

P.- 10.416.
P.H. 11.520.



207136

8 ENE 1953

207136

MALA REPRODUCCION
POR DEFECTO DEL ORIGINAL

MEMORIA DESCRIPTIVA

para solicitar

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

e n

E S P A Ñ A

por VEINTE años

a nombre de N.V. PHILIPS'GLOEILAMPENFABRIEKEN, entidad holandesa, establecida en Emmasingel 29, Eindhoven, Holanda, por:

"UN DISPOSITIVO DE ENGRANAJE AUTOMATICAMENTE VARIABLES

La presente invención se refiere a un dispositivo de engranajes en el cual la relación de transmisión entre la entrada y la salida es variada automáticamente. En la técnica existe una pluralidad de casos en los que resulta deseable variar la relación de engranajes entre un
5 dispositivo impulsor y un dispositivo impulsado de acuerdo con las condiciones operativas. Esto ocurre, por ejem-

1

207136



5 plo, en las máquinas herramientas en las cuales, con una
velocidad constante del motor impulsor, la velocidad de
las partes que deben ser impulsadas, debe ser variable de
acuerdo con la naturaleza del trabajo que debe efectuarse
en la pieza. Otro de los ejemplos se encuentra en los me-
10 dios de transporte en los cuales la potencia de salida debe-
ría adaptarse a la potencia del dispositivo impulsor. Ade-
más frecuentemente resulta deseable poder invertir la di-
rección de movimiento del dispositivo impulsado sin tener
que invertir el sentido de movimiento del dispositivo im-
15 pulsor, cuando esta inversión resulta posible. En todos
estos casos, se emplean dispositivos de engranajes que po-
seen una relación de transmisión variable entre la entra-
da, acoplada al dispositivo impulsor y la salida acoplada
al dispositivo que debe ser impulsado. Debería notarse
20 que la inversión de la dirección de movimiento de la sali-
da, con la dirección de movimiento de entrada sin variar,
debería considerarse a los efectos de la presente inven-
ción como una variación de la relación de engranajes.

25 Son conocidos dispositivos de engranajes en
los cuales la relación de engranajes entre la entrada y la
salida es ajustada automáticamente de acuerdo con las con-
diciones operativas momentáneas del dispositivo de engra-
najes. Particularmente en los vehículos a motor son cono-
cidos dispositivos de engranajes en los cuales la relación
de transmisión es variada en función de la velocidad de la
entrada o de la salida. También es sabido que la relación

207136



de transmisión de dispositivos de engranajes puede hacerse variable continuamente con la carga de la salida, de modo que queda afectada favorablemente la carga que actúa sobre el dispositivo impulsor.

5 La presente invención tiene por objeto proveer un dispositivo de engranajes que posee una variación automática de la relación entre la entrada y la salida, siendo determinada esta variación por la carga que actúa sobre el dispositivo de engranajes constituido por el dispositivo que debe ser impulsado y que está acoplado a la salida.

10 El dispositivo de engranajes de acuerdo con la presente invención se caracteriza por el hecho de que una pluralidad de miembros impulsores está acoplada a la entrada a través de una pluralidad de miembros de engranajes distintos, estando adaptado cada uno de los referidos miembros impulsores para ser acoplado, a través de un embrague separado controlable, llamado a continuación "embrague impulsor", a un miembro auxiliar que está conectado elásticamente a la salida de una manera tal que, cuando
15 la salida es impulsada por medio de un embrague impulsor y el miembro auxiliar correspondiente, y estando la salida cargada hasta un valor límite determinado por la conexión elástica, la fuerza impulsora de la entrada desplaza al miembro auxiliar en relación con la salida contra la fuerza de la conexión elástica, estando provistos medios que,
20 debido a este desplazamiento relativo del miembro auxiliar y de la salida, desacoplan al embrague impulsor operativo

207136



y hacen accionar otro embrague impulsor.

El dispositivo de engranaje de acuerdo con la presente invención puede ser construido de manera tal que cada embrague impulsor está asociado con un miembro auxiliar separado, que está conectado elásticamente a la salida. Sin embargo, el dispositivo de engranajes también puede estar construido de modo tal que todos los embragues impulsores cooperan con el mismo miembro auxiliar, conectado elásticamente a la salida.

Los medios que conectan o desconectan a los embragues impulsores tienen una estructura tal que, con excepción del tiempo de conmutación de un embrague impulsor a otro, es operativo solamente un embrague impulsor.

El dispositivo de engranajes de acuerdo con la presente invención resulta muy adecuado para ser usado en máquinas herramientas y lo similar, en las cuales debe protegerse la herramienta con la cual debe ser trabajada cualquier pieza de trabajo. Para este fin, el dispositivo de engranajes puede estar construido de manera tal que, si se supera una carga determinada del movimiento cortante de la herramienta o de la pieza de trabajo, es introducido un engranaje que produce un movimiento relativo de la herramienta y de la pieza en sentido contrario al movimiento cortante inicial. Esto resulta particularmente importante al cortarse filetes de roscas y durante la perforación de agujeros. Si la herramienta siente una resistencia fuerte, la variación de la relación de transmisión en

207136⁻⁸



1
3

el dispositivo de engranajes de acuerdo con la presente invención, que impulsa la herramienta y que es causada por la carga, invierte el sentido de movimiento del macho roscador o de la mecha, de modo que se impide una rotura de la herramienta como consecuencia de la sobrecarga y además,

5 la herramienta es retirada de la pieza de trabajo, pero sin que se cambie la dirección de movimiento del dispositivo impulsor. Entonces, el dispositivo de engranajes preferentemente es diseñado de modo tal que el mismo resulta sensible para sobrecargas también durante el movimiento inverso de la salida. Esto puede lograrse de manera tal que una resistencia excesivamente fuerte, que actúa durante el movimiento en sentido inverso, produce nuevamente la conmutación del dispositivo de engranajes hacia su movimiento inicial. Si la carga sobre la herramienta permanece superior que la carga límite, con la cual reacciona el dispositivo, en ambos sentidos de movimiento, el dispositivo continúa conmutándose entre ambas direcciones. Un dispositivo de engranajes de un diseño tal es muy adecuado para ser usado en soportes para herramientas, por ejemplo un cabezal para machos roscadores o mechas perforadoras, que puede ser agregado de modo simple en una máquina agujeradora convencional o en cualquier otra máquina herramienta.

10

15

20

25 A fin de que la presente invención pueda ser fácilmente llevada a la práctica, la misma se describirá a continuación más detalladamente con referencia a los dibu-



207136

jos que se acompañan, en los que:

La figura 1, muestra un corte longitudinal a través de un soporte cabezal para una herramienta en su posición abierta y que comprende una realización del dispositivo de engranajes de acuerdo con la presente invención, siendo

La figura 2, una vista en corte tomado a lo largo de la línea II-II de la figura 1, con varias partes recortadas.

La figura 3, es una vista esquemática del dispositivo de engranajes incorporado en el cabezal mostrado en las figuras 1 y 2; los movimientos giratorios actuales son interpretados en el diagrama como movimientos traslacionales.

La figura 4, es una vista del corte longitudinal de un segundo cabezal que comprende otra realización del dispositivo de engranajes de acuerdo con la presente invención, y

La figura 5 es una vista del corte transversal tomado a lo largo de la línea IV-IV de la figura 4.

La figura 6, ilustra un corte transversal parcial tomado a lo largo de la línea VI-VI de la figura 4.

La figura 7 es una vista esquemática del dispositivo de engranajes que forma parte del cabezal mostrado en la figura 4.

La figura 8 es una vista del corte longitudi-

20,136



nal de una realización de un dispositivo de engranajes de acuerdo con la presente invención, que incluye tres transmisiones de engranajes distintos entre la entrada y la salida.

5 La figura 9 es una vista del corte transversal tomado a lo largo de la línea IX-IX de la figura 8.

La figura 10 ilustra un corte transversal parcial tomado a lo largo de la línea X-X de la figura 8.

10 La figura 11 es un corte transversal parcial tomado a lo largo de la línea XI-XI de la figura 8.

La figura 12 es un corte transversal parcial tomado a lo largo de la línea XII-XII de la figura 8.

15 La figura 13 es una vista de un corte transversal parcial tomado a lo largo de la línea XIII-XIII de la figura 8.

La figura 14 es una vista del corte transversal tomado a lo largo de la línea XIV-XIV de la figura 8, y

20 La figura 15 es una vista esquemática del principio del dispositivo de engranajes ilustrado en las figuras 8 a 14, estando interpretados los movimientos gíricos actuales como movimientos traslacionales para fines de simplificación, y finalmente

25 La figura 16 es una vista esquemática de un puente de carga, en el cual puede usarse ventajosamente un dispositivo de engranajes de acuerdo con la presente invención, que incluye una pluralidad de engranajes varia-



1953

207136

bles.

Refiriéndose a la figura 1, el número de referencia 1 designa la caja de un cabezal para una herramienta, cuya parte superior de cuello 2 está asegurada por las bridas 3 al husillo de guía 4 de una máquina agujereadora. La caja 1 comprende un dispositivo de engranajes de acuerdo con la presente invención, cuya entrada está constituida por un árbol cónico 5, cuya porción cónica se adapta en una perforación cónica central 6 del husillo giratorio 7 de la máquina agujereadora. El árbol 5, que está soportado por un cojinete dispuesto centralmente en la tapa superior de la caja 1, está provisto, en su extremo alejado del husillo giratorio de una rueda de trinquete 8. Además, sobre el árbol 5 está montada una rueda dentada 9, que se relaciona con una rueda dentada 10, montada giratoriamente alrededor de un árbol 11 asegurado en la pared superior de la caja 1. La rueda dentada 10 se relaciona con una rueda dentada 12, que está montada sobre un árbol 13, dispuesto paralelamente al árbol 5 y cuyos extremos están soportados por cojinetes provistos en la tapa superior y la tapa inferior, respectivamente, de la caja 1. El árbol 13 está provisto, en su extremo inferior, de una segunda rueda dentada 14, que está engranada con una rueda dentada 15, capaz de girar libremente alrededor de un árbol 17, que constituye la salida del dispositivo de engranajes, y que está soportado giratoriamente en la tapa inferior de la caja 1. A la rueda

207130



NE 1952

dentada 15 está acoplada la rueda de trinquete 16, que está montada por encima de la rueda 15.

Fuera de la caja 1, el árbol 17 está provisto de una morsa 18, que posee tornillos radiales de fijación 19, que, al girar, sujetan centralmente un macho roscador 20 en la morsa.

El otro extremo del árbol 17 está soportado en un cojinete formado por una cavidad central de la rueda de trinquete 8. Sobre la parte del árbol 17, que está ubicada entre las dos ruedas de trinquete 8 y 16, está sentado un disco 21, asegurado por medio de una chaveta 22. El árbol 17 está provisto, además, de un miembro auxiliar constituido por dos discos 23 y 24, montados uno en cada lado del disco 21 y asegurados rígidamente uno al otro por medio de tres pernos conectores axiales 25, 26 y 27. Estos pernos pasan por aberturas 28, 29 y 30, practicadas en el disco 21. Entre cada uno de los discos 23 y 24, que pueden girar libremente alrededor del árbol 17, están sentados sobre el árbol 17 con rotación libre, los retenes 31 y 32, respectivamente. El retén 31 está conectado al disco 21 por medio de un resorte 33, que está arrollado alrededor de un perno 35, unido al disco 21. El retén 32 está conectado por medio de un resorte 36 a un perno 37, asegurado al otro lado del disco 21. Los resortes 33 y 36 ejercen sobre los respectivos retenes sendos momentos de torsión que tienden a hacer girar a estos retenes en sentidos opuestos. En vista de que el retén 32 descansa sobre el perno conector 26

207136



y el retén 31 sobre el perno conector 25, el miembro auxiliar formado por los discos interconectados 23 y 24 es retenido elásticamente en una posición intermedia con respecto al disco 21. Si el miembro auxiliar es hecho girar, con respecto al disco 21, en sentido opuesto a las agujas del reloj, visto en la figura 2, el miembro auxiliar es sometido a una fuerza direccional contraria por el perno conector 26, que coopera con el retén 32. Durante esta rotación, el retén 31 permanece inmóvil, en vista de que el extremo inferior de la izquierda es retenido por el perno 37. Durante una rotación en el sentido de las agujas del reloj con respecto al disco 21, el miembro auxiliar es expuesto a una fuerza contraria ejercida por el resorte 33, conectado al retén 31, mientras que el retén 32 permanece inmóvil, en vista de que ahora el extremo inferior de la izquierda del mismo es retenido por el perno 35.

El disco 23 soporta un trinquete giratorio 38, que está adaptado a cooperar con la rueda de trinquete 8. El disco 24 soporta un trinquete 39, que está adaptado a cooperar con la rueda de trinquete 16. Debido al mecanismo de inversión, formado por las ruedas dentadas 9, 10, 12, 14 y 15, entre las ruedas de trinquete 8 y 16, estas últimas giran en sentidos opuestos, y por lo tanto los trinquetes de estas ruedas de trinquete actúan en direcciones opuestas.

Los árboles de los trinquetes 38 y 39 están provistos, sobre los lados interiores de los discos 23 y

207136



1053

24, de sendos brazos 40 y 42, respectivamente, que están unidos entre sí por medio de un eje 41, que pasa por la abertura 43 practicada en el disco 21.

5 Las posiciones angulares de los trinquetes 38 y 39 son tales que, si el trinquete 38 coopera con su rueda de trinquete, el trinquete 39 es levantado, y viceversa. Para invertir los trinquetes, el eje 41 es desplazado desde un lado del plano que pasa por los ejes alineados de los trinquetes y la línea central del árbol 17 hacia el
10 otro lado. Al eje 41 está asegurado, en cada lado del disco 21, un resorte basculante 44; los otros extremos de estos resortes están asegurados a un perno 45, que se proyectan en cada lado del disco 21 y está ubicado en el plano de los ejes de los trinquetes y el eje geométrico del árbol
15 bol 17.

En la caja 1 está montado un vástago de trabazón 46 que es desplazable en dirección axial al cual está asegurado una uña doble. Esta uña doble consiste de una uña 48 que está diseñada para cooperar con los dientes externos de un anillo 49, que rodea el borde del disco 21, que también está rodeado por otro anillo 50. Entre el anillo 49 y el disco 21 están provistas bolillas trabadoras
20 51, que están alojadas en cavidades con fondos inclinados. Juntamente con sus pistas de rodamiento sobre el disco 21 y el anillo 49, estas bolillas constituyen un embrague de
25 rueda libre, que permite que el disco 21 pueda girar solamente hacia la derecha con respecto al anillo 49 (figura 2).

207136



Al cooperar la uña 48 con los dientes periféricos del anillo 49, la uña 48 puede trabar un movimiento del disco 21 en sentido contrario a las agujas del reloj, tal como puede observarse en la figura 2.

5 El anillo 50 también está acoplado al borde del disco 21 a través de un embrague de rueda libre provisto de bolillas 52; este embrague impide que el disco 21 gire en sentido de las agujas del reloj con respecto al anillo 50. Mediante un desplazamiento del vástago trabador
10 46, el anillo 50 puede ser trabado por la uña 53, que constituye la segunda uña de la uña doble que es desplazada por el vástago 46 y que está separada por una distancia determinada de la uña 48. Para lograr esta detención, el anillo 50 posee dientes exteriores dirigidos en sentido opuesto
15 con respecto a los del anillo 49.

El funcionamiento del dispositivo descrito precedentemente será explicado ahora con referencia a la figura 3. Esta figura ilustra esquemáticamente el dispositivo de engranajes de acuerdo con la presente invención, que está
20 alojado en el cabezal mostrado en la figura 1. Con el fin de facilitar la comprensión de la presente invención, se supondrá a continuación que se trata de la transmisión de movimientos traslacionales; de hecho las distintas partes tales como la entrada, miembros auxiliar y salida del dispositivo de engranajes mostrado en las figuras 1 y 2, están
25 diseñados para girar. Los números de referencia indicados en la figura 3 son los mismos que los indicados en las figuras 1 y 2.

207136



Se parte de la suposición que no existe una sobrecarga sobre la herramienta, en este caso el macho roscador 20, y que el roscado se efectúa en el sentido de las agujas del reloj, visto desde arriba. El miembro auxiliar formado por las partes interconectadas 23 y 24 ocupa así la posición intermedia, descrita anteriormente, con respecto al disco 21 sobre el árbol de salida 17, descansando los dos retenes 31 y 32 sobre los pernos 37 y 35 respectivamente.

El trinquete 39 se relaciona con la rueda de trinquete 16 y el trinquete 38, es separado de la rueda de trinquete 8. Esta posición está mostrada en la figura 2. La perforación 55 en la pieza de trabajo 56 (figura 1), es provista así interiormente de filetes de rosca. Si el macho roscador 20 es detenido por el fondo del agujero 55 o se presenta otro inconveniente, de modo que aumenta la resistencia que encuentra el macho 20, se produce lo siguiente, tan pronto como esta carga resulta superior que el momento ejercido por el resorte 36. El árbol de salida 17 y el disco 21 quedan atrasados con respecto al miembro auxiliar constituido por los discos 23 y 24, siendo detenido el retén 32 por el perno conector 26 contra la fuerza del resorte 36. Durante este desplazamiento relativo del miembro auxiliar y de la salida, el elemento conector 41, que interconecta los dos brazos de los trinquetes, se desplaza hacia la izquierda (figura 2) en la abertura 43. Entonces, la dirección de los resortes basculantes 44, con respecto al eje de rotación de los trinquetes 38 y 39 es cam-

207136



1953

biada simultáneamente en grado tal que estos resortes tien-
den a invertir los trinquetes 38 y 39. Sin embargo, esta
inversión se ve impedida temporariamente por la presión que
el diente de la rueda de trinquete 16, que coopera con el
5 trinquete 39, ejerce sobre este trinquete. Al continuar el
desplazamiento relativo del miembro auxiliar y de la salida,
el eje conector 41 topa contra el límite de la izquierda de
la abertura 43, de modo que los trinquetes 38 y 39 son he-
chos girar sobre sus ejes, y el trinquete 39 se desprende
10 de la rueda de trinquete 16. En este instante, dado que
desaparece la presión del diente sobre este trinquete, la
fuerza elástica de los resortes basculantes 44 es capaz de
invertir completamente a los trinquetes, de modo que estos
últimos asumen una posición en la cual el trinquete 39 es-
15 tá separado completamente de la rueda de trinquete 16, y
el trinquete 38 traba a la rueda de trinquete 8. En vista
de que la rueda de trinquete 8 tiene una dirección de movi-
miento opuesta con respecto a la rueda de trinquete 16, el
miembro auxiliar es arrastrado en sentido opuesto, siendo
20 compensado el movimiento relativo del miembro auxiliar y de
la salida y ocupado el miembro auxiliar su posición inicial
con respecto a la salida, si esto no había ocurrido después
que el trinquete 39 ha sido separado bajo la acción del re-
sorte 36. Por intermedio del retén 31 y el resorte 33, la
25 salida es llevada ahora en el sentido opuesto de movimiento.

Sin embargo, si la resistencia que debe ser
vencida por el macho roscador 20 durante este último movi-

207136



6 FEB 1953

miento resulta superior que el momento ejercido por el resorte 33, se produce nuevamente un desplazamiento relativo del miembro auxiliar, que es impulsado a través de la rueda de trinquete 8 y el trinquete 38, y el disco 21 montado sobre el árbol de salida 17. Este desplazamiento relativo que es de sentido contrario con respecto al desplazamiento relativo que había provocado el acoplamiento del trinquete 38, da por resultado ahora que los trinquetes 38 y 39 son invertidos nuevamente debido a la cooperación del eje conector 41 con el límite de la derecha de la abertura 43, (figura 2). Esta inversión es preparada por el desplazamiento de los puntos de actuación 45 de los resortes basculantes 44 en una dirección tal que el momento ejercido por estos resortes actúa en la dirección de la inversión deseada.

Para el caso de una sobrecarga, que actúa sobre el macho 20 en el sentido de rotación opuesto a las agujas del reloj (visto desde arriba), el movimiento es invertido para seguir en el sentido de las agujas del reloj; esta inversión se lleva a cabo en forma similar a la inversión inicial desde la rotación en el sentido de las agujas del reloj hacia la rotación en sentido inverso.

Si durante la etapa del corte de rosca normal, el macho 20 queda trabado, el sentido de movimiento del macho será invertido, tal como se ha descrito anteriormente, debido a la elevada resistencia que encuentra el macho durante su rotación. Como regla, el macho será hecho girar en el nuevo sentido de movimiento. Sin embargo, esto exige

207136

-8E



frecuentemente primeramente la actuación de un momento de torsión que supera ligeramente al momento de torsión que ha provocado la inversión del movimiento inicial. Por lo tanto, el resorte 36 es ligeramente más fuerte que el resorte 32. Consecuentemente, generalmente será posible retirar el macho 20 de la perforación sin dificultad alguna. Dado que la transmisión durante el movimiento en sentido inverso no se efectúa a través de un conjunto de engranajes reductores de velocidad, tal como se emplea para el movimiento de avance, el movimiento de retroceso del macho se efectúa más rápidamente que el movimiento de avance, con la consiguiente economía de tiempo.

Si ahora el macho queda trabado y es trabado tan fuertemente que el movimiento inverso encuentra una resistencia tal que otra vez se produce una inversión de los trinquetes 38 y 39, el macho es sometido a un sacudimiento que, en muchos casos, resulta suficiente para destrabar el macho que luego es retirado de la perforación 55 sin un nuevo desacoplamiento del trinquete 38. Sin embargo, si el macho está trabado tan fuertemente que ya no resulta posible cualquier movimiento, el dispositivo de engranajes alojado en el cabezal, continúa invirtiéndose, y esto constituye una indicación para el operario que es necesaria su intervención. Tal como resulta evidente de lo expresado precedentemente, el dispositivo de engranajes siempre actúa de modo tal que, sobre el macho propiamente dicho no puede ejercerse una fuerza impulsora que supera el momento determinado por los resortes 36 o 33, respectivamente, de modo que se obtiene una

207136

8 ENE.



protección muy adecuada para la herramienta.

El vástago de trabazón 46, al cual está asegurado el trabador doble 48, 53, está diseñado para proveer automáticamente una inversión del sentido de movimiento del macho o de otra herramienta sujeta en el cabezal. Si, por ejemplo, un agujero en una pieza de trabajo debe llevar filetes de rosca sobre un largo determinado, la posición del trabador doble sobre el vástago 46, puede ajustarse de manera tal que, cuando el macho ha sido enroscado en la pieza de trabajo sobre el largo deseado, el extremo inferior del vástago 46 choca contra la pieza de trabajo o contra cualquier otro tope adecuado de una manera tal que el trabador o uña 53 se relaciona con el borde dentado del anillo 50, que es trabado. Así, también es trabado el movimiento del disco 21 en el sentido de las agujas del reloj, de modo que de la manera descrita anteriormente, como consecuencia de la inversión del conjunto de trinquetes 38 y 39 que se produce por el desplazamiento relativo del miembro auxiliar y de la salida, es invertido el sentido de movimiento del disco 21. Las bolillas 52 que están dispuestas entre el anillo 50 y el disco 21 permiten una rotación libre del disco 21 en la nueva dirección, de modo que el movimiento macho es invertido, si la resistencia encontrada por el mismo no resulta superior que el momento de torsión ejercido por el resorte 33. Durante el movimiento de retroceso del cabezal, el vástago trabador 46 asume su posición inicial bajo la acción de los resortes 57 y 58, que

207136



retienen el vástago en la posición intermedia, en la cual ninguno de los trabadores 48 y 53 coopera con los anillos que rodean al disco 21. Cuando el macho ha salido del agujero, la rotación puede ser invertida nuevamente, provocando que el extremo superior del vástago 46 tope contra una parte estacionaria de la máquina agujereadora, o presionando este vástago hacia abajo con la mano. Así el trabador o uña 48 se relaciona con el anillo 49, de modo que el disco 21 es trabado con respecto al movimiento contrario a las agujas del reloj. Esta trabazón da por resultado que el conjunto de trinquetes 38, 39, sea invertido nuevamente y el dispositivo de engranajes cause nuevamente la rotación del macho en la dirección inicial.

En el cabezal descrito anteriormente, los dos trinquetes 38 y 39, que están diseñados para acoplar alternadamente el miembro auxiliar con una rueda de trinquete impulsora, están interconectados por medio del miembro conector 41, que es gobernado por los bordes de la abertura 43, existiendo un cierto juego entre este miembro conector y los referidos bordes. Sin embargo, el dispositivo de engranajes puede estar provisto de dos miembros auxiliares separados, cada uno de los cuales puede ser acoplado a una parte impulsora a través de un embrague gobernable, y en que los elementos de acoplamiento no están unidos rígidamente entre sí. Una realización de un dispositivo de engranajes de este tipo está realizada en las figuras 4 a 7. Estas figuras también muestran un cabezal que puede girar



207136

en ambos sentidos de rotación. En vista de que este cabezal difiere del ilustrado en la figura 1 a 3, solamente en lo que se refiere a la construcción del miembro auxiliar y de los trinquetes provistos sobre el mismo y la conexión del miembro auxiliar con el árbol de salida, se describirá a continuación solamente estas partes y su modo de cooperación. Aquellas partes que son idénticas a las partes del cabezal descrito con referencia a las figuras 1 a 3, están designadas con los mismos números de referencia.

En cada lado de dos discos interconectados 100 y 101, unidos rígidamente al árbol 17 mediante la chaveta 102, dos miembros auxiliares separados, cada uno de los cuales consiste de dos discos interconectados 103, 104, y 105, 106, respectivamente, pueden girar libremente alrededor del árbol de salida 17. Los dos discos 103 y 104 soportan un vástago axil 107 que pasa a través de una ranura 108 practicada en el disco 101 y a cuyo extremo está unido un resorte 109, cuyo otro extremo está asegurado a un perno 110 que está asegurado en los dos discos 100 y 101. El vástago 107 constituye también el pivote de un trinquete 111 en forma de "U" un brazo 112 del cual está adaptado para cooperar con los dientes de la rueda de trinquete 16, mientras que su otro brazo 112a, está adaptado para cooperar con un perno axil 113, asegurado en los discos 100 y 101. La parte central del trinquete en "U" 111 lleva un brazo 114, que coopera con un brazo 115 de un trinquete 116 (figura 5), cuya estructura es similar a la del trinquete 111 y que está so-



- 8 ENER 6

207136

portado por un perno 117 asegurado en los discos 105 y 106.

El perno 117 pasa a través de una abertura 118 practicada en el disco 100. El trinquete 116 posee una porción 119 capaz de relacionarse con los dientes de la rueda de trinquete 8 y una porción 119 capaz de relacionarse con el perno o vástago 113. Los dos trinquetes 111 y 116 están sometidos a la acción de un resorte de hoja 120 y 121 respectivamente, de manera tal que en las posiciones extremas de los trinquetes, los resortes los mantienen en las posiciones ocupadas, mientras que, cuando los trinquetes son invertidos los mismos pasan por una posición intermedia lábil. El perno 117, que constituye el eje de rotación para el trinquete 116, también está unido por un resorte 122 a los dos discos 100 y 101. En la condición no cargada del dispositivo de engranajes, que está ilustrada en la figura, el perno 113 está libre entre los brazos de los dos trinquetes en "U" en el lado de los discos 100 y 101. El trinquete 111 se relaciona con la rueda de trinquete 16 mientras que el trinquete 116 es levantado descansando su brazo 115 sobre el brazo 114 del trinquete 111. Bajo estas condiciones del dispositivo de engranajes el macho roscador 20 es impulsado por el árbol 5 por intermedio de las ruedas dentadas 9, 10, 12, 14, 15, el trinquete 111, perno 107, resorte 109 y los dos discos 100 y 101. Cuando actúa una sobrecarga sobre el macho roscador, se produce un desplazamiento relativo del miembro auxiliar, constituido por los discos 103 y 104 y los discos 100 y 101, inclusive el perno 113, sopor-

207136



talos sobre el árbol de salida 17. Entonces, debido a la
cooperación con el brazo izquierdo del trinquete 111 el per-
no 113 también llevará a este trinquete fuera de su posición
de acoplamiento con el diente de la rueda de trinquete 16,
5 siendo entonces girado el trinquete 116 por intermedio de
los brazos 114 y 115. La posición lábil de este trinquete,
que está determinada por el resorte 121, es ahora tal que
el trinquete 116 es hecho pasar por esta posición lábil an-
tes que el trinquete 111 ha sido separado completamente del
10 diente adyacente de la rueda de trinquetes 16. Si el trin-
quete 116 ha pasado por la posición lábil el resorte de ho-
ja 121 presiona al trinquete hacia adelante de modo que es-
te último coopera con la rueda de trinquete 8. Podría ocu-
rrir que en este instante un diente de la rueda de tringue-
15 te 16 no se relacione inmediatamente con el trinquete 116.
En este intervalo el trinquete 111 es levantado completamen-
te dado que el desplazamiento relativo del miembro auxiliar
103, 104 y de la salida continúa, después de lo cual el re-
sorte 120 asegura que el trinquete 111 asume aquella posi-
20 ción extrema en la cual el mismo está separado completamen-
te de la rueda de trinquete 16. Sin embargo aún si un dien-
te de la rueda de trinquete 8 se relaciona inmediatamente
con el trinquete accionado 116, el trinquete 111 es levan-
tado completamente, en vista de que la fuerza impulsora que
25 es transmitida por el trinquete 116 y el resorte 122 a la
salida provee entonces un aumento de la carga sobre la sa-
lida, lo que provoca que el desplazamiento relativo de la

207136

-8-



salida y del miembro auxiliar 103, 104, aumenta tan rápidamente, que el perno 113 destraba completamente al trinquete 111. La carga que actúa sobre la herramienta y que, al tornarse superior que el momento de torsión ejercido por el resorte 109 provocó un desplazamiento relativo del miembro auxiliar 103, 104 y de la salida, provoca el levantamiento del trinquete 111 y hace llevar al trinquete 116 a su posición operativa. Dado que en este caso también las ruedas de trinquete 8 y 16 tienen sentidos de movimientos opuestos, el macho roscador será girado en una dirección opuesta a la dirección inicial. Si la carga en esta nueva dirección de rotación resulta superior que el momento de torsión determinado por el resorte 122, el trinquete 116 será levantado de una manera similar, mientras que el trinquete 111 entrará nuevamente en función. En el cabezal ilustrado en las figuras 4 a 7 puede obtenerse una inversión del movimiento de rotación de la morsa que sujeta al macho roscador desde el exterior sea con la ayuda de un tope o manualmente, por medio de un vástago 46 que es desplazable en dirección axial desde una posición intermedia determinada por los resortes 57 y 58. Este vástago soporta dos trabadores o uñas 125 y 126 que están diseñadas para cooperar alternadamente con un disco 127 provisto de un resalto 128 que está asegurado al árbol de salida 17. Las uñas trabadoras 125 y 126 están unidas de una manera no ilustrada al vástago 46 de modo que las mismas pueden girar en sentidos opuestos alrededor de este vástago desde una posición ope-

207136



rativa y contra una fuerza elástica. La uña 125 por ejemplo puede girar en dirección contraria a las agujas del reloj (figura 5), de modo que si esta uña es llevada hacia el camino del resalto 128, la misma traba un movimiento del árbol 17 en sentido contrario a las agujas del reloj, pero permite una rotación de este árbol en dirección opuesta, en vista de que el resalto 128 empuja a la uña y luego pasa a, lo largo de la misma. Por otra parte, la uña 126 traba solamente un movimiento del árbol 17 en el sentido de rotación de las agujas del reloj, si, debido a un desplazamiento del vástago 46 esta uña es llevada hacia el camino del resalto 128.

Las figuras 8 a 14 ilustran una realización de un dispositivo de engranajes de funcionamiento automático de acuerdo con la presente invención que posee tres transmisiones distintas. La figura 15 es una representación esquemática de este dispositivo de engranajes.

El dispositivo comprende una caja 200 en la cual tres árboles 201, 202 y 203 están soportados en forma paralela. El árbol 201 constituye la entrada del dispositivo de engranajes y sobre el mismo están sentadas tres ruedas dentadas 204, 205 y 206; el diámetro de estas ruedas aumenta en el orden mencionado. El extremo de la derecha del árbol 202 está soportado en un cojinete constituido por una cavidad central de un piñón 207 que constituye la salida del dispositivo de engranajes. Por medio de chavetas, tres soportes de trinquetes 208, 209 y 210, de los cuales



207136

el último está provisto de dientes sobre su periferia, están fijados al árbol 202. Un buje de cada soporte de trinquete, que rodea el árbol 202, soporta giratoriamente una rueda dentada. A cada una de estas ruedas dentadas, designadas con las referencias 211, 212 y 213, está conectada una rueda de trinquete 214, 215 y 216 respectivamente. La rueda dentada 212 está relacionada con una rueda dentada 205 mientras que un trinquete 219 está adaptado para cooperar con la rueda de trinquete 215 unida a la rueda dentada 212. El trinquete 219 está soportado giratoriamente por un árbol 220 que está fijado al soporte de trinquete 209 que lleva giratoriamente la rueda dentada 212 unida a la rueda de trinquete 215. En forma similar el soporte de trinquete 210 lleva un árbol de trinquete 221 sobre el cual está montado giratoriamente un trinquete 222 que está adaptado para cooperar con la rueda de trinquete 216 que está acoplada, a través de una rueda dentada 213 a la rueda dentada 213.

Por medio de tres pares, conectados en serie, de resortes de distintas tensiones, el soporte de trinquete 210 está conectado a la salida 207 del dispositivo de engranajes. Entre el soporte de trinquete 210 y la porción izquierda 223 de la salida 207, construída en la forma de una rueda dentada, están montados giratoriamente sobre el árbol 202 dos discos sueltos 224 y 225. El soporte de trinquete 210 y el disco 224 están unidos entre sí por un juego de resortes 226 y 227 un extremo de cada uno de los cuales está asegurado a los pernos 228 y 229 respectivamen-

207136

-8E



te asegurados al soporte de trinquete 210 y que pasan a través de las ranuras 230 y 231 respectivamente, practicadas en el disco 224. Los otros extremos de los resortes 226 y 227 están asegurados a los pernos 232 y 233 respectivamente, cada uno de los cuales está asegurado al disco 224 y sobresale con respecto a un lado del mismo.

Un juego de resortes 235 y 236 está provisto entre los discos 224 y 225. Un extremo del resorte 235 está asegurado al perno 233 asegurado en el disco 224 y que pasa por una abertura 237 en el disco 225. El otro extremo del resorte 235 está asegurado a un perno 238 que está fijado en el disco 225 y que se extiende, sobre el otro lado del mismo, a través de una abertura 239 practicada en la rueda dentada 223. El resorte 236 conecta el perno 232, que pasa por una abertura 240 del disco 225, a un perno 241 asegurado al disco 225 y que pasa hacia el otro lado del mismo a través de una abertura 242 practicada en la rueda dentada 223.

El disco 225 está unido elásticamente de manera similar a la rueda dentada 223, en vista de que dos resortes 243 y 244 están asegurados a los pernos 238 y 241 respectivamente asegurados en el disco 225 y a dos pernos 245 y 246, asegurados en la rueda dentada 223. Todo el conjunto de resortes y discos entre el soporte de trinquete 210 y la rueda dentada 223 (formando esta última parte integrante del piñón de salida 207 del dispositivo de engranajes) constituye un acoplamiento elástico que permite



207136

8 EN 5

al soporte de trinquete 210 desplazarse relativamente con respecto a la rueda dentada 223, actuando contra este movimiento una fuerza elástica. En el caso de una rotación en el sentido de las agujas del reloj (figuras 9, 13, 14), una rotación tal del soporte de trinquete son respecto a la rueda dentada 223, se produce en tres etapas sucesivas. Primeramente será estirado aquel par de resortes cuyo momento de torsión es el más reducido, debido a la tensión elástica que retienen, en la posición inoperativa de los pernos (que son desplazables en una ranura) en la posición de extrema izquierda. Este estiramiento termina cuando los pernos, a los cuales están unidos estos resortes, no pueden desplazarse más en las correspondientes aberturas en formas de ranuras en la parte adyacente. Luego se torna operativo aquel par de resortes cuyo momento de torsión es superior que el del primer par pero inferior que el del tercer par de resortes. Consecuentemente el momento de torsión que resulte necesario para obtener este desplazamiento relativo del soporte de trinquete 210 y de la rueda dentada 223 aumenta gradualmente; de acuerdo con la tensión de los resortes este aumento puede producirse aún a saltos.

El soporte de trinquete 208 lleva giratoriamente una rueda dentada 260 selectora de trinquetes que está provista de una abertura en forma de ranura 261 a través de la cual pasa el árbol 217 del trinquete 218. El trinquete 218 está provisto de un perno 262 que pasa a través de una abertura 263 practicada en la rueda selectora de trinquetes



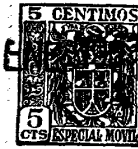
- 8

207136

260 presentando esta ranura un ensanchamiento radial local
264 que se extiende hacia el exterior. Alrededor del ár-
bol 217 está arrollado un resorte helicoidal 265 que está
asegurado al trinquete 218 al cual presiona con su extremo
5 izquierdo (figura 10) hacia la rueda de trinquete 214.
Juntamente con el perno 262 el borde de la abertura 263
impide que el trinquete 218 coopere con la rueda de trin-
quete 214 si la rueda selectora de trinquete 260 no asume
una posición tal con respecto al soporte de trinquete 208
10 que el perno 262 es capaz de desplazarse hacia el exterior
en el ensanchamiento 264 de la ranura 263.

Los soportes de trinquete 209 y 210 también
están provistos de ruedas dentadas giratorias selectoras
de trinquetes 266 y 267 respectivamente mediante las cua-
15 les los trinquetes 219 y 222, soportados por estos sopor-
tes de trinquetes, son gobernadas de una manera similar
por medio de pernos 270 y 271 respectivamente pasando es-
tos pernos a través de las aberturas en forma de ranuras y
ensanchadas localmente 268 y 269 respectivamente, practi-
20 cadas en las ~~ruedas~~ ruedas dentadas selectoras de trinquetes co-
rrespondientes. Los ensanchamientos de las aberturas en
forma de ranuras, que están provistos para posibilitar a
los trinquetes la cooperación con sus ruedas de trinquetes
asociadas bajo la acción de los resortes helicoidales no
25 mostrados que actúan sobre los mismos están designados por
272 y 273 y tienen posiciones diferentes en las ranuras.
Las tres ruedas selectoras de trinquetes 260, 266 y 267

207136



de diámetros iguales, están relacionadas con las ruedas dentadas 274, 275 y 276, cada una de las cuales está unida al árbol 203 por medio de sendas chavetas.

Alrededor del referido árbol 203 está montada giratoriamente una rueda dentada 277 del mismo diámetro que las ruedas dentadas 274, 275 y 276 y que se relaciona con el soporte de trinquete 210 cuyo diámetro es igual al de las ruedas selectoras de trinquete 260, 266 y 267. Una rueda de trinquete 278, que posee dientes rectangulares 279, forma parte integrante de la rueda dentada 277. Con esta rueda de trinquete puede cooperar un trinquete 280 soportado por un eje 281 montado giratoriamente en un soporte 282 asegurado a un buje 294 dispuesto sobre el árbol 203. Una prolongación del árbol de trinquete 281 pasa a través de una ranura 283 practicada en un disco 284 y a través de una ranura 285 en un disco 286 estando soportado giratoriamente ambos discos por el buje 294, y estando acoplados entre sí por medio de un resorte de tensión 287 que une el perno 288 asegurado al disco 286 con el perno 289 asegurado al disco 284. Las ranuras 283 y 285 se extienden en direcciones opuestas con respecto a aquella parte en la cual el árbol 281 está ubicado en la posición ilustrada en la figura 9. Cada uno de los discos 284 y 286 está provisto de un segundo rebajo en forma de ranuras 290 y 291 respectivamente a través de la cual pasa un perno 292 que está asegurado a una rueda dentada 293 que también está soportada giratoriamente por el buje 294 y que está relacionada con



1953

207136

la rueda dentada 223. Los diámetros de las ruedas dentadas 277 y 293 son iguales.

5 El buje 294 que está montado desplazablemente a lo largo del buje 203 pero que no puede girar con respecto a este árbol es presionado contra un resalto 296 del árbol 203 por medio de un resorte helicoidal 295 que descansa sobre la pared de la derecha de la caja 200. Por medio de una perilla 297 asegurada al buje 294, este último puede ser desplazado hacia la derecha contra la acción del resorte 295 de modo que el trinquete 280 es separado de la 10 rueda de trinquete 278 y la rueda dentada 293 es separada de la rueda dentada 223. En esta posición todo el conjunto de elementos soportados por el buje 294, juntamente con el árbol 203 y las ruedas selectoras de trinquete 274, 275 15 y 276 conectadas al mismo, puede ser girado independientemente de las ruedas 210 y 223. Si la perilla 279 es soltada luego, el trinquete 280 se relaciona, en su nueva posición, con la rueda dentada 278 y la rueda dentada 293 coopera con la rueda dentada 223 del piñón de salida del dispositivo de engranajes. 20

Entre los discos 284 y 286 e-está montado sobre el árbol de trinquete 281 un brazo 300, en cuyo extremo está provisto un perno 301 que coopera con los bordes de los discos 284 y 286. Cada uno de estos discos posee un rebajo 25 jo 302 y 303 respectivamente con bordes inclinados 304 y 305 respectivamente, presentando las inclinaciones de estos bordes direcciones opuestas. En la posición normal el perno 301

207136



está bajo la acción de un resorte (no mostrado) que actúa sobre el trinquete 208 ubicado en la parte más profunda de los dos rebajos y en esta posición el trinquete 280 coopera con la rueda de trinquete 278.

5

El dispositivo comprende además un embrague de rueda libre entre el árbol 202 y una parte 307 que está asegurada rígidamente a la caja 200. Este embrague de rueda libre que comprende los rodillos 308 alojados en rebajos de fondo inclinado provistos en una parte 306 unida rígidamente al árbol 202, impide una rotación del árbol 202 en la dirección contraria a las agujas del reloj, visto desde la izquierda en la figura 8. Con un desplazamiento relativo del soporte de trinquete 210 y de la salida 223 en grado tal que el embrague impulsor, constituido por el trinquete 218 y la rueda de trinquete 214 es desacoplado de una manera que se describirá más detalladamente más adelante, el embrague de rueda libre provee que el árbol 202 no pueda retroceder bajo la acción de la unión elástica entre la parte 210 y la rueda dentada 224. El funcionamiento de este dispositivo de engranajes ilustrado en las figuras 8 a 14, será explicado ahora con referencia a la figura esquemática 15 que ilustra el principio del dispositivo de engranajes.

Se supone que la salida 207 no está cargada y que el trinquete 280 se encuentra en el rebajo 310 en la periferia de la rueda de trinquete 278. En este caso las posiciones de las ruedas selectoras de trinquetes 261, 266 y 267, con respecto a los soportes de trinquetes 208, 209 y

25



207136

210 son tales que el trinquete 222 ocupa la posición operativa mientras que los trinquetes 218 y 219 son separados de las ruedas de trinquete asociadas debido a las posiciones que los pernos de estos trinquetes ocupan en las ranuras de las correspondientes ruedas selectoras de trinquetes. Consecuentemente la entrada y la salida del dispositivo de engranajes están acoplados entre sí por medio de las ruedas dentadas 206 y 213, el trinquete 222 el soporte de trinquete 210 y el embrague elástico formado por los pares de resortes provistos entre el soporte de trinquetes 210, los discos 224, 225 y la salida. Debido al diámetro grande de la rueda dentada 206 y el diámetro reducido de la rueda 213, y cuando el árbol de entrada 201 es impulsado, el piñón de salida girará con una velocidad mayor que en el caso si la salida fuera impulsada de una manera similar a través de la rueda dentada 205, la rueda 212, la rueda de trinquetes 215, trinquetes 219, soporte de trinquete 209, árbol 202, soporte de trinquetes 210, etc., o por intermedio de las ruedas dentadas 204 y 211, rueda de trinquete 214 trinquete 218, soporte de trinquete 208, árbol 202, etc.

Se supone ahora que la torsión ejercida por la tensión de los resortes 226 y 227 es menor que la torsión de los resortes 235 y 236, siendo esta última torsión inferior que la torsión ejercida por los resortes 243 y 244. Si actúa una carga sobre la salida 207 y si esta carga es superior que la torsión ejercida por los resortes 226 y 227, la fuerza impulsora hará girar el árbol 202 con el soporte de trin-

207136



quetes 210 en el sentido de rotación con respecto a la rueda dentada de salida 223, sentido de rotación este que corresponde al de las agujas del reloj para el árbol 202 en la figura 9, desplazándose entonces los pernos 228 y 229 hacia los otros extremos de las ranuras 230 y 231. Este desplazamiento relativo del soporte de trinquetes 210 y de la rueda dentada 223 da por resultado un desplazamiento relativo de la rueda dentada 277 y del trinquete 280, que se relaciona por una parte con la rueda de trinquete 278 y de la rueda 293 sobre el árbol 203, que está relacionado con la rueda dentada 223. Debido a este desplazamiento que significa una rotación en el sentido contrario a las agujas del reloj (figura 9) de la rueda de trinquete 278 con el trinquete 280 y sus soportes 282, con respecto al perno 292, el disco 284 es arrastrado por el árbol de trinquetes 281, con lo que es estirado el resorte 287. El disco 286 es trabado por el perno 292 sobre la rueda 293. Cuando la rueda de trinquete 278 sigue girando más con respecto a la rueda 293, el borde inclinado 305 del rebajo 303 en el disco 286, que es retenido por el perno, presiona el perno 301 radialmente hacia afuera de modo que el trinquete 280 es separado de la rueda de trinquetes 278 después de un desplazamiento relativo determinado de esta rueda de trinquetes y de la rueda 293. Dado que ahora es interrumpida la conexión entre la rueda de trinquete 278 y el árbol 203, el soporte 282 salta hacia atrás con respecto a la rueda 23, debido a la contracción del resorte



2 71 36

287. Entonces el trinquete 280 se relaciona nuevamente con la rueda de trinquetes 278 y penetra en el rebajo 311. En este instante el árbol 203 ha girado dentro de un ángulo que corresponde al ángulo entre los rebajos 310 y 311 con respecto a la rueda dentada 277 impulsada por el soporte de trinquete 210; esta rotación es transmitida a través de las ruedas dentadas 274a 276, a las ruedas selectoras de trinquetes 260, 266 y 267. Esta rotación de las ruedas selectoras de trinquetes que, en las figuras 10, 11 y 12 se efectúa en el sentido contrario a las agujas del reloj con respecto a los soportes de trinquetes y sus trinquetes causa un desplazamiento de las ranuras 263, 268 y 269 en las ruedas selectoras de trinquetes con respecto a los pernos unidos a los trinquetes 218 y 219 y 222. Así el trinquete 222 es levantado, mientras que el trinquete 219, bajo la acción del resorte helicoidal, coopera con la rueda de trinquetes 215 dado que la rotación es tal que ahora en el ensanchamiento 272 de la ranura 268 en el área del perno 270 se desplaza hasta llegar al trinquete 219. En este instante el piñón de salida 207 es impulsado por medio de la rueda dentada 205 sobre el árbol 201, las ruedas 212 y 215 que forman una sola pieza, el trinquete 219, el soporte de trinquete 209, el árbol 202, el soporte de trinquete 210 etc. Debido a la diferencia de los diámetros de las ruedas dentadas 206 y 205 y las ruedas dentadas 213 y 212 que se relacionan con las primeras, ha variado ahora la relación de transmisión entre la entrada y la salida. Si la carga que actúa sobre la salida 207, aumenta aún más la carga, llegará a ser igual,

- 8 EN



1953

207136

en cierto instante, al momento de torsión ejercido por los resortes 235 y 236. Estos resortes serán estirados ahora, de modo que se produce nuevamente una rotación relativa del soporte de trinquetes 210 con el árbol 202 y la rueda dentada 223 de la salida, desplazándose entonces los pernos 232 y 233, asegurados en el disco 224 en las ranuras 237 y 240 practicadas en el disco 225. De una manera similar a la descrita primeramente se produce un desplazamiento relativo del soporte de trinquetes 210 y de la rueda dentada 223, por lo que el trinquete 280 es levantado para salir del rebajo 311 y entra en el rebajo 312. Así las ruedas dentadas 274, 275 y 276 nuevamente serán hechas girar dentro de un ángulo determinado con respecto a la rueda 277 de modo que las ruedas selectoras de trinquetes 260, 266 y 267 son también giradas en la dirección inicial con respecto a los correspondientes soportes de trinquetes. Debido a esta última rotación, el trinquete operativo 219 es levantado, mientras que el trinquete 218, debido a la nueva posición del ensamblamiento 264 con respecto al perno 262, entra en la rueda de trinquetes 214. El trinquete 222 permanece en la posición levantada. Con esto ha variado nuevamente la relación de engranajes entre la entrada y la salida del dispositivo de engranajes, entre la entrada y la salida del dispositivo de engranajes, de modo que con una velocidad constante de la entrada, ha sido reducida nuevamente la velocidad de la salida.

Si sigue aumentando la carga que actúa sobre

207136



la salida, de modo que también los resortes 244 y 243 son
estirados y aumenta la relación relativa del soporte de
trinquetes 210 y de la rueda dentada 223, de salida, el
trinquete 280 será levantado nuevamente y penetra en el
5 próximo rebajo 313 de la rueda de trinquete 278. Debido
a este cambio las ruedas selectoras de trinquetes 260, 266
y 267, son giradas nuevamente, de modo que el trinquete 218
es levantado, mientras que los trinquetes 219 y 222 perma-
necen en sus posiciones levantadas. En vista de que la co-
10 nexión entre el árbol 202 y 201 permanece completamente in-
terrumpida, el acoplamiento elástico constituido por los re-
sortes entre el soporte de trinquetes 210 y la rueda denta-
da de salida 223 tiende a hacer girar hacia atrás al árbol
202 con las partes soportadas por el mismo. Sin embargo
15 esto es impedido por el embrague de rueda libre que está
dispuesto entre este árbol y la caja 200 y constituido por
los elementos 306, 307 y 308. Consecuentemente, los resor-
tes en dicho acoplamiento elástico permanecen estirados,
de modo que el árbol de salida 207 permanece todavía some-
20 tido a un momento de torsión en la dirección de rotación
inicial.

Si por una razón cualquiera, la carga que ac-
túa sobre la salida cae por debajo del momento de torsión
ejercido por los resortes 235 y 236 estos últimos harán gi-
25 rar a la salida en la dirección de rotación inicial con res-
pecto al soporte de trinquetes estacionario 210 y el árbol
202 acoplado al mismo. Durante esta rotación que significa

207136



una rotación en el sentido de las agujas del reloj (figura 9) de la rueda dentada 293, el perno 292 hace desplazar al disco 284 en sentido contrario a las agujas del reloj, mientras que el árbol de trinquetes 281 permanece estacionario y el disco 286 es trabado. Debido a la rotación del disco 284 el perno 301 es presionado radialmente hacia el exterior por el borde inclinado 305 del rebajo 302 de modo que el trinquete 280 es levantado. Tan pronto como el trinquete es separado de la rueda de trinquetes 278, el resorte 287 se contrae de modo que el disco 286 sigue al disco 284 y el árbol 203 es hecho girar con respecto a la rueda 277 con la rueda de trinquete 278. Entonces el trinquete 280 penetra en el rebajo 312 y trava al árbol ~~203~~ nuevamente con respecto a la rueda dentada 277. La rotación del árbol 203 ha producido una rotación de retroceso de las ruedas selectoras de trinquetes 260, 266 y 267 con respecto a los soportes de trinquetes asociados con los trinquetes 218, 219 y 222 en grado tal que el trinquete 218 se relaciona nuevamente con la rueda de trinquetes 214 de modo que es restablecida la conexión entre el árbol de entrada y el árbol de salida.

Si la carga que actúa sobre la salida decrece en grado tal que también los resortes 235 y 236 pueden ocupar nuevamente las posiciones iniciales, la disminución en el desplazamiento relativo del soporte de trinquetes 210 y de la salida 223, 207, nuevamente da por resultado una conmutación del trinquete 280 que penetra en el rebajo 311 de

207136



la rueda de trinquetes 278. Entonces el trinquete 18 es
desacoplado y el trinquete 19 es acoplado. Si finalmente
la carga que actúa sobre la salida decrece por debajo del
momento de torsión ejercido por los resortes 226 y 227, la
5 rotación relativa del soporte de trinquetes 210 con el ár-
bol 202 y del árbol de salida 207 con la rueda dentada 223
es neutralizada completamente, entrando el trinquete 280
nuevamente en el rebajo 310 de una manera que resultará
evidente ahora, de modo que el trinquete 219 es levantado
10 y el trinquete 222 pasa a su posición operativa. Así que-
da restablecida completamente la condición de la cual se
ha partido.

Al describirse el dispositivo de engranajes
ilustrado en las figuras 9 a 15 se ha supuesto que en la posi-
15 ción de descanso, es decir en la condición no cargada del
dispositivo el trinquete 280 estaba alojado en el rebajo
310 de la rueda de trinquete 278. En esta posición las rue-
das selectoras de trinquetes 260 y 266, mantienen a los trin-
quetes 218 y 219 en sus posiciones levantadas, mientras el
20 trinquete 222 es operativo. La velocidad del piñón de sa-
lida 207 es máxima en este instante. Podría ser deseable
reducir la velocidad del árbol 207. Esto puede obtenerse
colocando otro engranaje entre el árbol 201 y la salida.
Por medio de la perilla 297 que permite desplazar el buje
25 294 primeramente en sentido axial hacia la derecha y luego
hacerlo girar, el trinquete 280 puede ser llevado hacia uno
de los otros rebajos de la rueda de trinquete 278, ocupando



207136

las ruedas selectoras de trinquetes 260, 266 y 267, otra
posición con respecto a los soportes de trinquetes asocia-
dos, de modo que de acuerdo con el rebajo hacia el cual es
llevado el trinquete 280 otro de los trinquetes 218 y 219,
5 o ninguno de ellos es ocupado. Si por ejemplo el trinquete
280, es llevado hacia el rebajo 312, en esta condición del
dispositivo el trinquete 218 coopera con la rueda de trin-
quetes 214, mientras que los trinquetes 219 y 222 permane-
cen levantados. Si en esta condición, actúa sobre la sali-
10 da una carga con un momento de torsión superior que el ejer-
cido por los resortes 226 y 227, se produce una rotación
relativa de las partes 210 y 223 y la misma es transmiti-
da por las ruedas dentadas 277 y 293 al conjunto formado
por el trinquete 280 y los discos 284 y 286. Así el trin-
15 quete 280 es desplazado desde el rebajo 312, de modo que
en la manera descrita anteriormente el trinquete 218 es le-
vantado y el embrague de rueda libre entre el árbol 202 y
la caja 200 se torna operativo y mantiene interrumpida la co-
nexión entre la entrada y la salida del dispositivo hasta
20 que debido a una reducción de la carga sobre la salida, la
salida gira en la dirección inicial de rotación bajo la ac-
ción de los resortes 226 y 227 y el trinquete 218 se torna
nuevamente operativo.

En las realizaciones del dispositivo de engr-
25 najes de acuerdo con la presente invención descritas ante-
riormente, los embragues impulsores entre los distintos en-
granajes y el miembro auxiliar o los miembros auxiliares es-

207136



tán formados por trinquetes. Sin embargo, como alternativa, pueden usarse otros embragues tales como por ejemplo embragues de cinta, embragues de uña, embragues de plato y embragues electromagnéticos. Como los embragues del tipo mencionado
5 último, el desplazamiento relativo del miembro auxiliar o de los miembros auxiliares y de la salida puede ser aprovechado para la conmutación de interruptores eléctricos por medio de los cuales son controlados los embragues.

10 El dispositivo de engranajes de acuerdo con la presente invención que posee una pluralidad de tapas del tipo usado en las realizaciones ilustradas en las figuras 8 a 15, puede ser utilizado en vehículos con ruedas impulsoras y en dispositivos elevadores. De hecho la presente
15 invención se refiere a una caja de engranajes automática, en la cual el cambio de un engranaje hacia el otro se efectúa de acuerdo con la carga que actúa sobre el dispositivo y por lo tanto sobre el mecanismo impulsor. Esto puede presentar ventajas con respecto a las cajas de engranajes automáticas convencionales usadas en vehículos, en los que el
20 cambio se efectúa de acuerdo con la velocidad de rotación.

Como alternativa un dispositivo de engranajes de etapas múltiples de acuerdo con la presente invención puede construirse de manera tal que el cambio automático en la relación de desmultiplicación sea posible para
25 la dirección de movimiento hacia delante así como para la opuesta.

207136



Aparte de poderse emplear el dispositivo de engranajes de acuerdo con la presente invención en aparatos elevadores, debe mencionarse su uso en puentes de carga móviles del tipo que se emplea frecuentemente para la descarga de buques. Tal puente de carga está ilustrado esquemáticamente en la figura 16. Frecuentemente es necesario levantar la parte extrema 400 del puente de carga 401 que se extiende por encima del buque que debe ser cargado o descargado con el fin de permitir que el puente de carga pase a lo largo de un mástil, el puente del buque u otro obstáculo. Esta pieza terminal es levantada haciéndola girar alrededor de un árbol horizontal 402 ubicado en la unión de la misma con la parte restante del puente. La fuerza que se necesita para este fin varía considerablemente con la posición de la pieza terminal, dado que el momento ejercido por la fuerza de gravitación disminuye fuertemente con la posición más empinada de la pieza terminal. Con el fin de llevar al mínimo la pérdida de tiempo que involucra el levantamiento de esta pieza terminal, es ventajoso adaptar la velocidad de elevación a la fuerza elevadora disponible. Esto puede efectuarse automáticamente al hacer accionar el tambor elevador u otra parte 403, que mueve a la pieza terminal, por medio de un dispositivo de engranajes de etapas múltiples de acuerdo con la presente invención.

Esta solicitud, que corresponde a la presentada en Holanda, el 11 de Enero de 1952, bajo el Número 166.621, se acoge a los beneficios del artículo 51 del vi-



gente Estatuto Ley sobre Propiedad Industrial.

---- N O T A ----

Los puntos de invención propia y nueva que se
presentan para que sean objeto de esta Patente de Invención
5 en España, son los siguientes:

1º. Dispositivo de engranajes con cambio auto-
mático de la relación de transmisión entre la entrada y la
salida, caracterizado por el hecho de que a la entrada es-
tá acoplada, a través de una pluralidad de engranajes distin-
10 tos, a una pluralidad de partes impulsoras, cada una de las
cuales puede ser acoplada a través de un embrague conmuta-
ble separado (embrague impulsor), a un miembro auxiliar, que
está conectado a la salida de una manera elástica tal que,
siendo impulsada la salida a través de un embrague impulsor
15 y siendo cargada en exceso de un valor límite determinado
por la conexión elástica del miembro auxiliar con la salida,
el miembro auxiliar correspondiente es desplazado por la



fuerza impulsora que proviene de la entrada, con respecto a la salida contra la acción de la conexión elástica, estando provistos medios capaces de desacoplar el embrague impulsor operativo, cuando el desplazamiento relativo del miembro auxiliar y de la salida varía, siendo conectado otro embrague impulsor.

2º. Dispositivo de engranajes de acuerdo con la reivindicación 1, con la particularidad de que los engranajes dispuestos entre la entrada y por lo menos dos de las partes impulsoras son tales que los movimientos de las dos partes impulsoras son de sentidos opuestos.

3º. Dispositivo de engranajes de acuerdo con las reivindicaciones 1 o 2, con la particularidad de que embragues impulsores están provistos entre los varios elementos impulsores y el mismo miembro auxiliar.

4º. Dispositivo de engranajes de acuerdo con la reivindicación 3, que posee solamente dos partes impulsoras que se mueven en sentidos opuestos, con la particularidad de que los elementos de acoplamiento que deben ser desplazados para la conexión o la desconexión de los dos embragues impulsores están unidos por un elemento conector, estando adaptado este último y dichos elementos de acoplamiento que deben ser desplazados para ocupar dos posiciones extremas, en una de las cuales un embrague impulsor está conectado mientras que el otro está desconectado, mientras que en la otra posición extrema, el último embrague está conectado y el primero está desconectado.

207136



5 5º. Dispositivo de engranajes de acuerdo con la reivindicación 4 con la particularidad de que el elemento conector está acoplado a la salida por medio de una conexión que tiene tanto juego libre que el elemento conector puede ocupar una u otra posición extrema si el miembro auxiliar y la salida no han sido desplazados uno con respecto al otro.

10 6º. Dispositivo de engranajes de acuerdo con la reivindicación 4 ó 5, con la particularidad de que los elementos de embrague móviles y el elemento conector son mantenidos en posiciones extremas por fuerzas de resortes y que la acción de estos resortes es tal que, durante la transición de una posición extrema hacia la otra se pasa por una posición intermedia lábil.

15 7º. Dispositivo de engranajes de acuerdo con la reivindicación 6, con la particularidad de que la acción de resorte es obtenida por medio de por lo menos un resorte basculante que se relaciona con los elementos de acoplamiento y el elemento conector, estando asegurado un extremo de este resorte a la salida, siendo desplazado este punto de conexión, para un desplazamiento relativo del miembro auxiliar y de la salida como resultado de una variación de la carga, de una manera tal, que la posición lábil de los elementos de acoplamiento y del elemento conector es desplazada en la dirección de aquella posición extrema que
20 25 estos elementos ocupan en aquel instante.

8º. Dispositivo de engranajes de acuerdo con

207136⁻⁸



las reivindicaciones 1 y 2, que poseen solamente dos partes impulsoras que se mueven en sentidos opuestos, con la particularidad de que los embragues impulsores acoplan una parte impulsora con un miembro auxiliar elástico separado, conectado a la salida, cooperando los elementos de acoplamiento del embrague impulsor entre sí de una manera tal que, cuando un embrague impulsor es desconectado por la salida, el elemento de acoplamiento del mismo acciona al elemento de acoplamiento de otro embrague impulsor hacia su posición operativa antes de que el elemento de acoplamiento mencionado en primer término se haya desplazado en grado tal que ha sido desconectado el correspondiente embrague impulsor.

9°. Dispositivo de engranajes de acuerdo con las reivindicaciones 4 a 8, con la particularidad de que comprende medios trabadores de la salida controlables desde el exterior y capaces de trabar la salida alternadamente para una y para la opuesta dirección de movimiento.

10°. Dispositivo de engranajes de acuerdo con la reivindicación que antecede, con la particularidad de que los medios trabadores para la salida están constituidos por dos uñas trabadoras montadas separadamente sobre un vástago acondicionado para ser desplazado en dirección axial, siendo capaces dichas uñas de cooperar alternadamente, al ser desplazado el vástago contra una fuerza de resorte, por una parte separada que está acoplada a la salida a través de un embrague de rueda libre, siendo operativos aquellos embragues entre las dos partes separadas y la

207136^{8 FNE.}



salida en sentidos de movimiento opuestos.

11º. Dispositivo de engranajes de acuerdo con la reivindicación 9, con la particularidad de que los medios trabadores para la salida están formados por dos uñas trabadoras montadas a cierta distancia sobre un vástago desplazable contra la fuerza de resorte, estando acondicionadas dichas uñas para cooperar alternadamente con el mismo retén sobre la salida y estando soportadas dichas uñas gítratoriamente por el vástago de una manera tal que las mismas pueden trabar la salida para direcciones opuestas.

12º. Dispositivo de engranajes de acuerdo con la reivindicación 3, que comprende dos o más partes impulsoras que se mueven en la misma dirección, con la particularidad de que la conexión elástica entre el miembro auxiliar y la salida está constituida por la conexión serie de resortes de tensiones distintas y cada una de las cuales, debido a medios trabadores, puede ser estirado dentro de cierta extensión solamente.

13º. Dispositivo de engranajes de acuerdo con la reivindicación 12, con la particularidad de que a la salida está acoplado un miembro selector que coopera con los elementos de acoplamiento móviles de los embragues impulsores y los conecta uno después del otro, cuando el miembro selector se desplaza en relación al miembro auxiliar debido a un desplazamiento relativo de este último y de la salida siendo desconectado cada vez el embrague impulsor conectado inicialmente.

207136



14°. Dispositivo de engranajes de acuerdo con la reivindicación 13, con la particularidad de que entre el miembro selector y el miembro auxiliar está provisto un dispositivo trabador controlable que es operativo en cada posición del miembro con respecto al miembro auxiliar, en la cual es conectado un embrague impulsor, estando conectado el miembro selector a la salida a través de un embrague elástico que funciona en direcciones opuestas, estando provistos medios capaces de interrumpir la trabazón después de un desplazamiento relativo determinado del miembro selector que está trabado con respecto al miembro auxiliar de modo que bajo la acción del acoplamiento elástico que conecta el miembro selector con la salida, el miembro selector es desplazado a saltos con respecto al miembro auxiliar, desconectando este desplazamiento al embrague impulsor operativo y conectando al embrague impulsor siguiente.

15°. Dispositivo de engranajes de acuerdo con las reivindicaciones 13 ó 14, con la particularidad de que la posición de descanso del miembro selector con respecto a la salida puede ajustarse de una manera tal que, en la condición no cargada del dispositivo, un embrague impulsor elegido a voluntad será mantenido en la posición operativa mediante el ajuste de la posición del miembro selector.

16°. Dispositivo de engranajes de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones 12 a 15, con la particularidad de que entre el miembro auxiliar y una parte estacionaria del dispositivo está provisto un dispositivo trabador que trava al



207136

miembro auxiliar contra un movimiento inverso, después que haya sido conectado en sucesión el último de los embragues impulsores con un aumento de carga y debido a un desplazamiento relativo mayor de la salida, siendo interrumpida esta trabazón cuando el desplazamiento relativo disminuye debido al movimiento de la salida con respecto al miembro auxiliar trabado, provocando este movimiento también la nueva conexión del último embrague impulsor.

17°. Dispositivo de engranajes de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones 12 a 16, con la particularidad de que los medios de control de los embragues impulsores son tales, que al aumentar el desplazamiento relativo del miembro auxiliar y de la salida, son conectados sucesivamente embragues impulsores que cooperan con partes impulsoras cuya velocidad es inferior que la de la parte precedente, mientras que con una disminución del desplazamiento relativo los embragues impulsores son conectados sucesivamente en el orden inverso.

18°. Dispositivo de engranajes de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones que preceden, con la particularidad de que las partes impulsoras están constituidas por ruedas de trinquete y los elementos de acoplamiento móviles de los embragues impulsores están constituidos por trinquetes giratorios que están soportados por un miembro auxiliar.

19°. Un dispositivo de engranajes automáticamente variable.

Tal y como se ha descrito en la Memoria que

207136²



antecede, ilustrado en los dibujos que se acompañan y para los fines que se han especificado.

Esta Memoria consta de cuarenta y siete hojas y la presente, escritas a máquina por una sola cara.

Madrid

25 MAR. 1953

P. A.

Alberto de Elzaburu

Por Poder.

M/L/L.



207136

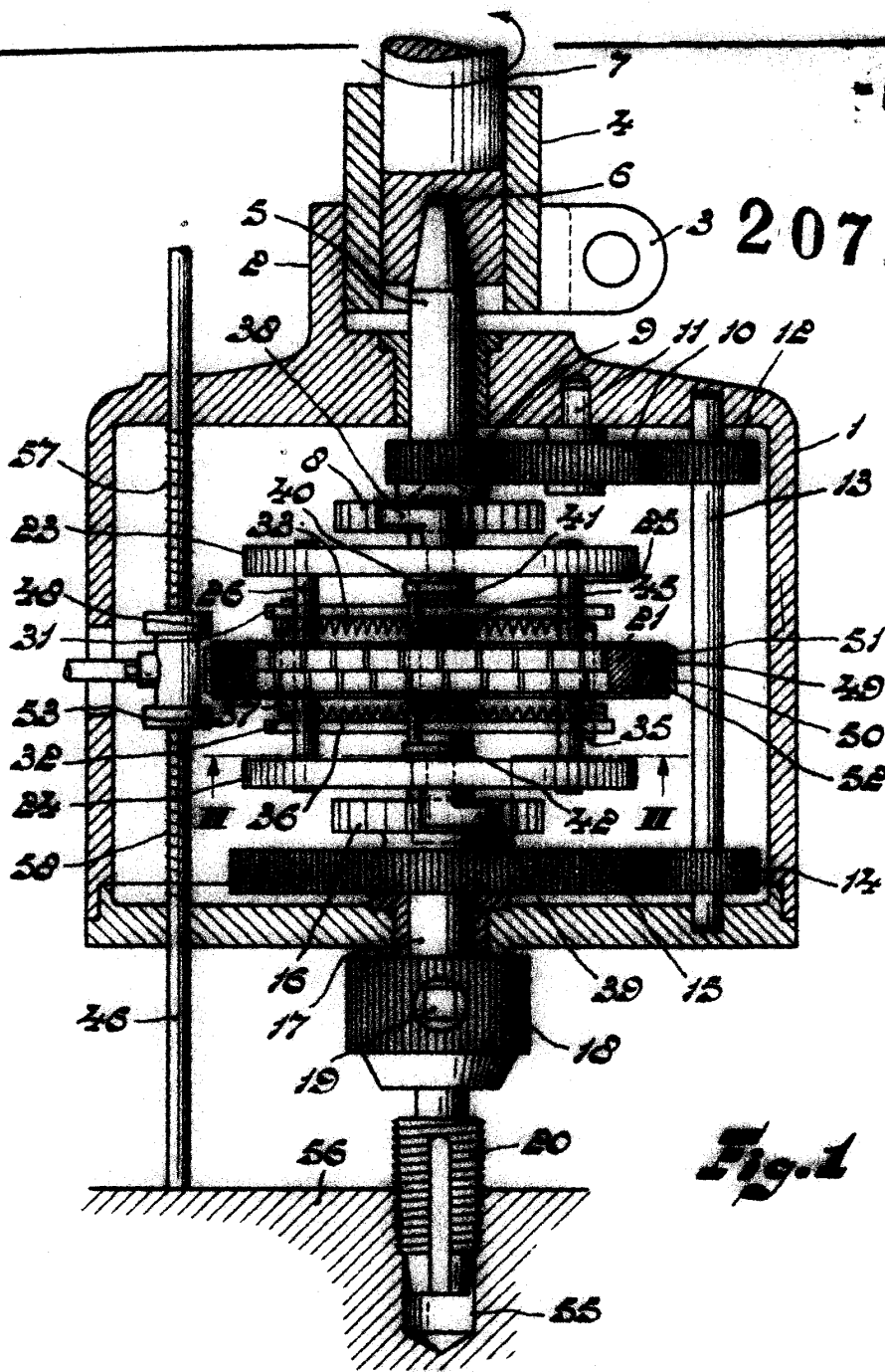


Fig. 1

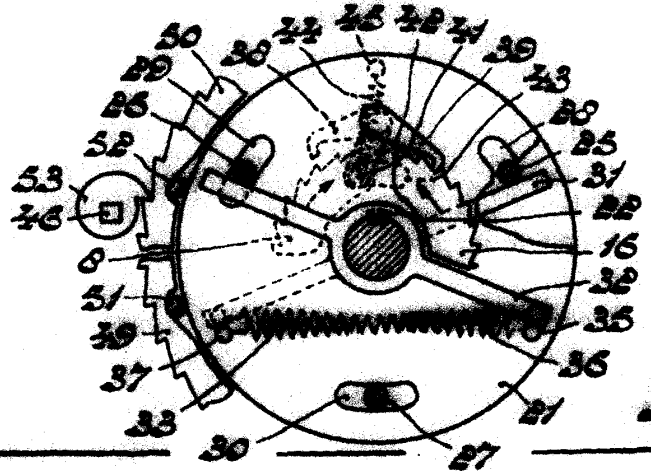


Fig. 2

Alberto de Elizaburu
Por Madrid



207136

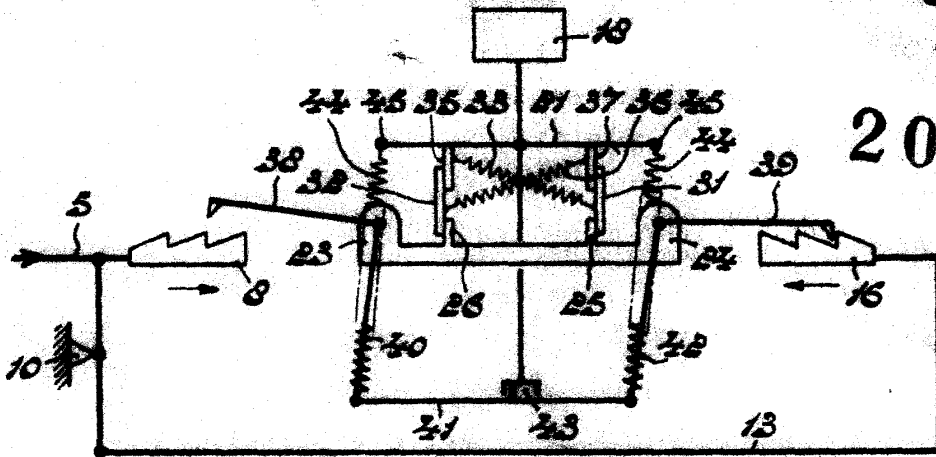


Fig. 3

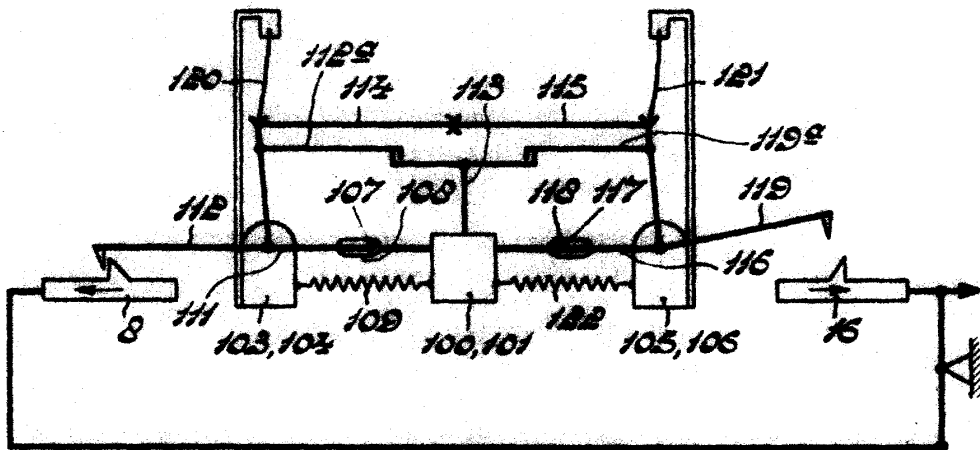


Fig. 7

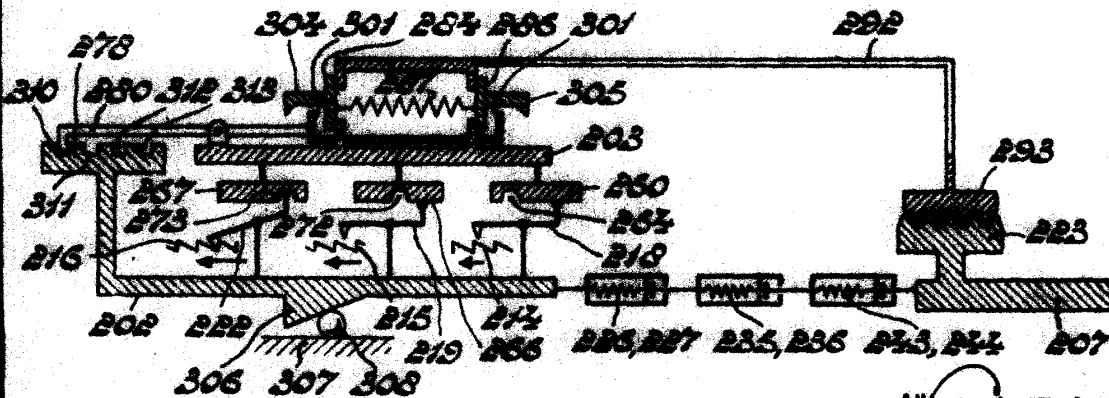
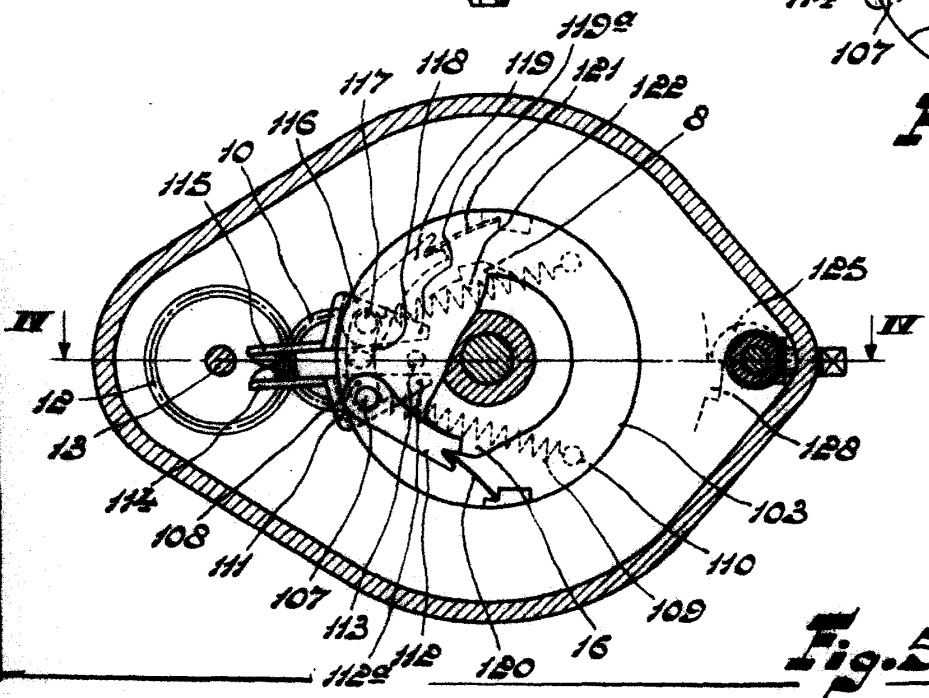
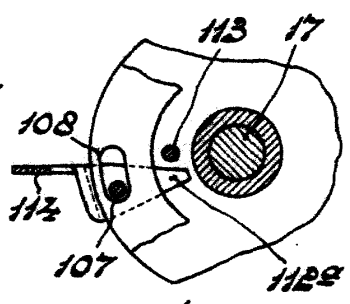
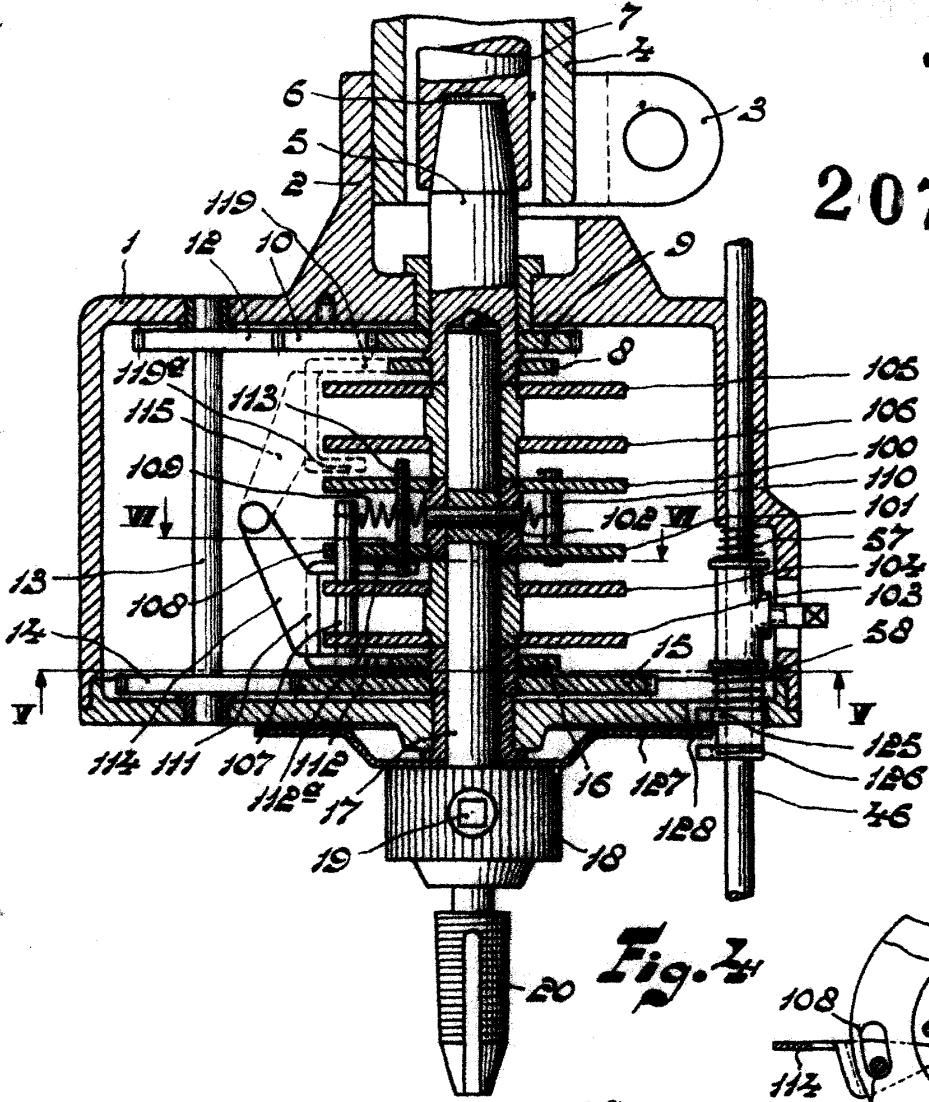


Fig. 15

Alberto de Elzabur
Por Patente

8 ENE. 1915
5 CENTIMOS
CASA ESPECIAL MOVIL

207136



Alberto de Cisar
Por Autor

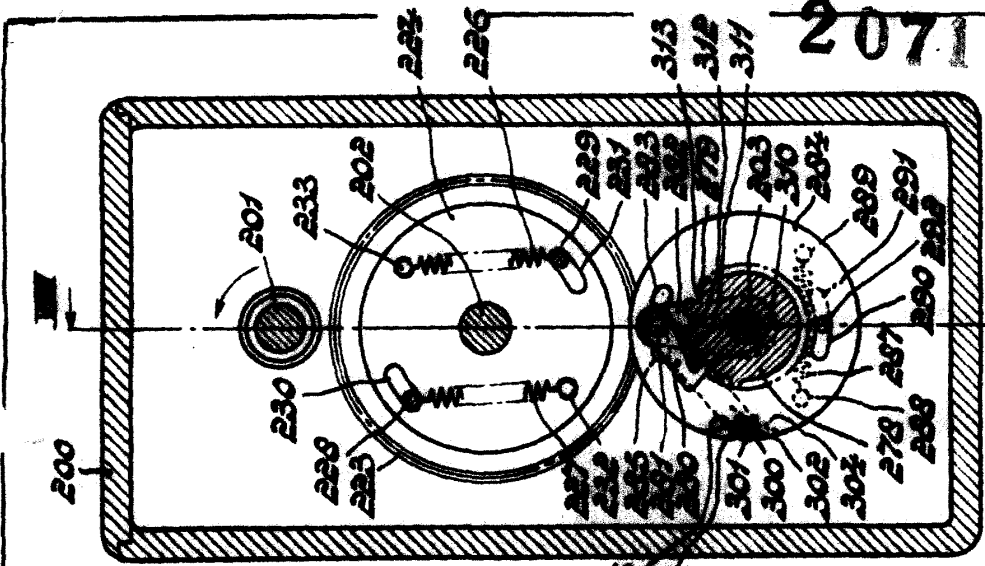


Fig. 9

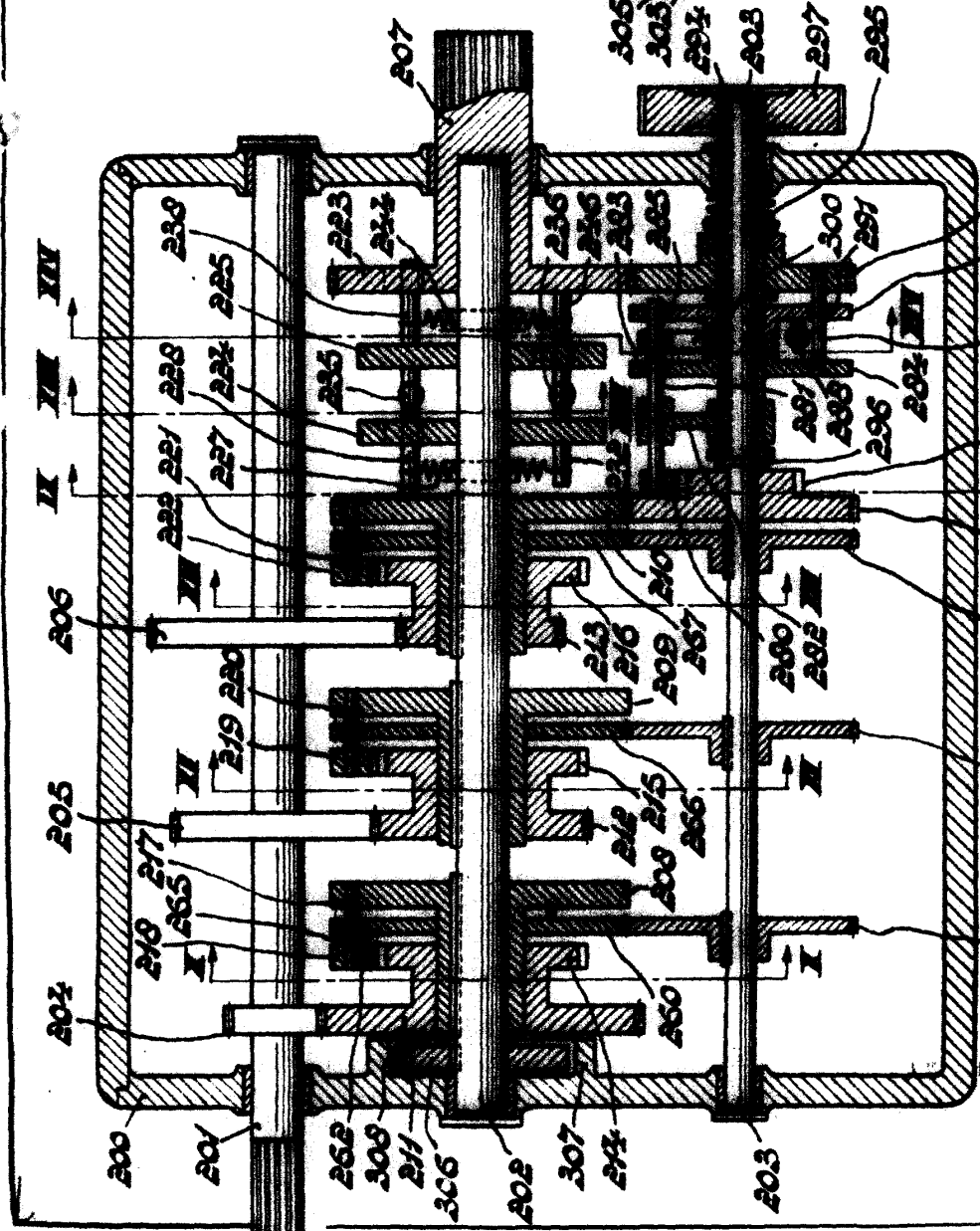


Fig. 8

Albertus de Vries
Pat. Eng.

207136

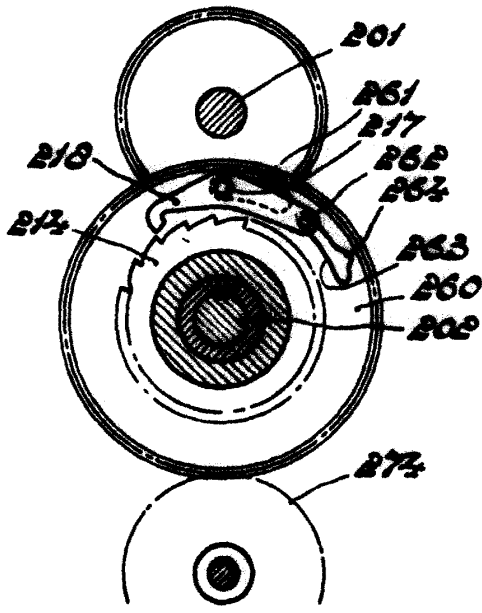


Fig. 10

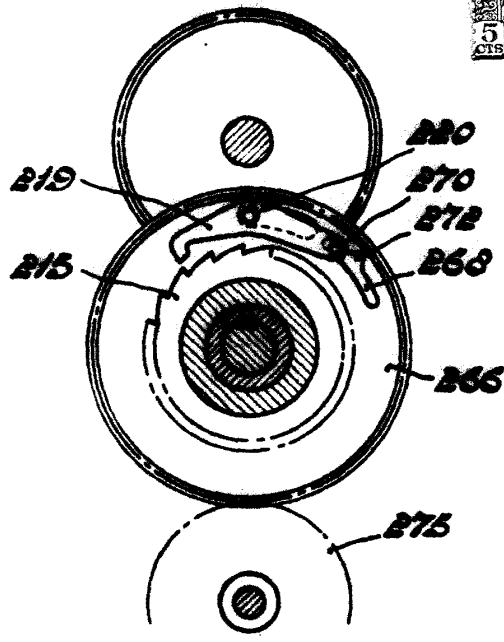


Fig. 11

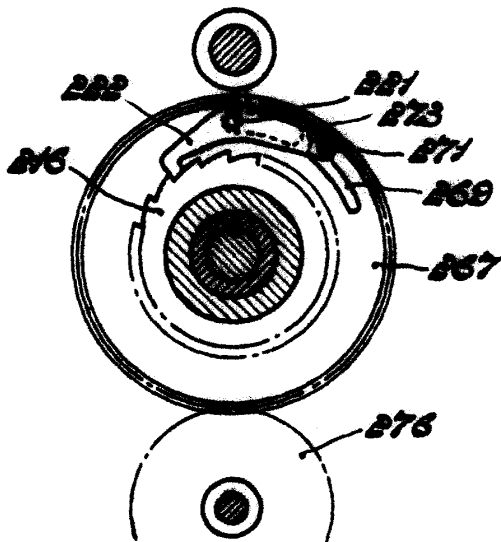


Fig. 12

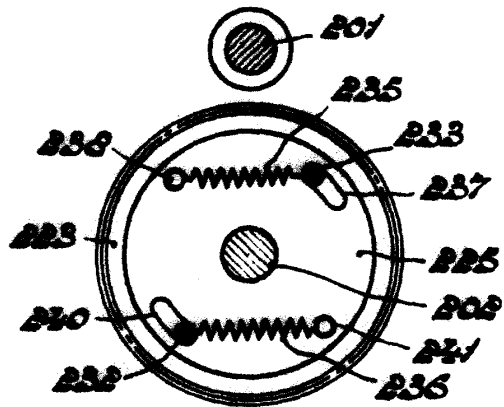


Fig. 13

Circle

207136

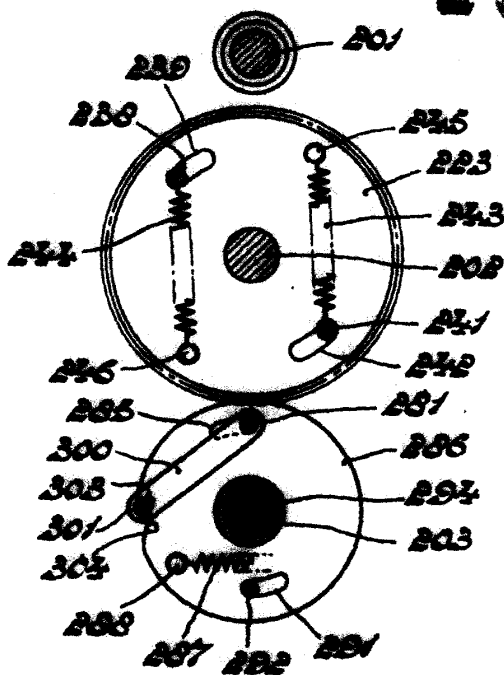


Fig. 14

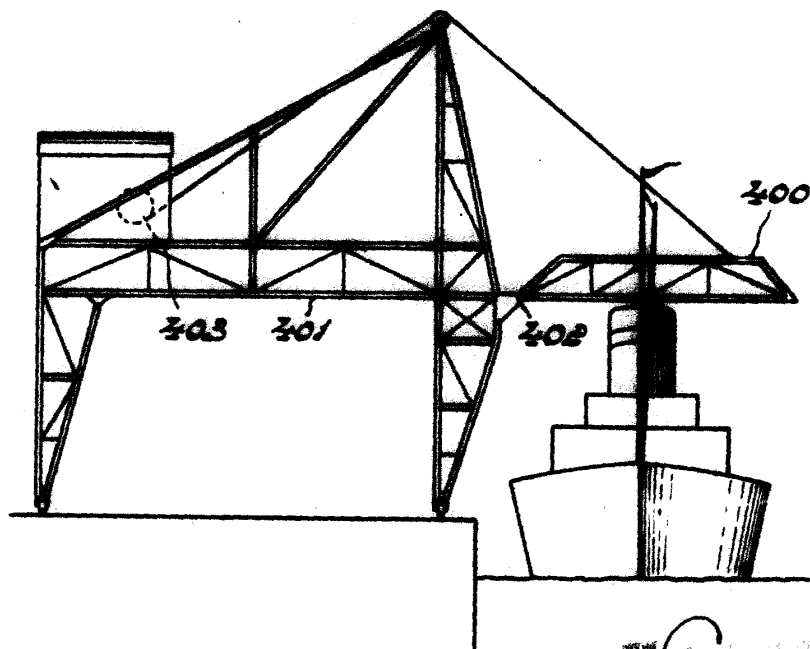


Fig. 16

Carl