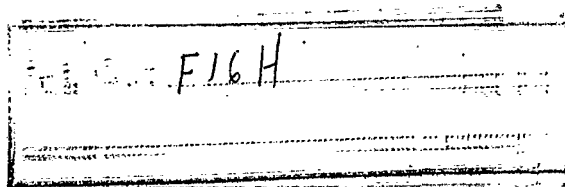


PATENTE DE INTRODUCCION

Orden n° 19/4/75 Bi.

437.320



## *Memoria Descriptiva*

*sobre:*

PERFECCIONAMIENTOS EN TRANSMISIONES POR ENGRANAJES.-

-----

*Solicitante:* Don RICARDO MATESANZ ARAMBURU, de nacionalidad española, residente en

5. Este invento se refiere a unos perfeccionamientos en transmisiones por engranajes, asimismo la invención tiene como fin proporcionar un engranaje de eje oblicuo de una alta razón de reducción de la velocidad, que pueda ser fabricado económicamente y sea

a la vez fuerte y de fácil ajuste. Esta aplicación es en parte una continuación de la del Serial nº 307. 685, expedida por la Oficina de U.S.A. el 30 de Noviembre de 1.953 y también de la de la serie 423.009, expedida con fecha 14 de Noviembre de 1.954.

5.

El tipo más común usado de engranajes de reducción en que el tornillo sin fin se une a los dientes en la periferia de un engrane, requiere una posición muy precisa de los ejes del engrane y tornillo sin fin, y no puede ser ajustada con facilidad, con el fin de regular el retroceso después de usados. El área de ajuste de dientes es pequeña de modo que se debe hacer un engranaje grande para que sea capaz de transmitir una cantidad de fuerza sustancial.

10.

Se ha propuesto un engranaje en el cual el tornillo sin fin se une a los dientes en la cara de un engrane de corona o cónico, pero, con el fin de obtener un ajuste de dientes suficiente en tal engranaje, que pueda transmitir una fuerza sustancial, se ha considerado necesario hasta ahora darle una forma peculiar que hace difícil y cara su producción. En consecuencia, en algunos casos el tornillo sin fin ha tenido un ahusamiento relativamente grande, mientras que en otros la superficie a rosca del tornillo sin fin ha tenido peculiaridades que hacen su producción cara y la mayoría de las veces, este engranaje no consigue una razón de reducción alta.

20.

25.

El engranaje reductor de la invención, consta de un tornillo sin fin cónico que posee solo un ligero ahusamiento y rosca, de forma seccional en cruz uniforme y avance también uniforme, así como un engrane cónico de dientes con caras laterales que se unen a la rosca del tornillo sin fin practicamente a lo largo de toda su superficie. El engranaje, por tan-

30.

to, tiene gran capacidad de transmisión de fuerza en comparación a su tamaño.

5. Hasta ahora no se ha creído posible obtener un ajuste adecuado de diente en un engranaje de este tipo, pero se ha descubierto que la porción de las caras laterales de los dientes de engrane, que puede engranarse con las roscas del tornillo sin fin, depende del avance de éste, de tal forma que dando al avance un valor esencial de ahora en adelante llamado ajuste de diente, llega a ser casi completo.

10. Al fabricar el engranaje de la invención, el tornillo sin fin cónico puede ser producido fácilmente con una maquinaria convencional debido a su ahusamiento gradual y a la uniformidad de sus roscas. Al mismo tiempo, se puede usar la misma maquinaria para producir un macho maestro de rosca de igual forma que al tornillo sin fin. Este macho es usado para tallar los dientes en el engrane por los métodos conocidos actualmente. Esta operación ordinariamente produciría chaflanes y superficies socavadas (socavaciones) en el engrane, que no entrarían en contacto con las roscas del tornillo sin fin en el momento del engrane y que le conferiría, por consiguiente, un poder de transmisión de fuerza relativamente bajo. De acuerdo con el presente invento, se evitan tales chaflanes y socavaciones en los dientes del engrane, dado al avance del tornillo sin fin una relación crítica con la razón de reducción de velocidad del engranaje y la posición del tornillo sin fin con respecto al engrane.

15.

20.

25.

30. Con el fin de hacer más clara la naturaleza del invento, se describirá un modelo específico de un engranaje de reducción en el que se incluya aquél. En esta descripción se hace referencia a los diseños que acompañan, en los que:

5. Las Figuras 1 y 2 son vistas de un engranaje según la invención y que muestran las dimensiones importantes, por las que se determina el avance del tornillo sin fin. La figura 1 está tomada sobre un plano que contiene el eje del tornillo sin fin y la perpendicular común a los ejes de tornillo sin fin y engrane. La figura 2 está tomada sobre el plano paralelo a los ejes de tornillo sin fin y engrane y la perpendicular a la perpendicular común a los mismos.

10. La Figura 3 es una vista frontal del lado cóncavo de uno de los dientes del engrane, visto desde el centro de curvatura del mismo.

La Figura 3A es una sección transversal de un diente del engrane, tomada sobre la línea 3A-3A de la Figura 3.

15. Las Figuras 4, 4A y 5 son vistas semejantes a las Figuras 3 y 3A, mostrando el diente que se formaría en el engranaje, si el avance del macho maestro de rosca tomase salida desde un valor crítico en cualquier dirección.

20. La Figura 6 es un alzado lateral del engranaje en el que se inserta este invento, y donde el ángulo entre los ejes de tornillos sin fin y engrane es de 90 grados; también se presenta un montaje para ambos.

La Figura 7 es una sección vertical sobre la línea 7-7 de la Figura 6.

25. La Figura 8 es una perspectiva de una porción del engranaje, junto con una sección axial del tornillo sin fin.

Las Figuras 9 y 10 son vistas diagramáticas desde el extremo y de frente respectivamente de un par de superficies primitivas engranates de eje oblicuo.

30. Las Figuras 11 y 12 son también vistas desde el extremo y de frente respectivamente, ilustrando de manera gráfi-

ca el desarrollo de las curvas de diente sobre las superficies primitivas de eje oblicuo.

5. La Figura 13 desglosa en diagrama la interacción de la rosca del tornillo sin fin y los dientes complementarios del engranaje helicoidal para ilustrar la forma en la que el tornillo sin fin es capaz de impartir rotación reversa al engrane complementario; y

La Figura 14 es una vista desarrollada de la superficie cónica del tornillo sin fin.

10. El engranaje, que se ilustra, consta de un engrane 10 con dientes 11 en una de sus caras laterales, y un tornillo sin fin 20 con roscas 21 que engranan a los dientes. Los ejes de engrane y tornillo sin fin están en relación oblicua, es decir, no son ni paralelos ni intersectantes.

15. La posición del tornillo sin fin con respecto al engrane puede caracterizarse más fácilmente con referencia a la línea 6 que es perpendicular tanto al eje 2' del tornillo como al eje 1 del engrane, y al punto de intersección 0 de esta línea con el eje del tornillo sin fin. Como se muestra en la figura 1, el tornillo sin fin está totalmente situado a un lado de la perpendicular común 6 a su extremo inferior 26, que está bastante próximo a esta línea como para colocar al lado opuesto de la misma, el punto más alto 28 de una superficie cónica que contiene un área exterior de la rosca 21, y otro 29 de una superficie cónica también que contiene el área o superficie del fondo de su rosca 21. En un engranaje en el que los ejes del tornillo sin fin y engranaje son perpendiculares, la perpendicular común a los ejes yace en un plano que coincide con el eje de engrane y va hasta el eje del tornillo sin fin en este caso, el tornillo sin fin queda colocado a un lado de este pla-
- 20.
- 25.
- 30.

no y los puntos 28 y 29 en el otro.

Las siguientes dimensiones indicadas en las Figuras 1 y 2 pueden usarse para especificar la posición del engrane con respecto al tornillo sin fin:

5. -La distancia C entre el eje del tornillo y el eje del engrane, tomada a lo largo de la común perpendicular a los mismos, siendo menor que R, radio exterior del engrane;

10. -El ángulo E entre los ejes de engrane y tornillo sin fin, tomada a lo largo del eje del tornillo sin fin, en un plano paralelo a ambos según muestra la Figura 2. Este ángulo debería ser entre 45 y 135 grados, y en muchos casos sería mucho más conveniente que fuera de 90 grados.

-La distancia  $x_1$  desde el extremo menor del tornillo sin fin hasta el punto O de la común perpendicular 6.

15. -La distancia  $x_2$  desde el extremo mayor del tornillo sin fin hasta el punto O de la común perpendicular 6;

-La distancia "a" desde el punto O de la común perpendicular 6 hasta el punto más alto de la superficie cónica que contiene la superficie exterior de la rosca del tornillo sin fin.

20.

La forma del tornillo sin fin 20 es de un tronco de cono de ahusamiento moderado (para distinguirlo de "abrupto"). El ángulo de ahusamiento del tornillo, es decir, el ángulo T entre su lado y su eje es pequeña. La rosca 21 del tornillo sin fin 20 es de avance uniforme L, y uniformes son también la forma seccional en forma de cruz y la altura. Para tornillos de arranque múltiple, el paso axial, o distancia entre roscas adyacentes, es igual al avance, dividido por el nº de roscas, o

30.

$$\frac{L}{N}$$

como se muestra en el dibujo. En el tornillo sin fin ilustrado, la rosca 21 es paso triple de modo que el paso axial es

$$\frac{L}{3}$$

5. La forma seccional en cruz de la rosca está determinada por el ángulo de presión  $\phi_h$  en el lado superior de la rosca, es decir, el lado que mira el extremo mayor del tornillo sin fin y el ángulo de presión  $\phi_l$  en el lado inferior de la rosca, o sea, el lado que mira al extremo menor del tornillo.

10. El engranaje puede ser fabricado fácilmente usando maquinaria ordinaria de cortado y rectificación para formar el tornillo sin fin de troncocónico 20 y un macho maestro del mismo tamaño y forma que el tornillo sin fin. Este macho es usado a continuación para cortar los dientes 11 del engrane 10 avanzándole a una relación posicional con el disco antes de ser cortado que es la misma que la relación posicional del tornillo sin fin con el engrane en el engranaje total ilustrado en las figuras 1 y 2. Durante el fresado, el macho maestro de rosca y el disco vírgen rotan sobre sus ejes. El número de revoluciones del macho por cada revolución del disco vírgen determina la razón entre el número de dientes formados en el disco y el número de roscas del macho maestro, determinando por consiguiente la razón de reducción de velocidad K que tendrá el engranaje una vez terminado.

20. La operación de fresado descrita tendrá como resultado la formación, en el engrane, de dientes con apenas chaflanes o socavaciones, los cuales suelen hacer que un engranaje producido no sea satisfactorio. Estos elementos pueden ser eliminados, según he descubierto, dando al avance de la rosca del tornillo sin fin y al macho maestro una relación crítica con la razón de reducción del engranaje y las coordenadas

25.

30.

que determinan la posición y forma del tornillo sin fin. De esta forma, una cooperación útil entre la rosca del tornillo sin fin puede ser extendida de forma sustancial sobre las superficies laterales de los dientes de engrane.

5. El valor crítico del avance L de la rosca del tornillo sin fin tomado a lo largo de su eje viene dado por la fórmula siguiente:

$$L = \frac{Z \pi (C - P \operatorname{sen} \phi)}{K \operatorname{cosec} E - \left( \frac{x}{p} \cos \phi + \left( \frac{C}{P} \operatorname{sen} \phi - 1 \right) \operatorname{cotg} E \right)}$$

10.

donde

$$P = (a+x) \operatorname{tag} T$$

$$y \quad \operatorname{sen} \phi = \frac{B-A \sqrt{A^2+B^2-1}}{A^2+B^2}$$

15.

donde  $A = -\operatorname{cotg} E \operatorname{cotg} T$

$$y \quad \frac{P + x \operatorname{cotg} T}{C}$$

20.

Al usar esta ecuación a x se le puede dar cualquier valor entre  $x_1$  y  $x_2$  de modo que dicho valor represente la distancia desde la común perpendicular hasta un punto intermedio del tornillo sin fin pero en la mayoría de los casos y especialmente donde la razón de engrane está por debajo de 30:1, es deseable hacer el valor de x entre  $x_1$  y

$$\frac{x_1 + x_2}{2}$$

25.

de manera que represente la distancia desde la común perpendicular hasta un punto del tornillo entre su extremo medio y menor. El avance debe tener también el sentido adecuado. El avance para la posición relativa de tornillo sin fin y engrane debe ser de sentido a la derecha. Si el engrane se hace para llevar el soporte en la otra parte del tornillo sin fin

30.

como mostramos en las líneas punteadas de la figura 7, o se efectúa cualquier otro cambio en el montaje que de como resultado un cambio similar de posición relativa, el avance debe ser de sentido a la izquierda.

5. El ángulo entre el eje del engranaje y el del tornillo sin fin se determina generalmente por el procedimiento más conveniente a la maquinaria en la que se usa el engranaje de reducción. En muchos casos, es conveniente situar estos ejes en ángulo recto. En este caso la fórmula para el avance crítico puede ser simplificada. Cuando el ángulo E situado entre los ejes de 90 grados, la cotangente de E se convierte en 0 y la cosecante de E se convierte en 1. La ecuación 1 entonces se reduce a

15. 
$$L = \frac{2 \pi C}{K \frac{[(a+x)tg^2 T+x] - \sqrt{[(a+x)tg^2 T+x]^2 - c^2tg^2 T}}{(a+x) tg T}}$$

Usando la ecuación 2, de la misma forma que en la 1, se puede dar cualquier valor a x entre x<sub>1</sub> y x<sub>2</sub>, pero preferentemente se le da un valor entre x<sub>1</sub> y

20. 
$$\frac{x_1 + x_2}{2}$$

25. En las ecuaciones 1 y dos x representa la distancia desde la perpendicular común 6 hasta el punto de engrane, en el que se da un contacto conjugado completo entre los dientes del engranaje y la rosca helicoidal. Este punto puede ser llamado punto de contacto de círculos primitivos. Cuando el valor de x se escoge entre x<sub>1</sub> y

$$\frac{x_1 + x_2}{2}$$

30. el punto de contacto de los círculos primitivos se sitúe en la mitad interior del tornillo sin fin y la mitad interior de la

cara del engrane.

5. Para que el avance crítico especificado en las ecuaciones arriba mencionadas pueda tener el efecto proyectado de evitar esencialmente chafanes inactivos en los dientes del engrane, la razón de reducción de velocidad debe ser mayor que 9:1, y debe tenerse cuidado en la selección de posición y forma del tornillo sin fin.

10. La razón de engrane  $K$  del engranaje que mostramos es 20. El engrane tiene 60 dientes y el tornillo sin fin 3 ros-  
cas o rosca triple. Cuando la razón de engrane se reduce, el tornillo sin fin se hace más difícil de manufacturar y el macho maestro de rosca, aún cuando sea de avance crítico tiende a crear chafanes en los dientes del engrane. Por estas razones, la razón de engrane no debe ser menor que 9. Por otra parte, la razón de engrane puede ser aumentada por encima de 20  
15. sin presentar dificultades o desventajas hasta que sea tan grande que la rosca y dientes sean demasiado pequeños para transmitir fuerza de manera adecuada. Las razones de engranaje tan elevadas como 200 son practicables en engranajes grandes.

20. El ángulo de ahusamiento del cono  $T$  en el engranaje ilustrado es 10 grados. Conviene hacer el ángulo de ahusamiento tan grande como 10 grados o aún hasta de 15 grados cuando las razones de engranaje son menores de 15. Por otra parte, en el caso de razones de engranaje altas el ángulo de ahusamiento puede ser reducido hasta 2 grados, aunque el ángulo  
25. de 10 grados es más conveniente. Las dimensiones  $x$ ,  $x_2$  y  $a$ , con las que con el ángulo de ahusamiento  $T$  se determina el tamaño del tornillo sin fin, pueden tener cualquier valor deseado siempre, desde luego, la longitud del tornillo sin fin  $x_1-x_2$ ,  
30. sea suficientemente grande como para extenderse a través de

los dientes de la cara del engrane. En el ejemplo específico que ilustramos,  $x_1 = 50,8$  mm;  $x_2 = 127$  mm y  $a = 101,6$  mm.

5. El ángulo de presión  $\phi$  en la parte alta de la rosca del tornillo sin fin ilustrado es de 30 grados. Este valor es crítico, pero para evitar chafanes inactivos en el engrane, la parte alta del ángulo de presión debe ser de por lo menos 20 grados. El ángulo debe mantenerse inferior a 45 grados con el fin de evitar altas presiones de diente innecesario en la operación del engranaje.

10. El ángulo de presión en la parte baja  $\phi_1$  de la rosca en el engranaje ilustrado es de 10 grados. Este valor no es crítico y el ángulo puede ser reducido a 0 grados, aunque esto tienda a presentar dificultades en el molido o rectificando del tornillo sin fin. Por otra parte, el ángulo debe mantenerse inferior a 20 grados para evitar perfiles de diente cortos y altas presiones del mismo.

La razón

$$\frac{C}{R}$$

20. de la distancia entre los ejes al radio exterior del engrane determina tanto la extensión de la zona de contacto de diente como la presión de diente requerida. En el engranaje que ilustramos el radio exterior R del engrane es 167,50 mm y la distancia C es de 101,6 mm de modo que la razón

25. 
$$\frac{C}{R}$$

es 0,643, pero sin ser crítica; C debería ser siempre menor que R; pero sólo ligeramente menor cuando el ángulo del eje E es pequeño. Cuando los ejes están en ángulo recto al valor más

30.

ventajoso de

$$\frac{C}{R}$$

5. depende de la razón del engrane y se puede decir en general que cuando la razón de engrane está por encima de la del engranaje ilustrado es deseable hacer la razón.

$$\frac{C}{R}$$

10. entre 0,8 y 0,6, mientras que para razones de engrane más bajas, esta razón

$$\frac{C}{R}$$

15. es más deseable que sea entre 0,6 y 0,4. Esto coloca el centro de contacto de los círculos primitivos sobre un radio del engrane a un ángulo desde 35 a 65 grados para un plano coincidente con el eje del engrane y paralelo al eje del tornillo sin fin.

20. La importancia del valor crítico del avance del tornillo sin fin en un engranaje que tiene una razón de engrane y dimensiones dentro de los límites anteriormente especificados se ilustra en las figuras 3, 4 y 5. Las figuras 3, 4 y 5 muestran una de las caras laterales de un diente cortado sobre el engrane por la rosca del macho maestro. Las figuras 3A y 4A presentan la forma seccional en cruz del diente. Las caras de los chaflanes inactivos llx y lly formados en el diente son indicados mediante las areas oscuras de las vistas de la cara. La
25. figura 5 muestra la forma de los dientes cortados en el engrane del engranaje que ilustramos. Las Figuras 4 y 5 muestran la forma de los dientes que serían cortados en el engrane de un
30. engranaje de precisamente las mismas dimensiones si el avance

partiese del valor crítico. Las figuras 4A y 4 muestran el efecto que produce el incremento de avance por encima del valor crítico. La Figura 5 presenta el efecto que produce el hacer el avance por debajo del valor crítico. Debe notarse que los dientes de las figuras 4 y 5 tienen inoperantes que materialmente reducen sus superficies operativas. La figura 3, por otro lado, demuestra que cuando se usa el valor crítico del avance, todas las superficies laterales de los dientes del engrane son sustancialmente operativos para ponerse en contacto con la rosca del tornillo sin fin, sin que se formen chaflanes apreciables. Este completo contacto de diente confiere al engranaje una elevada capacidad de transmisión de fuerza. También la ausencia de socavaciones o chaflanes en el engrane hace fácil moldear una matriz en el engrane de la que se puedan moldear o prensar engranes de plástico.

El engranaje reductor descrito tiene diferencias físicas que le distinguen de los engranajes hoy en uso y otros tipos propuestos, y poseen importantes ventajas de tipo práctico sobre los anteriores.

El área de contacto entre la rosca del tornillo sin fin y los dientes del engrane es extensa tanto porque las caras laterales de los dientes se unen a las roscas por entero a lo largo de sus áreas como porque un número de hélices son enganchadas simultáneamente por dientes del engrane. El avance o paso del tornillo sin fin es tan pequeño que éste tiene más de una hélice de rosca completa y se le puede dar fácilmente un número de hélices de rosca completo usando una rosca de arranque múltiple tal como la rosca triple descrita.

El área o superficie de contacto entre las roscas del tornillo sin fin y los dientes del engrane es mucho mayor

que la obtenida con un tornillo sin fin cilíndrico que se en-  
ganche a dientes en la periferia de un engrane. Por otro lado,  
el nuevo engranaje puede ser manufacturado tan sencilla y eco-  
nómicamente como cualquier tipo de engranajes de reducción he-  
licoidales y mucho más económicamente que varios tipos especia-  
les de engranajes reductores, diseñados para dar mayor contacto  
de diente, tales, por ejemplo, como el engranaje reductor en  
forma de globo.

5.

10.

15.

20.

25.

30.

La lubricación del presente engranaje es superior con  
mucho a la de un engranaje reductor helicoidal ordinario porque  
las líneas de contacto 31 entre la rosca y los dientes del en-  
granaje son transversales y casi perpendiculares a la dirección  
del movimiento deslizante relativo de los dientes (como se in-  
dica en la Figura 8) de manera que la película de aceite es  
transportada al punto donde es usada. Esto no sucede con un en-  
granaje helicoidal ordinario y aunque sí y hasta cierto punto  
con los llamados engranajes helicoidales tales engranajes han  
sido incapaces de grandes reducciones de velocidad requerida  
en engranajes reductores.

En la Figura 13 se desplaza la acción conjunta en-  
tre la rosca 21 del tornillo y los dientes complementarios 11  
del engrane. Nótese que la superficie convexa de la rosca del  
tornillo sin fin y la superficie complementaria convexa del  
diente de engrane se acoplan para dar fuerza de empuje al en-  
grane. Hay una fuerza normal, como se indica en la figura 13,  
que es perpendicular a la tangente que pasa por la línea de  
contacto 31, y la fuerza debida a la fricción que actúa en án-  
gulos rectos a la fuerza normal. La fuerza de impulso resul-  
tante imprime rotación al engrane. Se ha de notar también que  
la superficie convexa del lado superior de la rosca del torni-

llo sin fin, se engancha con la superficie cóncava complementaria del diente (complementario) del engrane 10. La forma de los dientes de tornillo y engrane es tal que se puede imprimir al engrane 10 una rotación en direcciones opuestas por medio de rotación reversa del tornillo sin fin de mando 20. Lo cual quiere decir que el tornillo sin fin no solamente impulsa al engrane en su dirección de conducción normal, sino que es capaz de imprimir una rotación inversa al motor.

Las fuerzas del tornillo sin fin en este engranaje se dirigen principalmente a lo largo del eje del tornillo sin fin de manera que los momentos de doblado en el eje del tornillo sin fin son pequeños. Esto tiene la ventaja de permitir un montaje del mismo cantilever y conveniente, como mostramos en las Figuras 6 y 7.

Las figuras 6 y 7 muestran un montaje apropiado para mantener al tornillo sin fin y engrane en relación correcta en el caso en que sus ejes sean perpendiculares. El montaje incluye una estructura tipo caja 30 a la que se sujetan juntas separadas de engrane y tornillo sin fin. La junta del engrane incluye un eje de engrane 12, al que el engrane 10 es acuña-do y dos cajas de cojinetes 13, sujetas en aperturas en los lados opuestos de la estructura 30, conteniendo cojinetes de rodillo 14 para el eje del eje del engrane en lados opuestos del engrane 10.

La junta del tornillo sin fin incluye al eje del mismo 22 en un extremo del cual se monta el tornillo sin fin 20 y una caja de cojinetes 23, asegurada en una ranura de uno de los extremos de la estructura 30. La caja de cojinetes 23 contiene cojinetes de bola 23 separados, que sujetan al eje del tornillo sin fin. Como mostramos, esta sujeción es de ti-

5. povoladizo no requiriendo cojinetes para el eje del tornillo sin fin 22, en su extremo menor 26. Una tuerca 25 enrosca en el eje del tornillo sin fin 22, en su extremo menor 26. Una tuerca 25 enrosca en el eje 22 cierra el extremo mayor 27 del tornillo sin fin 20 contra los anillos interiores de los cojinetes de bola 24.

10. Surge un número de ventajas especiales del hecho de que la rosca del tornillo sin fin tiene un avance uniforme y una sección en cruz también uniforme, mientras que el cuerpo en el que está formada tiene un ahusamiento gradual. A causa de esto, los giros sucesivos de la rosca en el tornillo sin fin difieren entre sí solo por un ligero aumento en el radio. Esto significa que cuando el tornillo sin fin está montado a través de la cara del engrane, la profundidad que alcanzan los giros de la rosca dentro de los espacios entre los dientes del engrane puede variarse por medio de un ligero ajuste axial del tornillo sin fin y, sin afectar dicho ajuste en manera alguna al contacto directo de los dientes, debido a la igualdad de forma de los giros sucesivos del tornillo sin fin. Esto da como resultado tres ventajas

20. 1ª.- El exacto ajuste de los ejes del engrane y tornillo sin fin que se requiere en engranajes helicoidales en general, es innecesario porque después de ensamblar los ejes y cojinetes, la penetración de las roscas del tornillo sin fin entre los dientes del engrane puede ser ajustada, meramente ajustando la posición axial del tornillo sin fin. Es a causa de esto por lo que el tornillo sin fin, con sus ejes y cojinetes puede formar juntas separadas, que pueden asegurarse por separado a una estructura de soporte, como mostramos en las

25. Figuras 5 y 6.

30.

5. 2ª.- Una segunda ventaja es que un ajuste axial similar del tornillo sin fin puede ser usado para regular el contragolpe y particularmente para volverlo a recibir después de su uso. Así, en el montaje mostrado en la Figura 6, el contragolpe que resulta del desgaste puede ser eliminado simplemente con aflojar la tuerca 25 e insertando un espaciador o laminita entre el extremo mayor 27 del tornillo sin fin y los anillos interiores de los cojinetes de bola 24.

10. 3ª.- Una tercera ventaja es que se efectúa una fabricación económica, economía que se produce durante el cortado de los dientes del engrane. En el caso de engranajes helicoidales ordinarios, el afilamiento de la rosca del macho maestro que corta el engrane, cambia necesariamente la forma y profundidad de los dientes formados en el engrane de manera que se  
15. hace imposible usar un solo macho maestro para cortar un número de engranajes considerable. Esta desventaja se evita en la fabricación del presente engranaje al ser solamente necesario hacer un ajuste axial ligero del macho maestro después de que este ha sido afilado para permitirle cortar dientes con precisión de la misma forma y profundidad que los producidos antes  
20. de ser afilado.

25. Surge otra ventaja del hecho de que la distancia entre los ejes del engrane y el tornillo sin fin es mucho menor que el radio del engrane en lugar de ser mayor, como en el caso de engranajes reductores helicoidales ordinarios. En la distancia relativamente corta entre los dos ejes lo que permite hacer los engranajes y sus montajes en forma de estructura compacta como mostramos en la figura 5 y 6. En relación a esto debe notarse que la capacidad de fuerza del nuevo engranaje  
30. depende mucho menos de la distancia entre los ejes de las dos

- partes que en el caso del engranaje helicoidal ordinario. Esto es debido al hecho de que la extensión de contacto de diente depende del avance del tornillo sin fin más que de la distancia entre los ejes y es sencillo seleccionar el avance adecuado de acuerdo con la ecuación mencionada después que esta distancia ha sido escogida. De aquí que, cuando el espacio disponible para el engranaje está limitado por otras características de la construcción de una máquina en la que aquél es usado, la distancia entre los ejes puede ser determinada para acoplar el engranaje en el espacio requerido, y el avance puede hacerse entonces de manera tal que proporcione un contacto de diente completo y una gran capacidad de fuerza.
- 5.
- 10.

- Un método ilustrativo de deducción de la ecuación 2 se describirá en conexión con los dibujos diagramáticos, figuras 9 a 12, que ilustran un engranaje en el que los ejes son perpendiculares.
- 15.

- Las superficies primitivas aquí usadas son superficies tangentes entre sí a lo largo de una línea. En consecuencia, dados en un espacio un par de ejes oblicuos, es posible elegir una superficie primitiva de forma arbitraria, a la que nos referiremos como superficie primitiva primaria, y de la cual podremos deducir la otra por un procedimiento matemático. La línea de contacto entre estas dos superficies puede ser recta ó curva.
- 20.
- 25.

- Refiriéndonos ahora específicamente a las figuras 9 y 10, se verá que desglosaremos las vistas frontal y desde el extremo respectivamente de un par de superficies primitivas engranantes de eje oblicuo. La superficie primitiva primaria 120 es un cono, cuyo eje va designado por la línea 122. El eje de
- 30.

5. la superficie primitiva conjugada 124 está designado por el número 126, que se extiende en ángulos rectos al eje 122 a una distancia designada por la letra C, figuras 9 y 10. Esta distancia C puede ser tomada a lo largo de una línea 128, figuras 9 y 10, siendo tal línea la común perpendicular a los ejes 122 y 126. La línea punteada 130 representa la línea de contacto entre las superficies primitivas 120 y 124, y es el lugar de los puntos donde dichas superficies son tangentes entre sí.

10. En la representación diagráfica anteriormente mencionada el vértice del cono indicado por el número 132 está situado a una distancia arbitraria "a" de la común perpendicular 128, y el ángulo mitad del cono es un ángulo arbitrario designado con la letra T.

15. Dadas la superficie primitiva primaria 120 y la situación de los ejes 122 y 126, la línea de contacto 130 puede ser determinada gráfica o analíticamente. La solución gráfica se muestra en las Figuras 9 y 10. Cualquier punto en la línea de contacto 130, tal como el punto 134 del diagrama, puede ser situado, en primer lugar, eligiendo un plano de referencia arbitrario a una distancia "x" de la común perpendicular 128, como se muestra en la figura 9. La línea 136 de la figura 9 representa el susodicho plano visto de canto. En el punto 138 donde este plano intersecta la periferia del cono, se dibuja una línea 140 que es perpendicular a la línea periférica 142, formando un elemento de superficie cónica 120. La línea 140 intersecta al eje 122 en 144, y la línea radial 144 se extiende desde el punto 144 al eje 126 intersectando el plano representado por la línea 136 en el punto 134. Este punto 134 está situado en el plano de referencia 146 y la superficie cónica 120, en el cual esta superficie 120 es tangente a su superficie con-

20.

25.

30.

jugada 124.

5. Eligiendo otros valores para  $x$  y siguiendo el procedimiento arriba delineado, se puede localizar otros puntos de contacto en la figura 9. De esta forma, una proyección de la línea de contacto 130, trazada en la parte frontal del diagrama de la figura 9. En la figura 10 el radio de la superficie cónica 120 en el plano determinado por la línea 136 se determina por la letra  $r$ . El punto 134 puede ser situado en el extremo del cono de la figura 10 simplemente proyectando el punto 134 de la figura 9 hasta que intersecte el arco de radio  $r$  de la figura 10.
10. En consecuencia, dos vistas de la línea de contacto 130, las cuales son suficientes para determinar su situación y forma completas. La superficie 124 es la superficie de recorrido de revolución de la línea 130, que gira alrededor del eje 126, y las superficies 120 y 124 son tangentes entre sí en todos los puntos de la línea 130.
- 15.

Analíticamente, la localización de los puntos en la línea de contacto 130 está sujeta a las fórmulas siguientes:

20. Asumiendo:  $x$ ,  $y$ ,  $z$  son coordenadas de un punto, como mostramos en las Figuras 9 y 10. A este respecto debe notarse que  $y$  es la distancia del punto 134 al eje 122, y  $z$  la distancia del punto 134 al plano horizontal coincidente con el eje 122.

$T$  = ángulo-mitad del cono, como mostramos en la figura 9

$C$  = distancia entre los ejes 122 y 126

25.  $a$  = distancia del vértice del cono 122 a la perpendicular común 128.

De lo anterior se puede decir que las ecuaciones siguientes definen el punto 130:

$$z = \frac{C}{1 - \frac{x}{r \operatorname{tag} T}} \quad (1) \quad y = \sqrt{r^2 - z^2} \quad (2)$$

$$(3) \quad r = (a + \varphi) \operatorname{tag} T$$

5. La superficie primitiva conjugada 124 se determina graficamente de la forma siguiente

10. Un arco 148 que pasa por el punto 134, trazado desde el eje 126, figura 9, intersecta la línea 128 en el punto 150. El punto 150 puede ser proyectado en la vista desde el extremo, figura 10. En consecuencia se hará aparente que el punto 150 está situado en el perfil axial de la superficie primitiva 124. Este procedimiento puede ser repetido para varios puntos hasta que se determine el perfil completo de la superficie primitiva 124. Logicamente, el punto 150 y la línea de contacto 134 localizada previamente se hallan en el mismo plano indicado por la línea 152, figura 10. Como hemos indicado previamente, este plano 152 está alejado del eje 122 y a esta distancia se le denomina y, y el punto 134 está alejado del plano horizontal coincidente con el eje 122, a cuya distancia denominamos z.

20. Asumiento que  $r_g$  es igual a radio de la superficie 124, en la sección en cruz transversal del plano 152

$$r_g = \sqrt{(C - Z)^2 + x^2}$$

25. En las vistas frontal y desde el extremo de las figuras 11 y 12 respectivamente se desglosan graficamente la definición de lo que puede ser llamada una curva de diente ideal en la superficie primaria primitiva de eje oblicuo. La superficie 120, como hemos indicado previamente en las figu-

ras 9 y 10, es la superficie de un tronco de cono correspondiente a la superficie primitiva cónica arbitraria. La superficie 120 corresponde a una parte de la superficie 124 primitiva conjugada de las figuras 9 y 10, y estas dos superficies son tangentes entre sí a lo largo de la línea de contacto 130 ya mencionada. Los engranajes de este tipo son diseñados en general para una razón de velocidad angular fija. Si una razón de velocidad fija se impone en las superficies primitivas parejas, se hace posible la determinación de la dirección de su movimiento relativo en cada punto de la línea de contacto 130.

En la figura 11 el mencionado movimiento relativo se indica vectorialmente. Seleccionando un punto 154 de forma arbitraria en el lugar 130 puede asumirse que la superficie 120 gira a un ángulo de velocidad fijo  $w$ . Esto define la dirección y longitud del vector 156, figura 11, el cual es la velocidad de un punto en la superficie 120, localizada instantáneamente en el punto 154. Como el radio es fijo, la superficie 124 debe girar a una velocidad angular fija  $w$ . En consecuencia, la dirección y longitud de un vector 158, que es la velocidad de un punto o partícula en la superficie 124, localizada instantáneamente en el punto 154, se determinan con claridad. El vector 160 indica la diferencia de los vectores 156 y 158 y representa la dirección y magnitud de velocidad relativa de los puntos o partículas que hacen contacto en el punto 154.

De lo anteriormente dicho se deduce que una velocidad de vector relativa correspondiente al vector 160 puede ser determinada en cada punto del lugar 130, y que su dirección en espacio depende solamente de la razón de velocidad angular de las dos superficies primitivas 120 y 124, y no de la magnitud de velocidades angulares. También se deduce que la velocidad

relativa de los vectores, tales como el 160, será tangente a las dos superficies primitivas en todos los puntos de la línea de contacto 130.

5. Se puede demostrar matemáticamente que la dirección de velocidad relativa define una curva 152 en la superficie primitiva 120.

10. Se puede decir que esta curva está "dibujada sobre" y rotando con la superficie 120. Cuando la superficie 120 gira, la curva 162 intersecta la línea de contacto 130 en un punto de movimiento continuo. La dirección de velocidades mostrada en la figura 11 demuestra que estos puntos de intersección se mueven en dirección al extremo menor del cono. En consecuencia, el punto de intersección indicado con el número 164 la curva 162 es codireccional con la velocidad relativa del vector, indicado por el n° 166. Los vectores de velocidad en el punto 164, se designan con los n° 168 y 170 respectivamente. La propiedad fundamental de la curva 162 es que en cada punto en el que intersecta la línea de contacto 130 es co-direccional con la velocidad relativa del vector. Logicamente otras curvas congruentes que tengan la misma propiedad podrían ser indicadas como intersectantes del lugar 130 en puntos que ocupan otras posiciones de índice en la superficie 120. Curvas tales como la 162, pueden ser llamadas "curvas ideales de diente". En otras palabras, la dirección de la curva de diente ideal es igual en cada punto de la longitud de la línea de contacto 130 como la dirección de la velocidad relativa del vector.

25. En la figura 14 se desarrolla una vista de la superficie primitiva 120 de las figuras 9 a 12 inclusive. Cuando este desarrollo de superficie se efectúa alrededor del cono, los puntos F y G coinciden. De aquí, que la curva 162 es una

30.

5. curva continua de forma generalmente espiral. Si el desarrollo  
ilustrado en la figura 14 es girado en la dirección contraria  
a las agujas del reloj, alrededor del vértice 132, mientras el  
lugar 130 permanece fijo, el punto de intersección de la curva  
162 se mueve continuamente a lo largo del lugar 130 hacia el  
vértice. Se puede hacer que la curva 162 interseque cada punto  
del lugar 130 dentro de los límites de desarrollo, girando al  
cono alrededor de su eje. Otra posición de la curva de diente  
ideal se designa con el número 162A e interseca el lugar 130  
10. en el punto 162B. Estas curvas son co-direccionales con la ve-  
locidad relativa del vector en cada punto de intersección con  
el lugar 130. La línea punteada de la figura 14 muestra una cur-  
va que se aproxima a la 162A.

15. Refiriéndonos a la figura 11 se puede ver que los  
vectores 160 y 166 deben ser tangentes a las superficies de  
dientes del engrane si debe haber una acción conjugada en los  
puntos 154 y 164. Solamente hay una curva que satisfará esta  
condición en todos los puntos del lugar 130, y a esta línea se  
le denomina curva de diente ideal. Es decir, una superficie de  
20. diente de engrane que contenga esta curva es capaz de una ac-  
ción conjugada en todos los puntos del lugar 130. Esta curva  
generará una curva pareja 172 en la superficie primitiva con-  
jugada 124, figura 11, cuando las superficies 120 y 124 se en-  
rosquen juntas a una razón de velocidad conveniente. Si los tra-  
25. zos de los dientes del engrane en la superficie primitiva pri-  
maria difieren de la curva ideal de diente arriba mencionada,  
la acción conjugada, si tiene lugar, debe ocurrir en puntos  
fuera del lugar 130. Esto significa que los flancos de los  
dientes del engrane tendrán más y más chaflanes y menos super-  
30. ficie de acción conjugada.

Los dientes basados en la curva de diente ideal originarían los mejores engranajes de eje oblicuo descentrados. Sin embargo, tales dientes no son fáciles de producir. La presente aplicación concierne a las hélices de avance constante formadas en una superficie primitiva cónica primaria. En el desarrollo de este tornillo sin fin, la curva tiene la forma de una espiral de Arquímedes. Así, el trazo de la rosca 116 del tornillo sin fin ahusado será co-direccional con la curva de diente ideal solamente en un punto llamado punto de contacto de círculos primitivos. Este punto estará siempre situado en el lugar 130 como hemos descrito previamente. Su posición en esta línea de contacto puede ser escogida arbitrariamente, pero su sección es importante en la posición adecuada de la zona de acción de los dientes parejos. El avance del tornillo sin fin helicoidal ahusado depende sobre todo de dos factores que son la razón de velocidad requerida y la situación del punto de contacto de círculos primitivos.

Refiriéndonos a las figuras 9 y 10, las fórmulas para determinar el avance del tornillo sin fin pueden desarrollarse de la forma siguiente:

$x, y, z$  = coordenadas del punto de contacto de círculos primitivos, según definimos en las figuras 9 y 10.

$K = \frac{\text{velocidad angular de superficie de cono primitiva } 120}{\text{velocidad angular de superficie conjugada } 124}$

$r$  = radio del cono primitivo en el plano transversal que contiene el punto de contacto de círculos primitivos.

$L$  = avance, medido a lo largo del eje del cono de una hélice ahusada co-direccional con la curva de diente ideal en el punto de contacto de círculos primitivos.

Entonces

$$r = \sqrt{y^2 + z^2} \qquad L = \frac{2 \pi (C - Z)}{K - \frac{x y}{r^2}}$$

5. y, z y r pueden ser expresadas en términos de x y las constantes "a" y T. La sustitución de estos valores en la ecuación que acabamos de mencionar para L, da la ecuación 2 mencionada en la columna de la especificación.

N O T A

10. Descrita suficientemente la naturaleza del invento, así como la manera de realizarlo en la práctica, debe hacerse constar que las disposiciones anteriormente indicadas son susceptibles de modificaciones de detalle en cuanto no alteren su principio fundamental. Siendo lo que constituye la esencia del referido invento y por lo que se solicita Patente de Introducción por 10 años en España sobre: Perfeccionamientos en transmisiones por engranaje; caracterizándose por lo siguiente:
- 15.

- 1.- Perfeccionamientos en transmisiones por engranajes, caracterizados porque comprenden un tornillo sinfin, y un engrane helicoidal, dientes en el engrane que coinciden con el hilo de rosca de dicho tornillo sinfin, estando dicho tornillo sinfin moderadamente conificado de una forma rectilínea y comprendiendo una pluralidad de espiras con rosca completas de paso axial constante, situándose el vértice del ángulo de cono comprendido de la superficie del fondo de la rosca del tornillo sinfin y las partes agrandadas del tornillo sinfin y el engrane en lados opuestos de un plano que es coincidente con el eje geométrico del engrane y se extiende practicamente perpendicular al eje geométrico del engrane.
- 20.
- 25.

30. 2.- Perfeccionamientos según la reivindicación 1, caracterizados porque el ángulo de cono comprendido del tornillo sinfin no excede de 30°.

3.- Perfeccionamientos según la reivindicación 1, caracterizados porque el ángulo de cono comprendido del tornillo sinfín no es menor que  $5^{\circ}$ .

5. 4.- Perfeccionamientos según una cualquiera de las reivindicaciones anteriores, caracterizados porque dicha transmisión comprende un tornillo sinfín de lados rectos, y un engrane helicoidal con dentado frontal, dientes sobre el engrane que coincide con el hilo de rosca de dicho tornillo sinfín, cuyo tornillo sinfín está moderadamente conificado de una forma rectilínea y comprende una pluralidad de espiras de hilo de rosca completas de paso axial constante, determinando el punto de paso las áreas de contacto conjugado entre los dientes del engrane y situándose las espiras de hilo de rosca del tornillo sinfín entre los radios que se extienden desde el eje geométrico del engrane y se sitúan angularmente no más de  $55^{\circ}$  y no menos de  $35^{\circ}$  respecto a un plano coincidente con el eje geométrico del engrane paralelo al eje geométrico del tornillo sinfín.

10.

15.

5.- Perfeccionamientos según la reivindicación 4 caracterizados porque el vértice del ángulo de cono comprendido de la superficie del fondo de rosca del tornillo sinfín y el punto de paso se sitúan en lados opuestos de un plano que es coincidente con el eje geométrico del engrane y se extiende prácticamente perpendicular a dicho eje geométrico.

20.

6.- Perfeccionamientos según la reivindicación 4, caracterizados porque el punto de paso se sitúa dentro de la mitad interior de la cara de trabajo del engrane.

25.

7.- Perfeccionamientos según cualquiera de las reivindicaciones anteriores, caracterizados porque dicha transmisión comprende un tornillo sinfín de lados rectos y un engrane helicoidal, dientes en el engrane que coinciden con el hilo de ros-

30.

5. ca de dicho tornillo sinfin, conificándose dicho tornillo sinfin de una forma rectilínea y comprendiendo una pluralidad de espiras de hilo de rosca completas de paso axial constante, siendo del orden de 5 a  $30^\circ$  del ángulo de cono comprendido en vértice del tornillo sinfin, y teniendo la superficie lateral de las espiras del tornillo sinfin que se encara al extremo menor sinfin en ángulo de presión que oscila entre  $0^\circ$  y  $11^\circ$ .

10. 8.- Perfeccionamientos según cualquiera de las reivindicaciones anteriores, caracterizados porque dicha transmisión comprende un tornillo sinfin de lados rectos y un engrane helicoidal, dientes en el engrane que coinciden con el hilo de rosca de dicho tornillo sinfin, cuyo tornillo sinfin tiene una conificación rectilínea y comprende una pluralidad de espiras de hilo de rosca completas de paso axial constante, alcanzando entre  $5^\circ$  y  $30^\circ$  el ángulo de cono comprendido del vértice del tornillo sinfin, y teniendo el lado de las espiras del tornillo sinfin que se encaran al diámetro mayor de dicho tornillo sinfin un ángulo de presión de 20 a  $45^\circ$ .

15. 9.- Perfeccionamientos según cualquiera de las reivindicaciones anteriores, caracterizados porque dicha transmisión comprende un tornillo sinfin de lados rectos, y un engrane de tornillos sinfin, dientes en el engrane que coinciden con el hilo de rosca de dicho tornillo sinfin, cuyo tornillo sinfin está conificado moderadamente de una forma rectilínea y comprende una pluralidad de estiras de hilo de rosca completas de paso axial constante, teniéndose en contacto los dientes del engrane y el hilo de rosca del tornillo a lo largo de líneas que se extienden practicamente perpendiculares a la dirección de velocidad deslizante entre el hilo de rosca del tornillo sinfin y los dientes del engrane, situándose el vértice

20.

25.

30.

- del ángulo de cono comprendido de la superficie del fondo de la rosca del tornillo sinfin y dichas líneas de contacto sobre lados opuestos de un plano que es coincidente con el eje geométrico del engrane y que se extiende practicamente perpendicular al eje geométrico del tornillo sinfin.
- 5.
- 10.- Perfeccionamientos según la reivindicación 9, caracterizados porque una pluralidad de líneas de contacto entre los dientes del engrane y las espiras de hilos de rosca del tornillo sinfin tienen lugar simultaneamente.
- 10.
- 11.- Perfeccionamientos según cualquiera de las reivindicaciones anteriores, caracterizados porque dicha transmisión comprende un tornillo sinfin cónico de lados rectos y un engrane helicoidal dientes en el engrane que coinciden con el hilo de rosca de dicho tornillo sinfin, para proporcionar una relación de velocidad entre el tornillo sinfin y el engrane que es superior a 6 a 1, estando dicho tornillo sinfin moderadamente conificado y comprendiendo una pluralidad de espiras de hilo de rosca completas de paso axial constante, situándose el vértice del ángulo de cono comprendido de la superficie del fondo de la rosca del tornillo sinfin y las partes engranadas del tornillo sinfin y el engrane en lados opuestos de un plano que es coincidente con el eje geométrico del engrane que se extiende practicamente perpendicular al eje geométrico del tornillo sinfin.
- 15.
- 20.
- 25.
- 30.
- 12.- Perfeccionamientos según cualquiera de las reivindicaciones anteriores, caracterizados porque dicha transmisión comprende un tornillo sinfin de lados rectos y un engrane helicoidal, dientes en el engrane que coinciden con el hilo de rosca de dicho tornillo sinfin, estando conificado de una forma rectilínea dicho tornillo sinfin y comprendiendo una plu-

5. ralidad de espiras de hilos de rosca completas de paso axial constante, oscilando entre  $5^{\circ}$  y  $30^{\circ}$  el ángulo de cono comprendido del tornillo sinfin, situándose el vértice del ángulo de cono comprendido de la superficie del fondo del hilo de rosca del tornillo sinfin y las partes engranadas del tornillo sinfin y el engrane sobre lados opuestos de un plano que es coincidente con el eje geométrico del engrane helicoidal y que se extiende practicamente perpendicularmente al eje geométrico del tornillo sinfin, determinando el punto de paso las áreas
10. de contacto conjugado de los dientes del engrane y situándose las espiras de hilo de rosca del tornillo sinfin en las proximidades de penetración más profunda de los dientes y practicamente dentro de la mitad interior de la cara de trabajo del engrane.
15. 13.- Perfeccionamientos según cualquiera de las reivindicaciones anteriores, caracterizados porque el engrane de dentado frontal que tiene dientes destinados a coincidir con espiras de hilo de rosca de un tornillo sinfin moderadamente conificado, de lados rectos, que tiene una pluralidad de es-
20. piras de hilos sinfin completas de paso constante y perfil axial constante, situándose el vértice de la superficie del fondo del hilo de rosca de dicho tornillo sinfin y las partes engranadas del tornillo sinfin y el engrane sobre lados opuestos de una línea que es perpendicular al eje geométrico del engrane y que se extiende practicamente perpendicular al eje geo-
25. métrico del tornillo sinfin, estando los dientes de dicho engrane exentos de rebajos para facilitar de este modo la producción de dicho engrane por un proceso de moldeo.
30. 14.- Perfeccionamientos según cualquiera de las reivindicaciones anteriores, caracterizados porque comprenden

- un engrane helicoidal de dentado frontal, y un tornillo sinfin de conificación rectilínea moderada destinado a coincidir con el mismo, cuyo tornillo sinfin comprende una pluralidad de espiras de hilos de rosca completa de paso constante, situándose el vértice de ángulo de cono comprendido de la superficie del fondo del hilo de rosca del tornillo sinfin y las partes del tornillo sinfin en contacto con el engrane sobre lados opuestos de un plano que se extiende practicamente perpendicular al eje geométrico del tornillo sinfin y que coincide con el eje geométrico del engrane complementario a dicho tornillo sinfin.
5. 10. 15.- Perfeccionamientos según la reivindicación 14, caracterizados porque el tornillo sinfin presenta su ángulo de cono comprendido entre  $5^{\circ}$  a  $30^{\circ}$ .
15. 20. 25. 30. 16.- Perfeccionamientos según cualquiera de las reivindicaciones anteriores, caracterizados porque dicha transmisión por engranaje consistente en un tornillo sinfin frustrocónico, y un engrane helicoidal de dentado frontal, dientes en el engrane que coinciden con el hilo de rosca de dicho tornillo sinfin, teniendo dicho tornillo sinfin una conificación moderada rectilínea y comprendiendo una pluralidad de espiras de hilos de rosca completa de paso constante, situándose el vértice del ángulo de cono comprendido de la superficie del fondo del hilo de rosca del tornillo sinfin y las partes engranadas del tornillo sinfin del engrane en lados opuestos de un plano que es coincidente con el eje geométrico del engrane y se extiende practicamente perpendicular al eje geométrico del tornillo sinfin, teniendo los contornos superficiales de los lados opuestos de las espiras de hilo de rosca del tornillo sinfin y las espiras superficiales complementarias de los dientes del engrane las características necesarias para

permitir la rotación del tornillo sinfin en direcciones opuestas.

5. 17.- Perfeccionamientos según la reivindicación 16, caracterizados porque el lado de la hélice del tornillo sinfin encarado al vértice de cono y el lado encarado en sentido contrario a dicho vértice del cono son convexos en sección transversal axial.

10. 18.- Perfeccionamientos según cualquiera de las reivindicaciones anteriores, caracterizados porque la transmisión por engranaje consistente en un tornillo sinfin y un engrane, cuyo tornillo sinfin tiene conificación moderada rectilínea y comprende una pluralidad de espiras de hilo de rosca completas de paso axial constante, siendo el engrane de dentado frontal con dientes cuyas caras laterales se ponen en contacto con el hilo de rosca del tornillo sinfin practicamente en toda su área, situándose el vértice del ángulo de cono comprendido de la superficie del fondo del hilo de rosca del tornillo sinfin y las partes engranadas del tornillo sinfin y el engrane en lados opuestos de la perpendicular común a los ejes geométricos del tornillo sinfin y el engrane.

15. 19.- Perfeccionamientos según cualquiera de las reivindicaciones anteriores, caracterizados porque el engranaje de reducción de velocidades hiperboloide que tiene una relación de reducción o desmultiplicación superior a 9:1 y comprende un engrane de dentado frontal y un tornillo sinfin frustrocónico de conificación moderada situado con su eje geométrico en un ángulo entre  $45^{\circ}$  y  $135^{\circ}$  respecto al eje geométrico del engrane a una distancia del mismo menor que el radio exterior del engrane, con su extremo menor y mayor en el mismo lado de la perpendicular común a los ejes geométricos del engrane.

20. 25. 30.

ne y del tornillo sinfin y con los vértices de las superficies cónicas en el extremo exterior y del fondo de su hilo de rosca quedando en el lado opuesto de esta línea, siendo el hilo de rosca del tornillo sinfin de forma en sección transversal uniforme y de paso uniforme, y coincidiendo los dientes del engrane con el hilo de rosca del tornillo sinfin y estando practicamente exentos de nervios inoperantes.

20.- Perfeccionamientos según cualquiera de las reivindicaciones anteriores, caracterizados porque el engranaje de reducción de velocidades hiperboloides que tiene una relación de reducción o desmultiplicación K superior a 9:1 y que comprende un engrane de dentado frontal y un tornillo sinfin frustrocónico de conificación moderada y situado con su eje geométrico en un ángulo E comprendido entre 45 y 135° respecto al eje geométrico del engrane a una distancia C a partir del mismo que es menor que el radio exterior R del engrane, con sus extremos menor y mayor en el mismo lado de la perpendicular común a los ejes geométricos del engrane y el tornillo sinfin y con el vértice de su superficie cónica exterior en el lado opuesto de esta línea a una distancia a a partir de la misma, siendo el hilo de rosca del tornillo sinfin de configuración y en sección transversal uniforme, teniendo el paso del hilo de rosca del tornillo sinfin la relación a la desmultiplicación K y las dimensiones del engranaje indicadas por la ecuación si-

25. guiente: 
$$L = \frac{2x(C - P \sin \phi)}{K \csc E - \left[ \frac{x}{P} \cos \phi + \left( \frac{C}{P} \sin \phi - 1 \right) \cot E \right]}$$
 en donde

$$P = (a + z) \tan T, \quad A = -\cot E \cot T,$$

$$\sin \phi = \frac{B - A\sqrt{A^2 + B^2 - 1}}{A^2 + B^2}, \quad B = \frac{P + x \cot T}{C},$$

T es el ángulo de conificación del tornillo sinfin, y x es la distancia desde un punto intermedio del tornillo sinfin hasta la perpendicular común a los ejes geométricos del tornillo sin-

30.

fin y el engrane.

5. 21.- Perfeccionamientos según la reivindicación 20, caracterizados porque los ejes geométricos del engrane y el tornillo sinfín están en ángulo recto y la relación entre el paso del hilo de rosca del tornillo sinfín y la proporción de reducción del engrane y las dimensiones del engranaje se indican por la ecuación siguiente:

$$L = \frac{2rC}{K \left[ \frac{(a+x) \tan^2 T + x}{x} \right] \frac{\sqrt{[(a+x) \tan^2 T + x]^2 - C^2 \tan^2 T}}{(a+x) \tan T}}$$

10. donde T es el ángulo de conificación del tornillo sinfín y x es la distancia entre el punto intermedio del tornillo sinfín y la perpendicular común a los ejes geométricos del engrane y el tornillo sinfín.

15. 22.- Perfeccionamientos según cualquiera de las reivindicaciones anteriores, caracterizados porque el engranaje de reducción de velocidades paraboloides que tiene una relación de reducción o desmultiplicación K superior a 9:1 y que comprende un engrane del tipo de dentadura frontal y un tornillo sinfín frustrocónico que tiene un ángulo de conificación T entre 2° y 15° y se sitúa con su eje geométrico en un ángulo E entre 45° y 135° al eje geométrico del engrane, a una distancia C a partir del mismo que es menor que el radio exterior del R del engrane, con sus extremos menor y mayor en el mismo lado de la perpendicular común a los ejes del engrane y el tornillo sinfín y con el vértice de su superficie cónica exterior en el lado opuesto de esta línea a una distancia a a partir de la misma, siendo el hilo de rosca del tornillo sinfín de configuración en sección transversal uniforme definida por un ángulo de presión entre 20° y 45° en su lado alto y un ángulo de presión entre 0° y 25° en su lado bajo teniendo el paso del
- 20.
- 25.
- 30.

tornillo sinfin la relación o la proporción de reducción o desmultiplicación  $K$  y las dimensiones del engrane indicadas por la ecuación siguiente:

$$l = \frac{2x(C - P \sin \phi)}{K \cos E - \left[ \frac{x}{P} \cos \phi + \left( \frac{C}{P} \sin \phi - 1 \right) \cot E \right]}$$

5.

en donde

$$P = (a+x) \tan T, \quad A = \cot E \cot T,$$

$$\sin \phi = \frac{B - \sqrt{A^2 + B^2 - 1}}{A + B}, \quad B = \frac{P + x \cot T}{C}$$

y  $x$  es la distancia a partir de un punto intermedio del tornillo sinfin a la perpendicular común a los ejes del tornillo sinfin y el engrane.

10.

23.- Perfeccionamientos según la reivindicación 22, caracterizados porque los ejes geométricos del engrane y el tornillo sinfin forman ángulo recto y la relación entre el paso del hilo de resaca del tornillo sinfin y la proporción de reducción o desmultiplicación del engrane y las dimensiones del engranaje están indicadas por la ecuación siguiente:

15.

$$K = \frac{2xC}{\left[ \frac{(a+x) \tan^2 T + x}{z} \right] - \frac{\sqrt{(a+x) \tan^2 T + x^2} - C^2 \tan^2 T}{(a+x) \tan T}}$$

donde  $x$  es la distancia entre el punto intermedio del tornillo sinfin y la perpendicular común a los ejes geométricos del engrane y el tornillo sinfin.

20.

24.- Perfeccionamientos según la reivindicación 20, caracterizados porque  $x$  en la ecuación, que determina el paso del tornillo sinfin, es la distancia desde la perpendicular común a los ejes geométricos hasta un punto del tornillo sin fin entre su parte media y su extremo menor.

25.

25.- Perfeccionamientos según la reivindicación 22, caracterizados porque  $x$  en la ecuación que determina el paso del tornillo sinfin es la distancia desde la perpendicular común a los ejes geométricos hasta un punto del tornillo sinfin entre su parte media y su extremo menor.

30.

26.- Perfeccionamientos según cualquiera de las

- reivindicaciones anteriores, caracterizados porque el engranaje de reducción de velocidades perboloide que tiene una relación de reducción o desmultiplicación K entre 9:1 y 30:1 y que comprende un engrane del tipo de dentadura frontal y un tornillo sinfin frustrocónico que tiene un ángulo de conificación T entre 10° y 15° y se sitúa con su eje geométrico perpendicular al eje geométrico del engrane a una distancia C a partir del mismo que es de tal magnitud menor que el radio exterior R del engrane que la relación C:R queda entre 0,4 y 0,6, con sus extremos menor y mayor en el mismo lado de la perpendicular común a los ejes geométricos del engrane y el tornillo sinfin y con el vértice en su superficie cónica exterior en el lado opuesto de esta línea a una distancia a a partir de la misma, siendo el hilo de rosca del tornillo sinfin de configuración en sección transversal uniforme definida por un ángulo de presión entre 30° y 45° en su lado alto y un ángulo de presión entre 0° y 25° en su lado bajo, teniendo el paso del tornillo sinfin la relación a la proporción de reducción o desmultiplicación K y las dimensiones del engranaje indicada por la ecuación siguiente:

$$L = \frac{2rC}{K \left[ \frac{(a+x) \tan^2 T + x}{x} \right] - \frac{\sqrt{[(a+x) \tan^2 T + x]^2 - C^2 \tan^2 T}}{(a+x) \tan T}}$$

- donde x es la distancia desde la perpendicular común a los ejes geométricos hasta un punto del tornillo sinfin entre su parte media y su extremo menor.

- 27.- Perfeccionamientos según cualquiera de las reivindicaciones anteriores, caracterizados porque el engranaje de reducción de velocidades perboloide que tiene una relación de reducción o desmultiplicación K superior a 30:1 y que comprende un engranaje del tipo de dentadura frontal y un tor-



# ESCALA VARIABLE

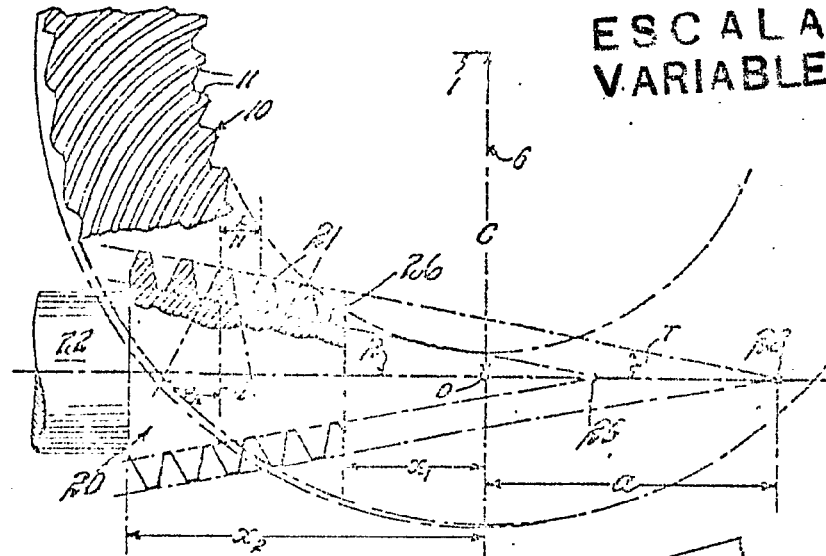


Fig. 1.

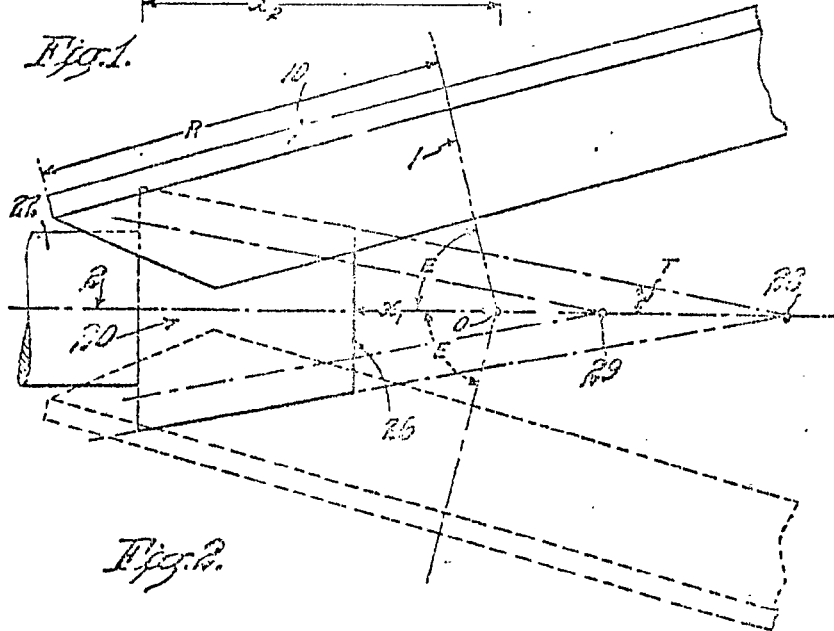


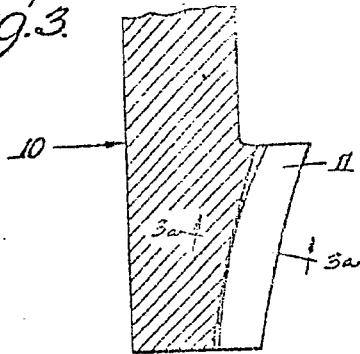
Fig. 2.

23 OCT. 1975  
Madrid

L. GOMEZ AGUIRRE Y CA  
C/ de Euzkadi 11. Gran Vía de

**POOR  
QUALITY**

Fig. 3.



ESCALA  
VARIABLE

Fig. 4.

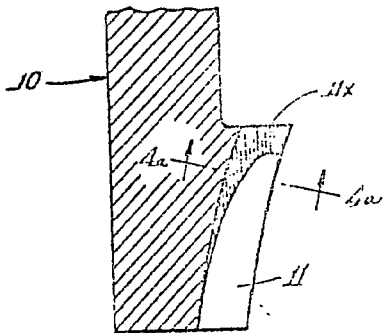


Fig. 5.

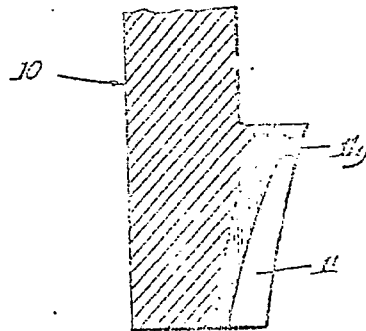


Fig. 4a.



23 OCT. 1975

Madrid  
Instituto de Estudios Científicos y Tecnológicos  
del Consejo Superior de Investigaciones Científicas

POOR  
QUALITY

ESCALA  
VARIABLE

23 OCT. 1975  
MEXICANA

L. JIMÉNEZ ACEBO Y MODER  
S. P. Filiales L. Gráfica Fernández

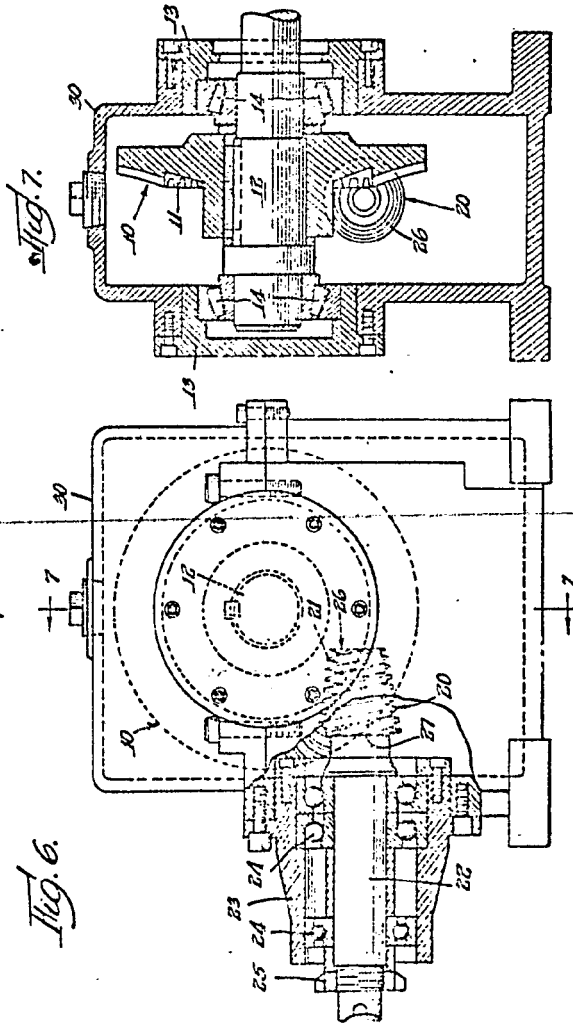
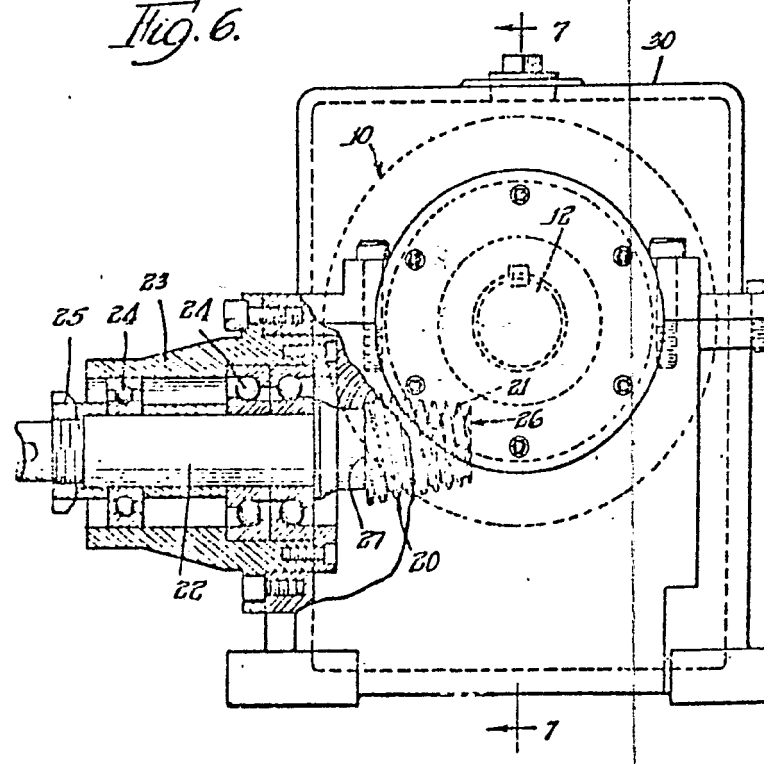
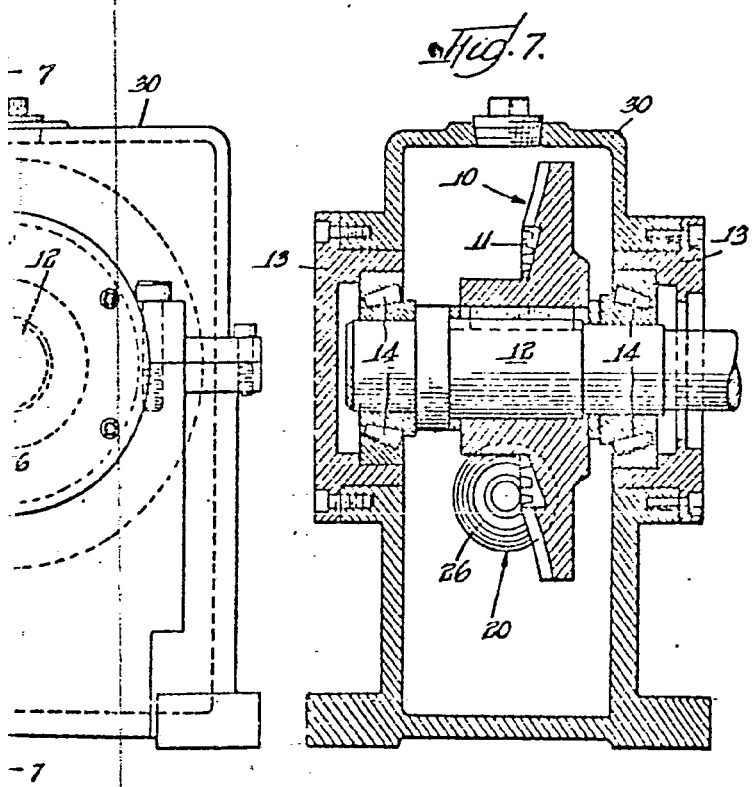


Fig. 6.





ESCALA  
VARIABLE

23 OCT. 1975  
Madrid

L. RUIZ ACEBO Y MODER  
Ingenieros de Elasmades L. Gaita Ferrasoldea

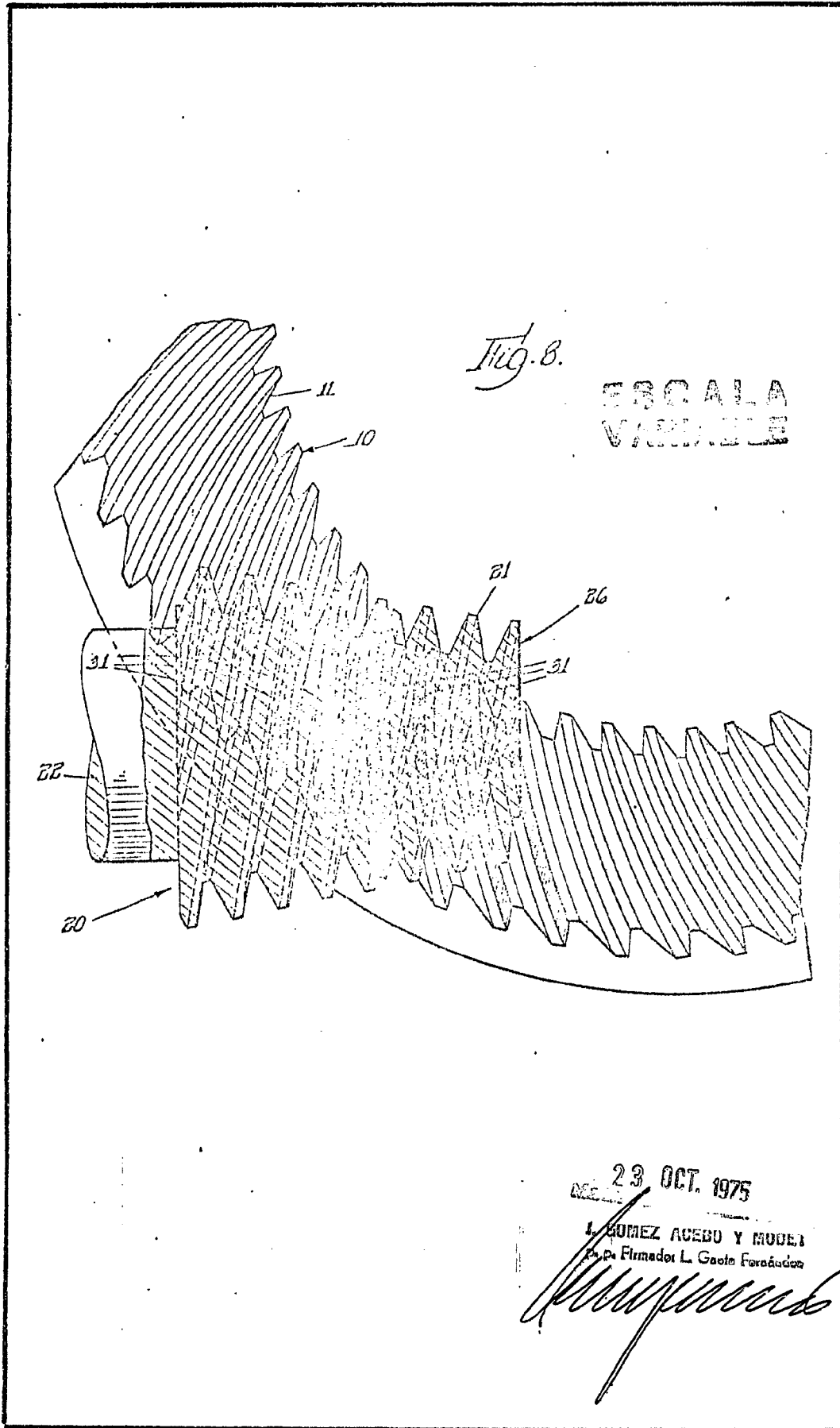


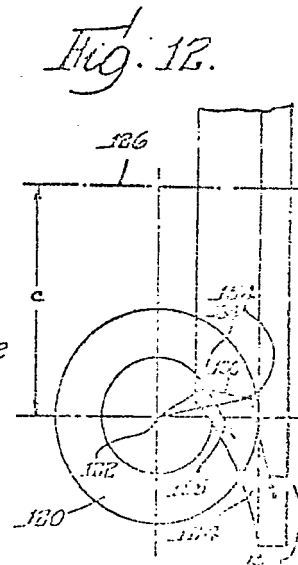
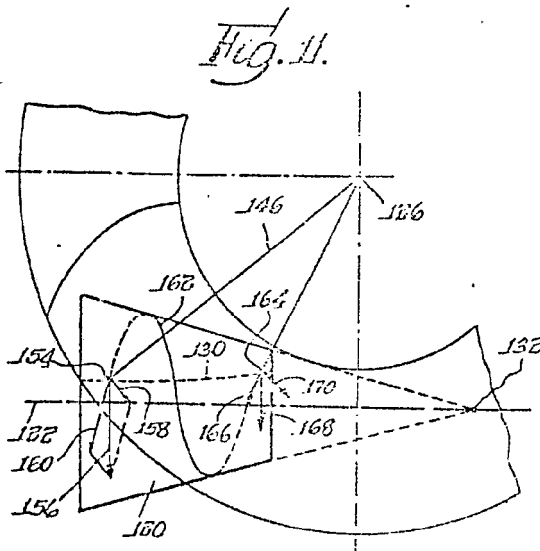
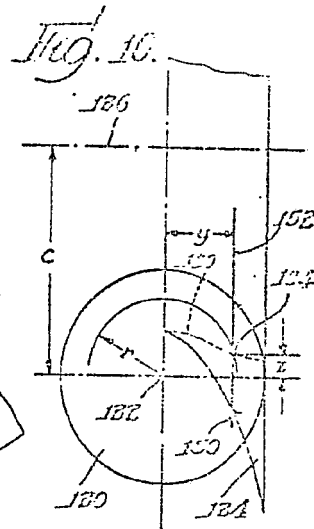
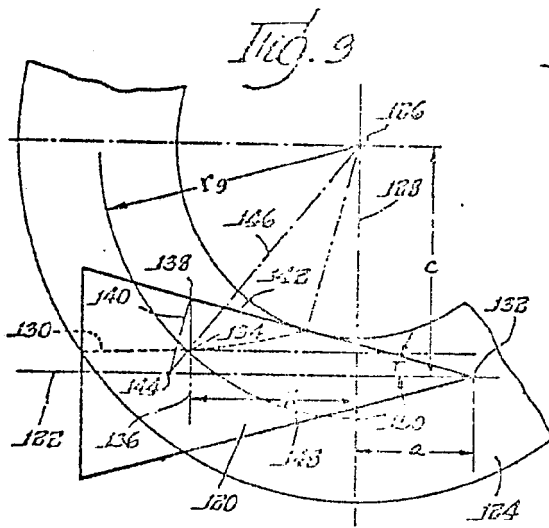
Fig. 8.

ESCALA  
VARIABLE

23 OCT. 1975

L. GOMEZ ACEBO Y MOJER  
P. p. Firmador L. Gato Ferrández

SECRETARIA DE ECONOMIA



23 OCT. 1975

J. GOMEZ ACEBU Y MODESTO  
S. de F. Firmados La Costa Ferrocarril

POOR  
QUALITY

Fig. 13.

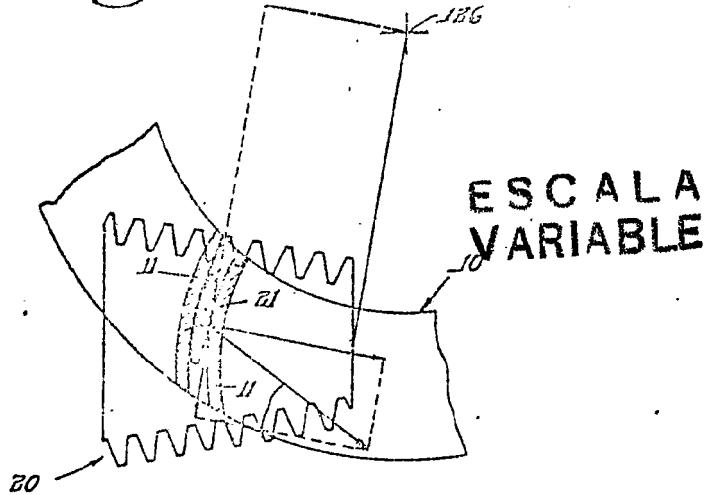
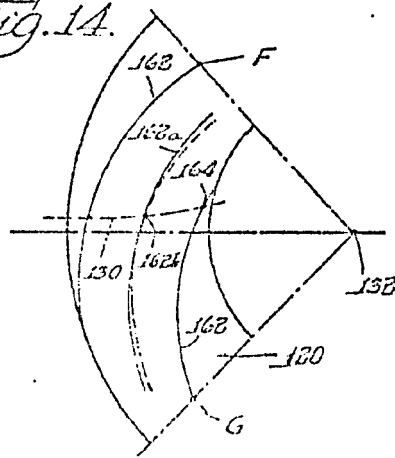


Fig. 14.



23 OCT. 1975  
Madrid

L. GOMEZ ACEBU Y MODEL  
p.p. Firmados L. Gaita Fernández