismo de propulsión según las reivindicaciones anteriores, caracterizada porque dicho cuarto eje está en dicha primera sección cuando dicha manivela y dicha segunda varilla están superpuestas una sobre otra.
- 5 15. Prensa con mecanismo de propulsión según las reivindicaciones anteriores, caracterizada porque dicha primera varilla forma un ángulo máximo con dicha trayectoria de corredera durante el movimiento de dicha corredera hacia el extremo más extendido de dicha posición más inferior y dicha posición más superior, y
- 10 siendo dicho ángulo máximo menor de 30°.
16. Prensa con mecanismo de propulsión según las reivindicaciones anteriores, caracterizada porque dicho cuarto eje se sitúa sobre una línea que se extiende a través de dicho tercer eje y dicho sexto eje.
- 15 17. Prensa con mecanismo de propulsión según las reivindicaciones anteriores, caracterizada porque dicha trayectoria de acoplador hace que dicho miembro de manivela y dicho segundo miembro de varilla estén superpuestos uno sobre otro cuando dicho miembro de corredera está moviéndose hacia la más extendida entre dicha primera posición y dicha segunda posición más inferior.
- 20 18. Prensa con mecanismo de propulsión según reivindicaciones anteriores, caracterizada porque dicho miembro de manivela y dicho tercer miembro de varilla tienen dos posiciones paralelas y al menos una de dichas posiciones paralelas se produce cuando
- 25 dicho cuarto eje está sustancialmente distanciado tanto de dicho primer extremo como de dicho segundo extremo de dicho eje principal, de forma tal que dicha una posición paralela se produce

209514



cuando dicho miembro de corredera está moviéndose hacia la más extendida entre dicha primera posición y dicha segunda posición.

19. PRENSA CON MECANISMO DE PROPULSION.

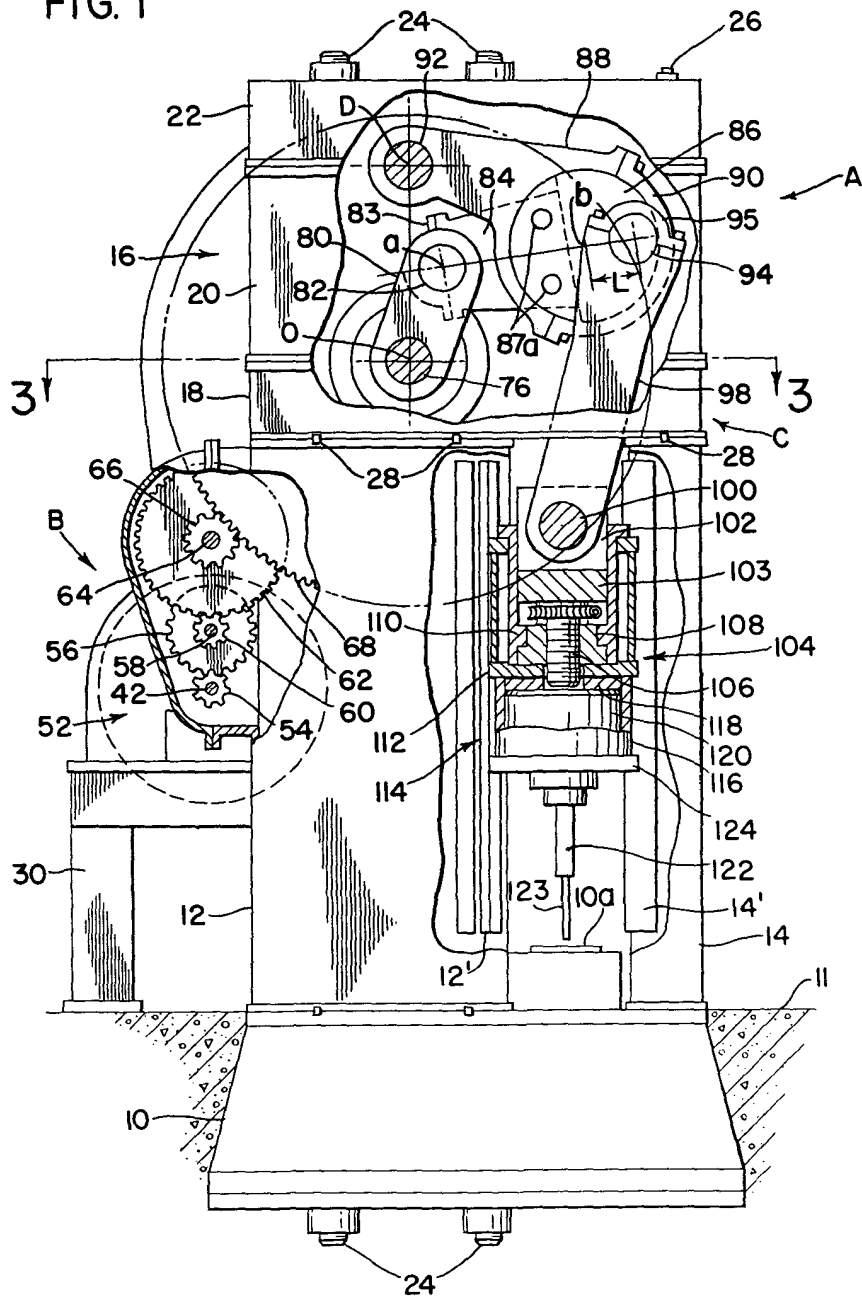
5 Tal como se describe y reivindica en la presente Memoria Descriptiva, que consta de cuarenta y una hojas escritas a máquina por una sola cara y de sus correspondientes dibujos.

Madrid, 31 ENE 1975  
CARLOS FERNANDEZ CANDELAS  
PP

209514



FIG. I



Escala variable

Madrid, 31 Enero 1975



209514

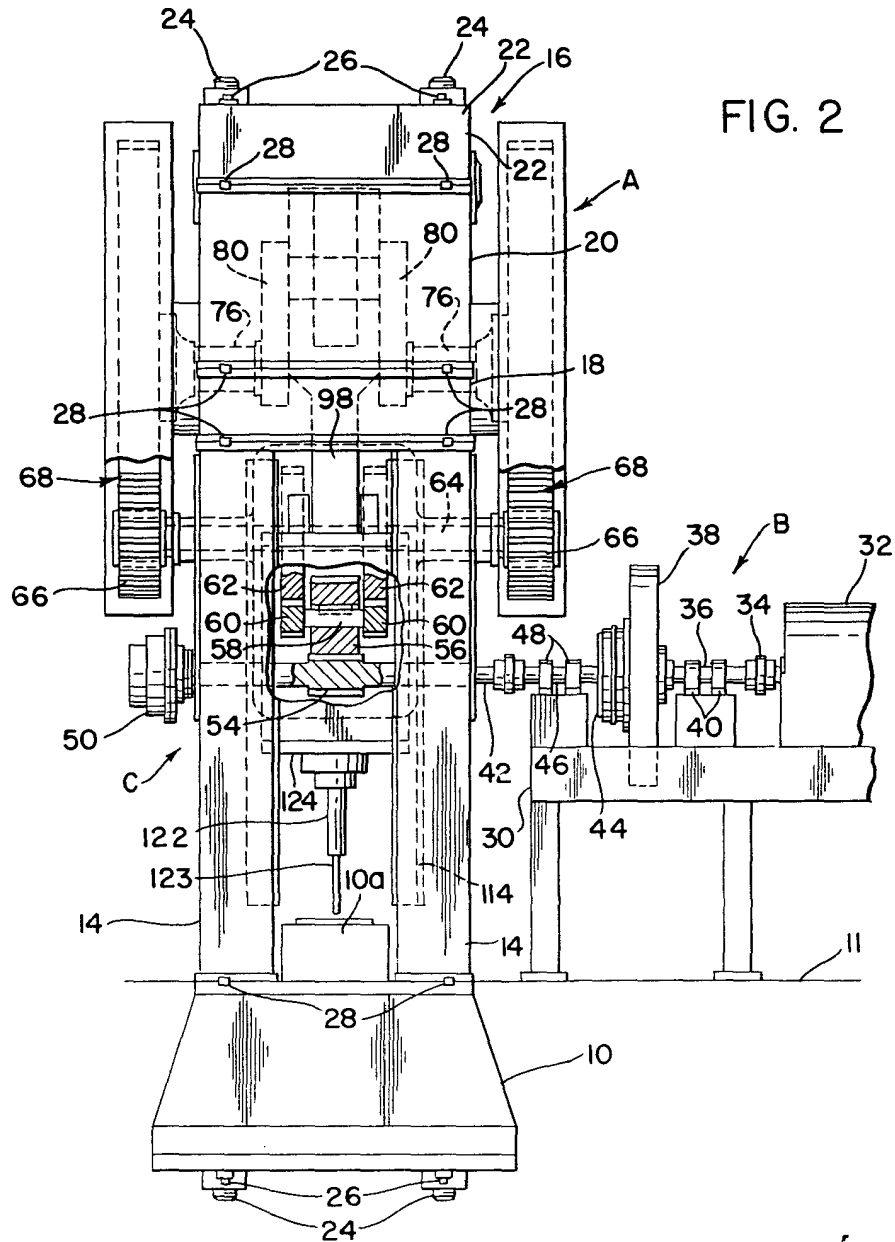


FIG. 2

Escala variable

Madrid, 31 Enero 1975



209514

FIG. 3

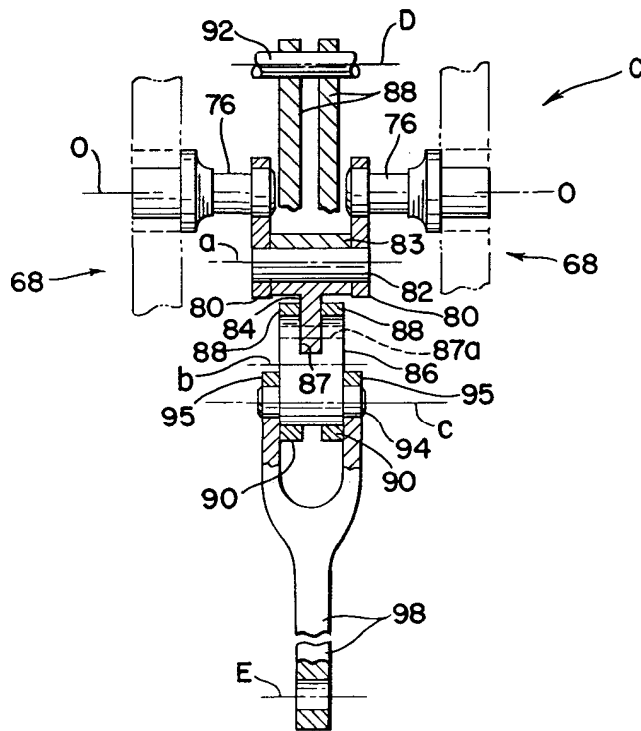
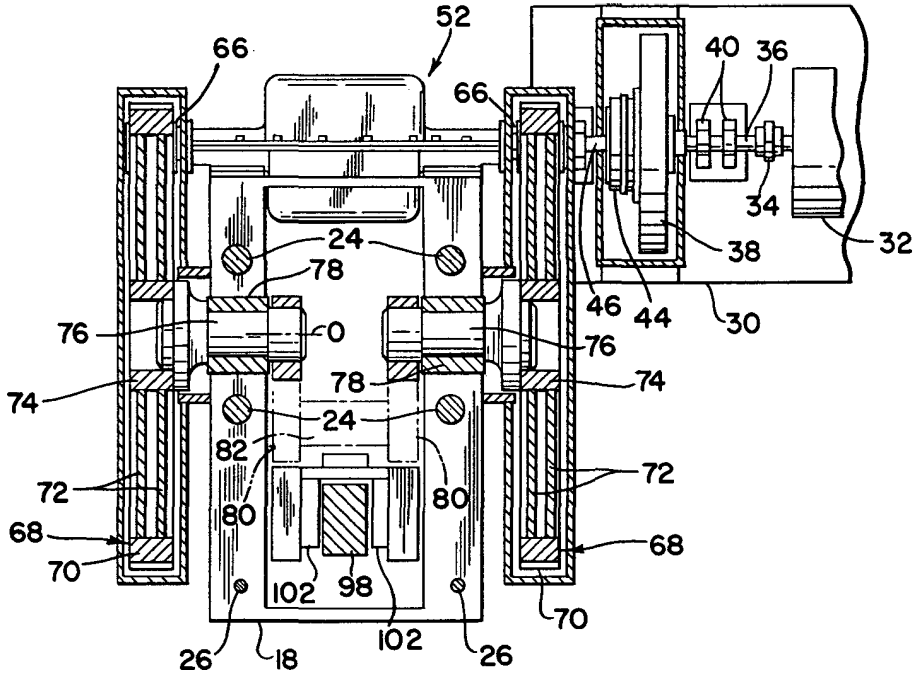


FIG. 4

Escala variable

Madrid, 31 Enero 1975

209514

3

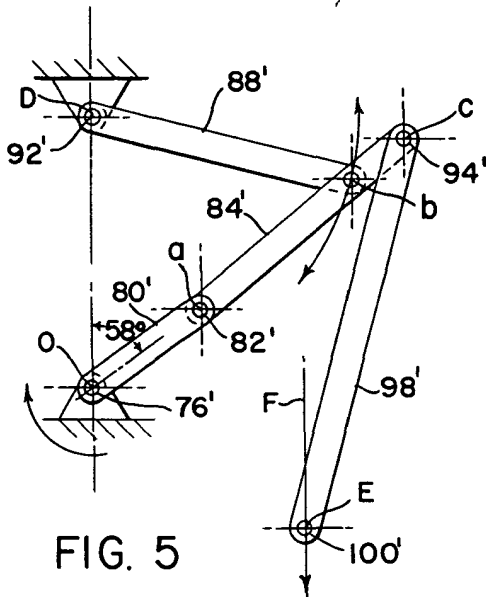


FIG. 5

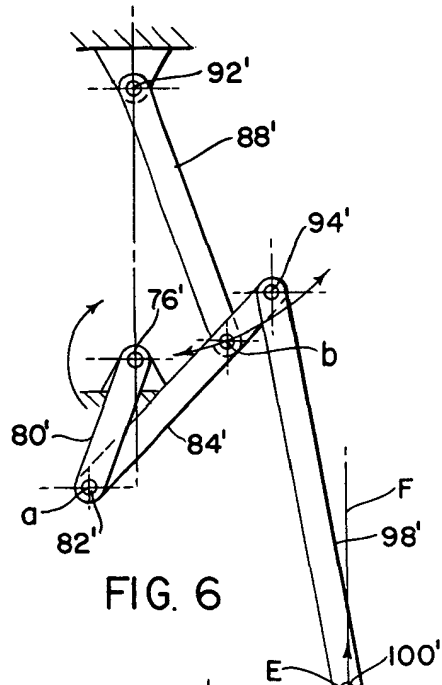


FIG. 6

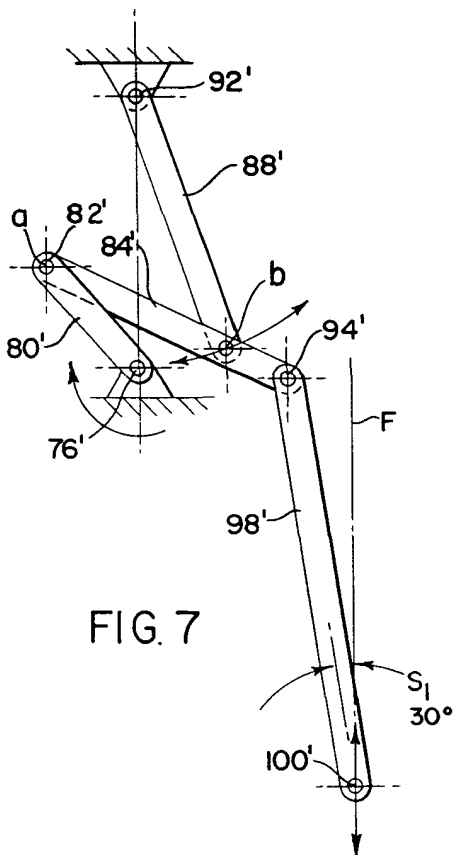


FIG. 7

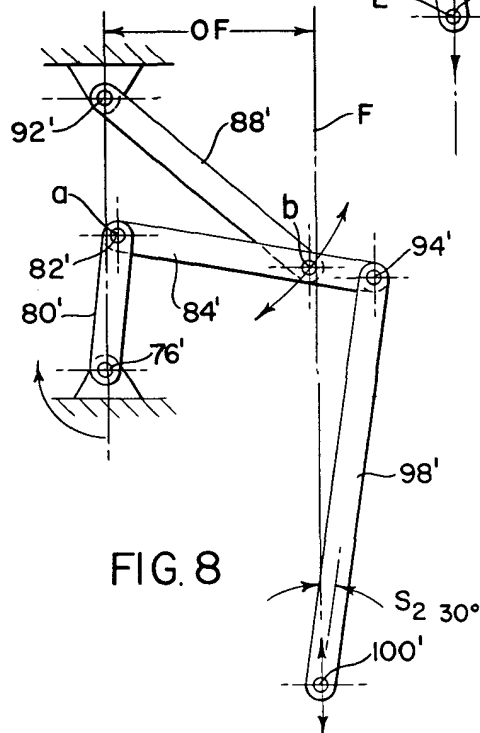


FIG. 8

Escala variable

Madrid, 31 Enero 1975



209514

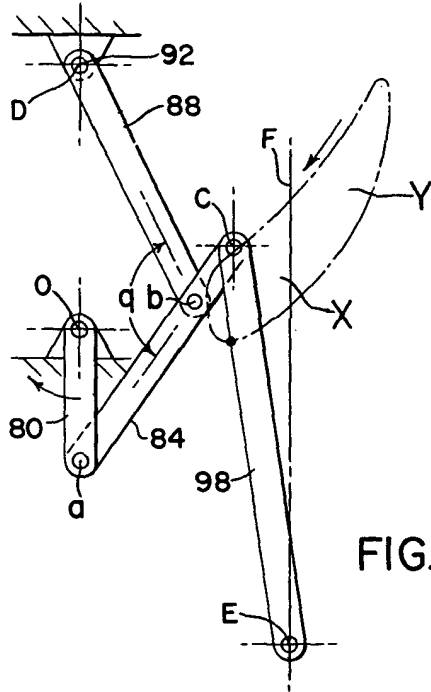


FIG. II

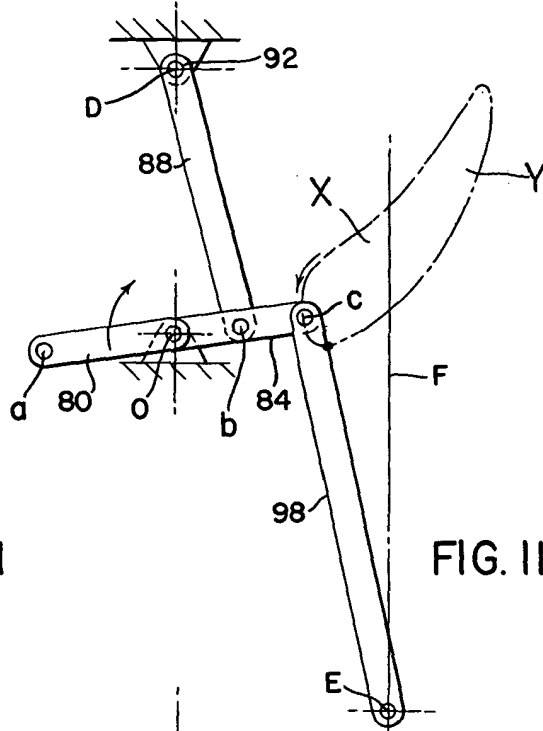


FIG. IIa

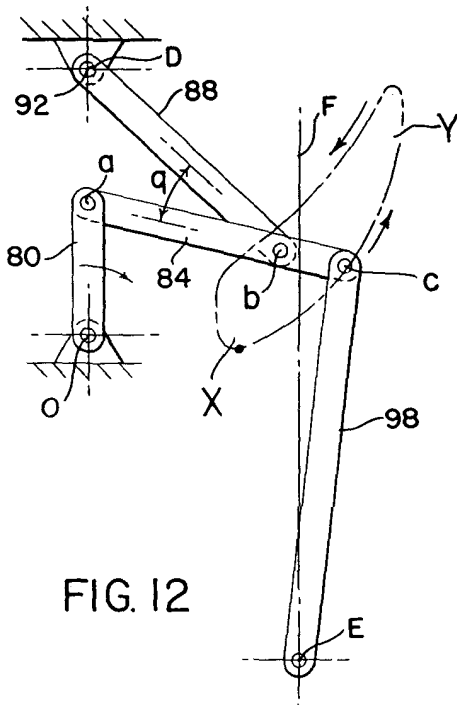


FIG. 12

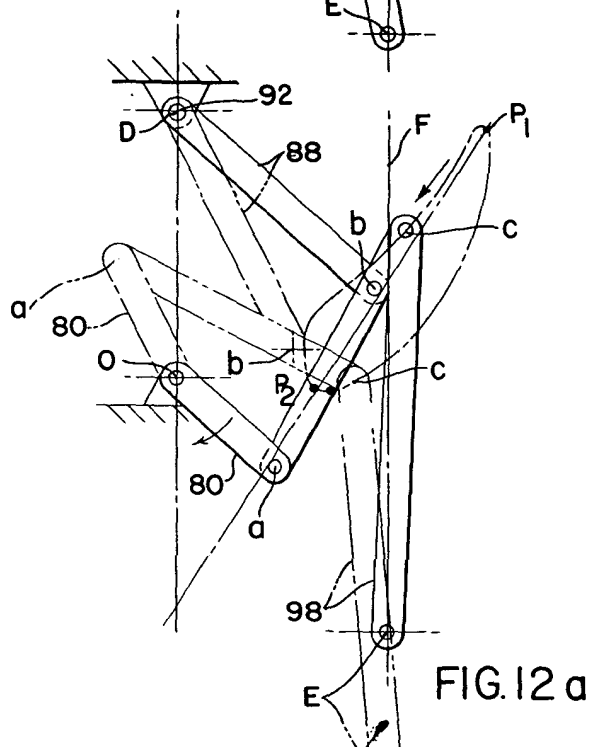
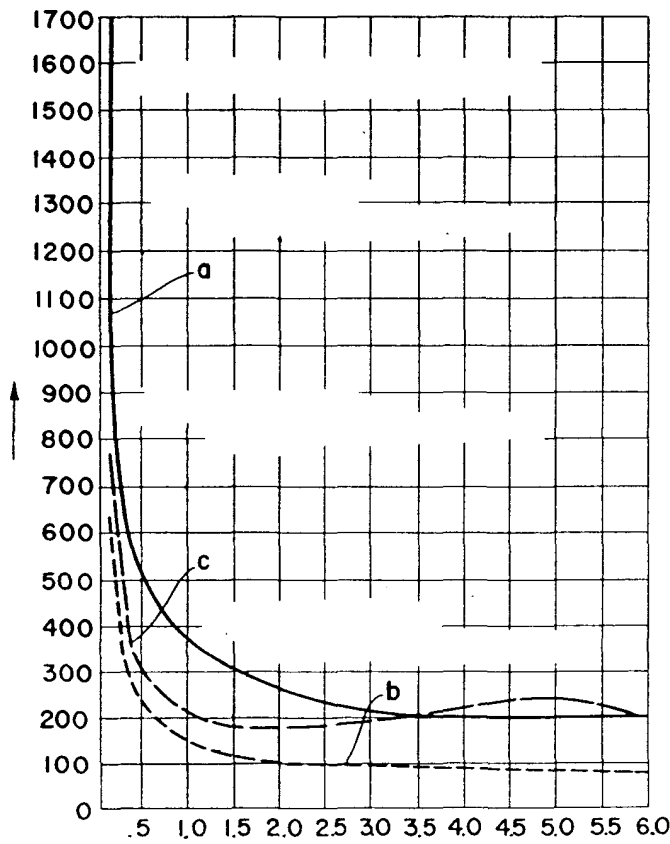
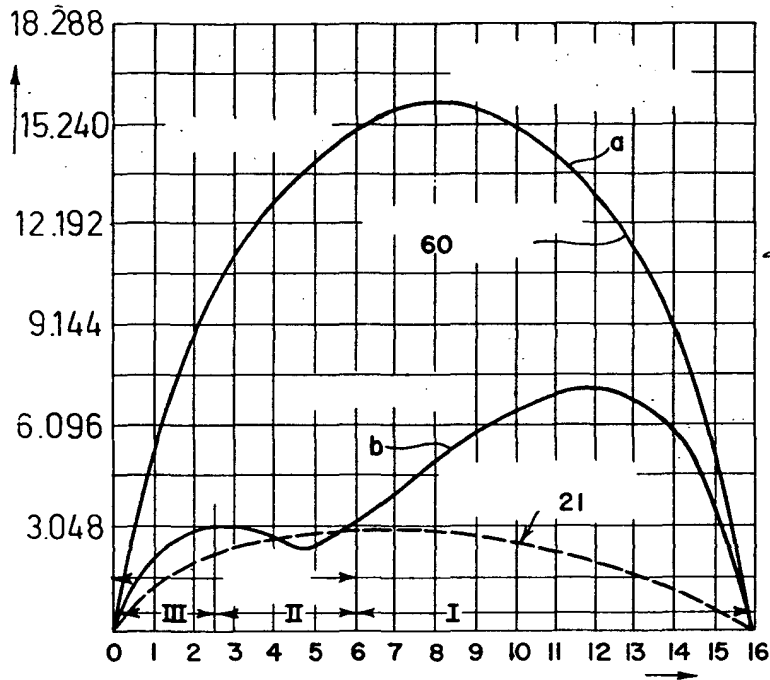


FIG. 12a

Escala variable

Madrid, 31 Enero 1975

209514



Escala variable

Madrid, 31 Enero 1975

*[Handwritten signature]*



