



417344

417344

FC-26-6-75

Inventor: BEZK, FIGH

PATENTE DE INVENCION

que por veinte años, para España, se solicita a favor de la Firma ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN AKTIENGESELLSCHAFT, entidad alemana residente en FRIEDRICHSHAFEN (REPUBLICA FEDERAL DE ALEMANIA), por: "MEJORAS INTRODUCIDAS EN LOS ENGRANAJES DE DIRECCION CON RELACION VARIABLE".-

MEMORIA DESCRIPTIVA

El presente invento se refiere a un mecanismo de engranaje, por ejemplo, un engranaje de dirección para los automóviles, que se componen de un husillo de dirección, de un dado dentado con bolas de transmisión, así como de un árbol de dirección con un segmento dentado, de forma excéntrica con respecto al eje de rotación del referido árbol, siendo la relación de transmisión variable en ambas direcciones de la desviación, a través de un movimiento de los elementos del engranaje, efectuado desde una posición media del árbol.-

10 A través de la Patente Estadounidense Num. 2.159.225 se conoce un engranaje de dirección que trabaja sobre la base de un dado con bolas de transmisión del tipo anteriormente descrito. El dentado del segmento consiste en este caso de dos secciones con --

15 de forma excéntrica con respecto al centro de giro del árbol de -- dirección. Un tal engranaje de segmentos que se compone de dos -- lóbulos, puede ser fabricado solamente con herramientas especiales.

417344

- 2 -



20 El segmento tiene por misión impedir, a través de un engrane exen-
to de holgura, una carrera muerta del dado a bolas de transmisión
que puede ser producida por un limitado giro en el eje del husillo
de dirección.-

25 La biela de dirección se encuentra cogida por un extre-
mo en una tapadera que a través de un casquillo excéntrico que es-
tá alojado en la caja de engranaje de dirección, puede ser regula-
do con respecto al dado con bolas de transmisión, para conseguir
de este modo un determinado juego de ruedas.-

30 Mediante la patente DT-OS 1.480.680 se conoce un engrana-
je de dirección con un segmento de dentado cónico que está unido
con la biela de dirección y que gira de forma concéntrica con el
dentado. La biela de dirección está alojada para ser desplazada -
en sentido axial. Por esta posibilidad de un desplazamiento axial
en relación con el dentado cónico del segmento, puede ajustarse -
el engranaje de dirección a un juego de engrane determinado. Al -
objeto de evitar un agarrotamiento de los componentes del engrana-
35 je por un reajuste a consecuencia del desgaste que se haya produ-
cido en la zona central del engranaje, se han reforzado las par-
tes de los flancos del diente central así como de los dientes cen-
trales del segmento, en comparación con las demás partes de los -
flancos. Este refuerzo se lleva a efecto por el hecho de que las
40 correspondientes partes de los flancos van provistas de un despla-
zamiento del perfil adicional que es de diferente tamaño en depeñ-
dencia del ángulo de desviación del segmento. Se evita de esta ma-
nera que se agarroten las partes exteriores del dentado - que acu-
san menos desgaste - con los dientes contrarios al efectuarse un
45 reajuste axial del segmento. Para la fabricación del desplazamien-
to adicional del perfil se precisan desde luego, dispositivos es-
peciales para el dentado.-

50 El presente invento representa un desenvolvimiento muy
conveniente de los engranajes de dirección conocidos hasta la fe-
cha. La invención tiene por objetivo crear un engranaje de direc-

417344



- 3 -

ción con una relación variable en su desviación, cuyo dentado puede ser fabricado con herramientas de tipo normal y mediante el procedimiento del tallado por generación; el cual puede ser regulado y reajustado, respectivamente, por el ya conocido desplazamiento axial de la biela de dirección hacia un determinado juego de dientes, con preferencia en el juego de dientes "cero", en la posición media.-

El invento consiste en que cada una de las dos piezas del engranaje de un dentado de envolvente del tipo corriente, posee solo una línea de referencia, especialmente en forma circular y en que el centro de giro y el centro del dentado de la pieza del engranaje en giro, con la posición media del engranaje sobre una recta vertical con respecto al eje longitudinal del dado a bolas de transmisión, la cual atraviesan el punto de rodadura C_0 , se encuentran a una determinada distancia el uno del otro (excentricidad "e") y de que los dientes de ambas piezas del engranaje los cuales están en engrane, acusan - por ejemplo, a partir de la posición media, empezando con cero y conforme el aumento de las desviaciones - un juego de los flancos que cada vez es mayor.-

El engranaje de dirección, objeto de la presente solicitud de patente, se distingue de los engranajes de dirección ya conocidos hasta la fecha y de una manera muy favorable, por el hecho de que los dentados de ambas piezas del engranaje pueden ser fabricados sin dispositivo especial de ninguna clase sobre las máquinas talladoras de engranajes del tipo corriente, resultando por si solo y a consecuencia de la elección de la forma de dentado (por ejemplo, convexo ó cóncavo), de la posición del centro de giro del dentado del segmento con respecto a los centros del dentado así como del tamaño de los radios de los círculos de referencia de ambos dentados, una relación que se cambia de una forma continua en toda su zona de desviación como asimismo un juego de flancos que es creciente desde la posición media con respecto a las posiciones extremos de desviación.-

417344



- 4 -

85 La última característica facilita un reajuste del engranaje en caso de presentar el mismo desgaste, a través de un desplazamiento axial de uno de los dos elementos del engranaje, sin que se produzca un agarrotamiento en las partes de los flancos de menos desgaste, el cual se pudiera notar en las posiciones de la desviación.-

90 Con la finalidad de evitar a través del juego de los flancos que se produzca en las posiciones de la desviación una carrera muerta de dado a bolas, se coloca la tuerca a bolas de forma antigiratoria en su movimiento longitudinal, de una forma ya conocida por el ramo.-

95 En un tipo de ejecución del presente invento están equipados ambos elementos del engranaje con un dentado exterior con una línea de referencia de forma circular. Tanto la relación como el juego de los flancos de un tal engranaje aumentan de forma continua desde una posición media y hacia las posiciones de la desviación. Este desarrollo de la relación de transmisión a través del campo de dirección es apropiado para las direcciones que han de ser efectuadas de forma manual y en las cuales aumentan las fuerzas de la dirección propiamente dicho en proporción con el aumento de la desviación de la dirección.-

105 En otro tipo más de la ejecución de un engranaje de acuerdo con el presente invento, el cual ofrece una relación progresiva de forma continua hacia las posiciones de la desviación se tallan en el exterior el elemento del engranaje de forma rectilínea que está en movimiento, como asimismo en el interior aquél elemento giratorio del engranaje, o bien efectuándose el dentado, en su caso, como cremallera.-

110 El punto de rodadura C_0 que existe en la posición media del engranaje, se encuentra entre el centro del dentado del dado a bolas y el centro de giro del dentado del árbol de dirección.-

115 Otro tipo de ejecución de un engranaje de acuerdo con el presente invento y con una relación decreciente de forma conti

417344



- 5 -

120 nua hacia las posiciones de desviación, posee un dado a bolas con una cremallera de dentado inferior así como una biela que está — provista de un segmento de dentado exterior, la cual tiene su cen- tro de giro entre los centros de dentado, de la cremallera y del — segmento. Una tal característica de dirección con una relación de creciente en sentido de los extremos de desviación puede ser de — ventaja, por ejemplo, para las servodirecciones hidráulicas.—

125 En los planos están representados varios ejemplos de ejecución del presente invento.—

La figura 1 representa en forma esquemática un engranaje de dirección conocido hasta la presente, el cual se compone de una cremallera recta y de un segmento dentado, teniendo, además, una relación constante.—

130 Las figuras 1a y 1b representan los correspondientes — diagramas sobre las formas del radio de rodadura (en proporción — con la relación de transmisión) y del juego de los flancos para — las diferentes desviaciones de la dirección.—

135 La figura 2 representa de forma esquemática un engranaje de dirección, de acuerdo con el presente invento, que posee — una cremallera de dentado convexo así como un segmento, también — de dentado convexo, en una posición media.—

140 Las figuras 2a y 2b representan los diagramas del desarrollo del radio de rodadura así como del juego de los flancos al ser el segmento giratorio por el punto M_I .—

Las figuras 2c y 2d representan diagramas similares, — siendo el segmento giratorio por el punto M_{II} .—

145 La figura 3 representa un engranaje de dirección en su sección longitudinal, el cual posee un dentado según la figura 2, dibujado en una posición de desviación.—

La figura 4 representa de forma esquemática otro tipo de ejecución del objeto del presente invento que posee una cremallera que va provista del dentado interior, indicándose los correspondientes diagramas en las figuras 4a y 4b.—

150 Las figuras 4c y 4d representan el diagrama de la trans

417344



- 6 -

misión y del juego de flancos de un dentado de acuerdo con la figura 4, con el centro de giro M_I del segmento, el cual no puede ser realizado.-

155 La figura 5 indica el mismo dentado de la figura 4, dibujado en una posición de desviación.-

La figura 6 representa otro tipo más de la ejecución, con un segmento de dentado interior.-

160 Las figuras 6a y 6b representan los diagramas de la transmisión así como del juego de flancos de un dentado de acuerdo con la figura 6, siendo el segmento giratorio por el punto M_{II} .-

Las figura 7 y 8 representan la geometría del dentado de una dirección, de acuerdo con la figura 2, tanto en la posición cero como en una posición de desviación.-

165 La figura 9 indica un detalle de la representación según la figura 8.-

La figura 10 indica la representación gráfica de la determinación del juego de los flancos.-

170 La figura 11 indica un diagrama para la determinación de la distancia entre ejes así como de la relación del número de dientes de la dirección, de acuerdo con las figuras 2 y 3.-

La figura 12 representa un diagrama para elegir la distancia entre ejes como asimismo la relación del número de dientes para un engranaje según las figuras 4 y 5.-

175 En la figura 1, se representa el dentado para un engranaje de dirección del tipo ya conocido, con una relación constante. La pieza 1 es un dado de dirección con la cremallera de dentado recto, mientras que la pieza 2 representa un segmento de dirección con el dentado exterior, el cual engrana en la cremallera, estando alojado de forma giratoria por el centro de giro M del dentado del segmento. En la descripción relacionada a continuación, se denominará el centro del dentado del segmento con M_{20} .-

180 Para ello, la indicación del 2, se refiere a la referencia "2" para la parte del segmento y biela 2, respectivamente, --

417344



- 7 -

185 del engranaje de dirección. La indicación de "O" hace referencia a la posición media del engranaje de dirección. Como se podrá -- comprobar, en el engranaje según la figura 1, coinciden el centro de giro M con el centro del dentado M_{20} del segmento,--

190 Dado que tanto el segmento como la cremallera poseen es pesos limitados, M y M_{20} son por tanto ejes. En la siguiente -- descripción, sin embargo, se denominan los mismos como puntos. En el caso de un dentado cónico del segmento, el examen de las pro-- piedades del dentado se limita al plano central entre ambas super-- ficies frontales, el cual está de forma vertical con respecto al eje del dentado.--

195 La línea punteada que atraviesa "O" en la figura 1, es el eje del husillo de dirección, mientras que C_0 representa el cen-- tro de rodadura de ambos dentados. La distancia entre el centro de rodadura C_0 y el centro de giro M es igual al radio de rodadura -- R_{20} . El mismo determina, en conjunto con la inclinación h del hu-- sillo de dirección, la relación i_0 del engranaje estando en la -- 200 posición media:

$$i_0 = \frac{2 \pi}{h} \cdot R_{20}$$

205 En las figuras 2 hasta 6 se han representado diferen-- tes disposiciones de engranajes de dirección, de acuerdo con el -- presente invento, con las cuales puede obtenerse una relación va-- riable i de forma continua por la zona de las desviaciones, a tra-- vés de dentados en forma de un arco de círculo, los cuales están previstos en el dado y segmento de dirección.-- La relación i re-- sulta de

210

$$i = \frac{2 \pi}{h} \cdot R_2$$

siendo R_2 el radio de rodadura momentáneo, es decir, la distancia entre el centro de rodadura C y el centro de giro M.--

Existen en un principio, las siguientes posibilidades -- para modificar la relación de transmisión:

- 215
- 1) Prever el dentado de la tuerca de dirección (1) en -- forma de una rueda recta de dentado exterior ó bien -- interior;
 - 2) Prever el dentado del eje de dirección (2) en forma

417344

20



- 8 -

de una rueda recta de dentado exterior ó bien interior

220 3) Elegir la posición del punto de giro M del eje de -
 dirección por encima ó bien por debajo del centro de
 dentado (M_{20}) del eje de dirección. Por esto, la re-
 lación en la posición media del engranaje de dirección
 (relación inicial i_0) es determinada por la magnitud
 225 del radio R_{20} .-

Con esta clase de construcciones pueden ser conseguidas
 para las direcciones de tipo corriente en los automóviles unas --
 relaciones finales de hasta aproximadamente 30 por ciento mayor ó
 menor que la relación inicial, como asimismo unos juegos de los -
 230 flancos con un ángulo de desviación máximo de $\gamma = 45^\circ$, de aproxi-
 madamente 0,2 mm. Este juego de los flancos que aumenta de forma
 continua, resulta debido a la modificación del ángulo de engrana-
 je α o de la distancia entre ejes a , respectivamente, para cada -
 ángulo de giro γ .-

235 En el caso de un engranaje de dirección según la figura
 1, con una relación constante, el punto de rodadura C_0 mantiene la
 posición indicada sobre el punto de intersección de las rectas -
 de engrane E_R (para los flancos derechos del dentado del segmento)
 con el eje del dentado O.M. Por consiguiente, también es constan-
 240 te el largo del radio R_{20} (radio del círculo de rodadura de actua-
 ción), así como la relación misma. Igualmente se mantienen de for-
 ma constante el ángulo de inclinación $+\alpha_0$ (ángulo de engrane de -
 actuación) de las rectas de engrane E_R y $-\alpha_0$ de las rectas de en-
 grane E_L en todas las posiciones de engrane del conjunto. Como --
 245 consecuencia, existe el radio R_{20} como la medida para la relación
 representado en la figura 1a como una recta paralela al eje de --
 abscisas. La figura 1b indica el juego de los flancos en cero, co-
 mo asimismo una recta que está de forma paralela al eje γ .-

En la figura 2 se indica el primer ejemplo, de ejecu-
 250 ción del presente invento. La tuerca de dirección va provista de
 un dentado exterior con una línea de referencia circular del ra-

417344

- 9 -



dio r_{01} . El punto central del dentado es M_{10} . También el segmento
 de dirección está equipado con un dentado exterior, con una línea
 de referencia circular. El radio del dentado es r_{02} , mientras que
 255 el punto central del dentado en la posición media representada, -
 es M_{20} . El punto de rodadura en la posición media es C_0 , y el co-
 rrespondiente ángulo de engrane de actuación es α_0 . El punto de -
 giro del eje de dirección puede estar situado por encima (M_I) ó -
 bien por debajo (M_{II}) del punto central del dentado M_{20} . El ra-
 260 dio efectivo y decisivo para la relación inicial i_0 es R_{20I} y - -
 R_{20II} , respectivamente. La distancia entre el punto central del -
 dentado M_{20} y el punto de giro del eje de dirección, corres-ponde
 a la excentricidad e .-

De esta manera, a_0 es la distancia entre ambos puntos -
 265 centrales del dentado M_{10} y M_{20} en la posición media. La distancia
 constante entre M_{10} y el punto de giro del eje de dirección M_I -
 y M_{II} , respectivamente se indica con "b" (b_I y b_{II} , respectivamen-
 te).-

Para el punto de giro M_I se aplica $\alpha_0 = b_I + e_I$,
 270 mientras que para el punto de giro M_{II} $\alpha_0 = b_{II} - e_{II}$.-

La figura 3 representa el mismo engranaje de dirección
 como la figura 2, aunque éste está dibujado a escala mayor así co-
 mo en una posición de desviación en la cual se encuentra el dado
 de dirección 1 desplazado hacia la derecha por el trayecto v , mien-
 275 tras que el árbol de dirección está girado por el eje M y el ángu-
 lo φ . El desplazamiento v se calcula desde la línea $M_{10}M$. Las indi-
 caciones de r_{g1} y r_{g2} representan los radios de los círculos pri-
 mitivos del dentado del dado y del eje de dirección.-

El desarrollo de la relación 1 por la desviación de d_{ij}
 280 rección φ es determinado por la correspondiente posición del punto
 de rodadura C . La posición del punto de rodadura está sujeta a las
 siguientes condiciones que han de ser cumplidas en el momento de
 efectuarse el movimiento de engrane:

1) En el punto de rodadura, las velocidades de los ele-

417344

- 10 -



285 mentos del engranaje en movimiento son iguales con respecto al tamaño y la dirección;

2) Las normales de los flancos en el punto de contacto (rectas de engrane) pasan por el punto de rodadura.

El sentido de la velocidad del dado de dirección es --
290 siempre de forma paralela a los ejes del husillo de dirección y --
del segmento en dirección de circunferencia. Dado que las velocidades pueden ser del mismo sentido solamente en la línea $M_{10}M$ (ver la figura 2), el punto de rodadura se encuentra, en cumplimiento de la condición 1), siempre en la línea $M_{10}M$. La normal de los flancos es siempre igual a la tangente común del círculo primitivo, --
295 es decir, que el punto de rodadura equivale al punto de intersección de las rectas $M_{10}M$, o sea, que el mismo es igual a la distancia del punto de rodadura, momentánea al punto de giro del eje de dirección.--

300 Mientras que ambas rectas de engranaje E_R y E_L (ver la figura 2); forman una intersección en el centro de rodadura común C_0 y en caso de una posición media, en la posición de desviación (según la figura 3), sin embargo, se formarán dos puntos de rodadura, o sea, C para el engrane con los flancos izquierdos de
305 los dientes del segmento en caso de una desviación hacia la derecha, y C' para los flancos derechos por el movimiento por el movimiento de retroceso a través de la cremallera. Por el movimiento de desviación a partir de la posición media hacia la izquierda, -- se accionará el flancoderecho del segmento. La distancia MC sigue
310 igual. Por consiguiente, para el tamaño de la relación en caso de una desviación de la dirección en ambos sentidos, será decisiva -- en cada caso la distancia de MC. Si el dentado 1 empuja el segmento de la posición dibujada hacia la izquierda o bien hacia la derecha a la posición media, deberá tenerse en cuenta la correspondiente
315 distancia MC' para la relación. A consecuencia, resulta -- tanto para el movimiento de desviación como para el de retroceso del dentado de la tuerca de dirección, el cual impulsa, un desarrollo divergente de la relación.--

417344



- 11 -

320 A continuación se somete a consideración el comportamien
to de transmisión de forma individual para cada uno de los puntos
de rodadura momentáneo C (según la figura 3). Dado que el movimien
to del retroceso es efectuado esencialmente con un mínimo de esfuer
zo, puede dejarse fuera de consideración los diferentes comporta
mientos de transmisión de este movimiento para los engranajes de
325 dirección de acuerdo con el presente invento.-

Las figuras 2a y 2b representan diagramas sobre la dis
posición del radio de rodadura y del juego de flancos para un pun
to de giro M_I que se encuentra por encima del centro del dentado
del engranaje, según la figura 2, para un ángulo de desviación φ -
330 creciente. Tanto el radio (relación i) como el juego de los flan
cos suben de forma continua. Los diagramas representados en las fi
guras 2c y 2d corresponden a un punto de giro M_{II} que se encuentra
por debajo del punto central del dentado. Aquí, la subida de la -
curva de la relación es menos pronunciad-a, sin embargo, la curva
335 del juego de los flancos es más ascendente. De acuerdo con el ma
yor radio efectivo $M_{II} C_0$, la relación inicial i_0 a $\varphi_0 = 0$ según
la figura 2c, es mayor que aquél de la figura 2a.-

La figura 4 representa un engranaje de dirección con una
relación decreciente, de forma continua, y con un ángulo de desvia
340 ción φ ascendente el dado de dirección 1 posee un dentado interior
con una línea de referencia circular. El segmento va provisto, al
igual que en el caso de los ejemplos de ejecución según las figu
ras 2 y 3, de un dentado exterior. Como puntos de giro del segmen
to se han tomado los puntos M_I y M_{II} . Las figuras 4a y 4b acusan
345 una decreciente tendencia de la relación, mientras que la figura
4b, como en todas las formas de ejecución del presente invento, -
indica un juego de flancos ascendente con el ángulo de desviación
 φ .- Como se puede observar, la combinación gráficamente re
350 presentada de los dos elementos de engranaje con un punto de giro
 M_{II} del segmento, el cual está situadi exteriormente, dará un en
granaje de utilidad. El juego de los flancos de acuerdo con la fi-

417344



- 12 -

gura 4d resulta inconveniente para un engranaje que tiene un punto de giro M_I interior. Por lo tanto, el engranaje según la figura 4 con un punto de giro interior M_I es inservible.-

La figura 5 representa el mismo engranaje de la figura 4 en una posición de desviación, en la cual se encuentra el segmento de dirección 2 girado, en sentido del reloj, por el punto de giro M_{II} y con el ángulo φ . El dado de dirección 2 está desplazado desde la posición media hacia la derecha y por un espacio correspondiente a v . La tangente en común E_L (recta de engrane del flanco izquierdo del segmento) de los círculos primitivos con los radios r_{g1} y r_{g2} , corta la recta $M_{10}M$ en el punto de rodadura momentáneo C , La distancia CM_{II} representa el radio efectivo R_2 del segmento. Por el movimiento de desviación contrario del dado de dirección desde la posición media hacia la izquierda, entran los flancos derechos del segmento en engrane con el dentado del dado de dirección. A consecuencia de ello se producen los puntos de rodadura momentáneos C (que no está representados) y que son congruentes con los correspondientes puntos de rodadura C en el caso de un movimiento de desviación hacia la derecha. Resulta por tanto, que se obtiene por la desviación de la dirección desde la posición media hacia la derecha el mismo desarrollo de la relación que desde la posición media hacia la izquierda.-

Según los diagramas representados por las figuras 6a y 6b, un engranaje de acuerdo con la figura 6, el cual posee un dado de dirección 1 con dentado exterior y un segmento 2 con dentado interior, facilitará una solución de suma utilidad para un engranaje de dirección con una relación progresiva desde la posición media, siempre que el punto de giro M esté fuera de ambos puntos centrales del dentado M_{10} y M_{20} . Un centro de giro que esté situado dentro de los referidos puntos, no dará un resultado satisfactorio.- En un caso limite será también servible un dentado en forma de cremallera (no está representada). En este caso, r_{o2} tiende hacia ∞ (ver la figura 6).-

417344



- 13 -

Las figuras 7 y 8 representan la geometría del dentado de un engranaje de acuerdo con las figuras 2 y 3 para la posición media (según la figura 7) como asimismo una posición de desviación (según la figura 8). De ello representa r_{g1} el radio del circuito primitivo del dentado del dado de dirección, con el punto central del dentado M_{10} , mientras que el dentado del segmento posee el círculo primitivo con un radio r_{g2} como asimismo el punto central M_{20} (según la figura 7). La normal en común para los flancos izquierdos del segmento toca ambos círculos primitivos en los puntos de contacto N_{10} y N_{20} , y la misma forma con el eje horizontal el ángulo $-\alpha$. La normal de flancos correspondientes a los flancos derechos forma con el eje horizontal el ángulo $+\alpha$. Ambas normales de flancos se unen en el punto de rodadura C_0 , el cual se encuentra en la recta $M_{10}M_{20}$. El ángulo α y $-\alpha$, respectivamente, es el ángulo de engrane del dentado en su posición media.--

El mismo ángulo α con las rectas $M_{10}M_{20}$ es formado por los radios r_{g1} y r_{g2} que pasan por los puntos de contacto N_{10} y N_{20} . De manera correspondiente forman los otros dos radios de los círculos primitivos a través de los no indicados puntos de contactos de la normal para los flancos derechos, al ángulo $+\alpha$ en conjunto con la recta $M_{10}M_{20}$.

Las indicaciones y cálculos relacionados a continuación son aplicables para desviaciones de la dirección en ambos sentidos, teniendo en cuenta que el impulso es efectuado por la cremallera. Por la simple modificación de los signos se obtienen los correspondientes datos de dentado para el movimiento de retroceso desde ambas posiciones de la dirección, trabajándose también aquí con el impulso proporcionado por una cremallera.--

La distancia entre C_0 y el punto de giro M equivale al radio efectivo R_{20} que a su vez determina, la relación inicial i_0 . Los cálculos de la relación se comentan más abajo.--

Al efectuar el desplazamiento del dado de dirección por la distancia "v" (ver la figura 8), el segmento de dirección gira



por el ángulo φ . Los puntos de contacto de la tangente N_{10} y N_{20} se desplazan hacia N_1 y N_2 , respectivamente. De ello resultan -- los ángulos de engrane α_R y α_L , respectivamente, como asimismo --
 425 ds diferentes puntos de rodadura, a saber, C y C' (centros momentáneos del movimiento de la rodadura) para los flancos derechos -- e izquierdos.--

Como consecuencia, existen también dos diferentes radios efectivos, o sea, R_2 y R_2' que determinan la relación tanto para el movimiento de la dirección como para el del retroceso, siendo
 430 R_2 igual a CM y R_2' igual a C'M. Aparte de los nuevos puntos de -- tangente N_1 y N_2 , se han indicado de forma rayada los puntos de -- tangente N_{10} y N_{20} en la posición que tomará los mismos después de efectuar el desplazamiento y giro, respectivamente, de los dos elementos del engranaje. Han sido dibujados en rayitas los radios --
 435 R_{g1} y R_{g2} a través de los puntos desplazados N_{10} y N_{20} .-

De las condiciones del desarrollo (largo de hilo) resultan según las figuras 7 y 8:

$$N_1 N_2 = N_{10} N_{20} + N_1 N_{10} - N_{20} N_2$$

$$440 \quad N_1 N_2 = (b+e) \sin \alpha_0 + r_{g1} (\alpha - \alpha_0) - r_{g2} (\varphi + \alpha_0 - \alpha) \dots\dots(1)$$

La ecuación correspondiente para un engranaje con un -- dentado curvado de forma cóncava para la tuerca de dirección, de acuerdo con las figuras 4 y 5, se obtiene por sustituir en la ecuación (1) las siguientes magnitudes:

$$445 \quad r_{g1} \text{ por } - r_{g1}; \quad b \text{ por } - b; \quad e \text{ por } - e$$

Se obtiene después de efectuar la multiplicación de la ecuación -- con - 1:

$$N_1 N_2 = (b+e) \sin \alpha_0 - r_{g1} (\alpha_0 - \alpha) + r_{g2} (\varphi + \alpha_0 - \alpha) \dots\dots(1a)$$

450 De las relaciones longitudinales en el sentido horizontal "x" resultan según las figuras 7 y 8:

417344



$$N_1 N_2 \cdot \cos \alpha = r_{g2} \sin \alpha - e \sin \varphi - v + r_{g1} \sin \alpha \dots\dots\dots(2)$$

$$N_1 N_2 = (r_{g1} + r_{g2}) \tan \alpha - \frac{e \sin \varphi + v}{\cos \alpha}$$

De acuerdo con las figuras 4 y 5, la correspondiente -
 455 ecuación es como sigue:

$$N_1 N_2 = (r_{g1} - r_{g2}) \tan \alpha + \frac{v - e \sin \varphi}{\cos \alpha} \dots\dots\dots(2a)$$

De las relaciones longitudinales en el sentido "x" re-
 sulta según las figuras 7 y 8 que:

$$b + e \cos \varphi = r_{g2} \cos \alpha + N_1 N_2 \sin \alpha + r_{g2} \cos \alpha \dots\dots\dots(3)$$

$$460 \quad N_1 N_2 = - (r_{g2} + r_{g2}) \cdot \cot \alpha + \frac{b + e \cos \varphi}{\sin \alpha}$$

De forma correspondiente, se deriva de las figuras - -
 4 y 5:

$$N_1 N_2 = \frac{b + e \cos \varphi}{\sin \alpha} - (r_{g1} - r_{g2}) \cot \alpha \dots\dots\dots(3a)$$

Las tres ecuaciones (1) a (3) y (1a) a (3a), respectiva-
 465 mente, contienen cuatro incognitas, o sea, $N_1 N_2$, α , φ , y "v". -
 Se debe hallar una relación de $v = v(\varphi)$.-

De las ecuaciones (3) y (1) resulta por la eliminación
 de $N_1 N_2$ una función implícita de $\alpha = \alpha(\varphi)$:

$$(b+e) \sin \alpha_0 + r_{g1} (\alpha - \alpha_0) - r_{g2} (\varphi + \alpha_0 - \alpha) + (r_{g1} + r_{g2}) \cot \alpha - \frac{e \cos \varphi + b}{\sin \alpha} = 0 \quad (4)$$

470 De las ecuaciones (3a) y (1a) resulta que:

$$(b+e) \sin \alpha_0 - r_{g1} (\alpha_0 - \alpha) + r_{g2} (\varphi + \alpha_0 - \alpha) + (r_{g1} - r_{g2}) \cot \alpha - \frac{e \cos \varphi + b}{\sin \alpha} = 0 \quad (4a)$$

Por lo-s valores dados para r_{g1} , r_{g2} , e, b y α_0 , han de ser re-
 sueltas las ecuaciones (4) y (4a), respectivamente, empleándose
 para φ el método de aproximación correspondiente:-

475 De (2) y (3) se deducen para el trayecto del despla-
 zamiento $v = v(\varphi)$:

$$v = \frac{r_{g1} + r_{g2}}{\sin \alpha} - \frac{e \cos \varphi + b}{\tan \alpha} - e \sin \varphi \dots\dots\dots(5)$$

De forma correspondiente, resulta de las ecuaciones --
 (2a) y (3a) que:

$$480 \quad v = e \sin \varphi + \frac{b + e \cos \varphi}{\tan \alpha} - \frac{r_{g1} - r_{g2}}{\sin \alpha} \dots\dots\dots(5a)$$



La ecuación (5) nos dá, junto con (4), la ley de movimiento requerida, o sea $v = v(\psi)$ que puede ser calculada para cada engranaje de dirección que esté determinado por r_{g1} , r_{g2} , α_0 , "e" y "b".-

485

De la figura 2 se obtiene de este modo:

$$\cos \alpha_0 = \frac{r_{g1} + r_{g2}}{e + b} \dots \dots \dots (6)$$

La relación i resulta de las dos maneras siguientes:

1) Como derivación, o sea, cociente diferencial:

$$i = \frac{\partial v}{\partial \psi} = \frac{\Delta v}{\Delta \psi}$$

490

2) De forma directa por el efectivo radio momentáneo R_2 del segmento de dirección, si solamente interesa la relación que existe.

De la figura 9 resulta por tanto:

$$R_2 = \frac{r_{g2} - e \cdot \cos(\alpha - \psi)}{\cos \alpha} \dots \dots \dots (7)$$

$$i = \frac{2\pi}{h} \cdot R_2 \dots \dots \dots (7a)$$

495

Para la posición de partida $\psi = 0$, equivale según la figura y la ecuación (7):

$$R_{20} = \frac{r_{g2} - e \cos \alpha_0}{\cos \alpha_0} = \frac{r_{g2}}{\cos \alpha_0} - e \dots \dots \dots (8)$$

$$i_0 = \frac{2\pi}{h} R_{20} = \frac{2\pi(r_{g2} - e)}{h} \text{ así como}$$

$$e + b = a_0 = \frac{r_{g1} + r_{g2}}{\cos \alpha_0} \dots \dots \dots (9)$$

500

Las derivaciones arriba indicadas hacen referencia a la línea de engrane con una cremallera que acciona en la posición de desviación. No obstante, estas ecuaciones son también válidas para las líneas de engrane con la cremallera en retroceso, debiendo se poner, en este caso, los ángulos de engrane α y α_0 con el signo invertido. Para los mismos ángulos de giro ψ resultan en los movimientos de la desviación así como del retroceso desplazamientos v diferentes, dado que en el caso de invertir el movimiento y de cambiar los flancos de la cremallera, la misma pasa primero por el juego de ruedas S_e en la carrera muerta (de acuerdo con la --

505

417344



510 figura 3).-

Las diferentes inclinaciones de las líneas de engrane -
que determinan el movimiento de la desviación como asimismo el --
del retroceso en caso de un accionamiento por la cremallera, pro-
porcionan los brazos de palanca R_2 y R_2' , de diferentes efecto,
515 por lo que se producen tambien relaciones de transmisión diferen-
tes.-

Se calcula el juego de los flancos a través de la distan-
cia variable de los ejes M_1M_2 , de acuerdo con las figuras 8 y 10
de la siguiente manera:

520 De la figura 8 se deduce que:

$$M_1M_2 = \sqrt{[a_0 - e(1 - \cos \psi)]^2 + [v + \sin \psi \cdot e]^2} \dots\dots\dots(10)$$

La ecuación correspondiente para un engranaje según las figuras -
4 y 5 es como sigue:

$$M_1M_2 = \sqrt{[a_0 - e(1 - \cos \psi)]^2 + [v - e \sin \psi]^2} \dots\dots\dots(10a)$$

525 La longitud de engrane correspondiente es determinada, de acuerdo
con la figura 10, de la siguiente manera

$$N_1N_2 = + \sqrt{(M_1M_2)^2 - (r_{g1} + r_{g2})^2} \dots\dots\dots(11)$$

De forma correspondiente debe aplicarse para las figuras 4 y 5:

$$N_1N_2 = - \sqrt{M_1M_2^2 - (r_{g1} - r_{g2})^2} \dots\dots\dots(11a)$$

530 El juego de los flancos S_e puede ser hallado a través de la geo--
metría del dentado, o sea:

$$S_e = N_1N_2 - (\alpha_{M_1M_2} + e v \alpha_0) \cdot (r_{g1} + r_{g2}) \dots\dots\dots(12)$$

Para un engranaje de acuerdo con las fiugras 4 y 5, la ecuación -
es de la siguiente forma:

535 $S_e = - N_1N_2 + (\alpha_{M_1M_2} + e v \alpha_0) (r_{g1} - r_{g2}) \dots\dots\dots(12a)$

$\alpha_{M_1M_2}$ se obtiene de:

417344



$$\tan \alpha_{M_1 M_2} = \frac{N_1 N_2}{r_{g1} \pm r_{g2}}$$

Ejemplos con cifras

540 A continuación se describe la forma para hallar los datos del den-
tado de un engranaje de acuerdo con el presente invento.

Como primer dato disponemos de la relación i_o , en la po-
sición de "cero". De:

$$i_o = \frac{2 \pi}{h} \cdot R_{20} \dots\dots\dots(13)$$

545 se calcula el radio efectivo R_{20} del segmento de dirección en la
posición media del engranaje de dirección.

A continuación se elige un valor para el ángulo de engrane que es
corriente en la técnica del dentado, por ejemplo, 25°.

550 Además, han de ser elegidas una distancia de los ejes del dentado
 a_o como asimismo una relación del número de dientes $u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{r_{g2}}{r_{g1}}$

$$\dots\dots\dots(14)$$

Con la ayuda de estos datos pueden ser calculados los -
radios de los círculos primitivos r_{g1} y r_{g2} , la excentricidad "e"
así como la distancia "b" del dentado:

555 $(r_{g1} + r_{g2}) = a_o \cos \alpha_o$, según la ecuación (9).

$r_{g2} = u r_{g1}$, de acuerdo con la ecuación (14).

$$r_{g1} + u \cdot r_{g1} = a_o \cos \alpha_o$$

$$a_o \cos \alpha_o$$

$$r_{g1} = \frac{\quad}{u + 1}$$

$$e = \frac{r_{g2}}{\cos \alpha_o} - R_{20} \text{ de acuerdo con la ecuación (8).}$$

560 $e = \frac{r_{g2}}{\cos \alpha_o} - \frac{i_o \cdot h}{2 \cdot \pi}$ de acuerdo con la ecuación (13).

$b = a_o - e$, de acuerdo con la ecuación (9)

Además, para todas las posiciones de dirección (ángulos
de desviación de la dirección ψ), y en especial para la desviación

417344

28



- 19 -

565 final ψ_{End} , (End = final) $\psi_{End} = 48^a$, pueden ser calculados ahora todos los valores:

Angulo de engrane momentáneo de actuación α , según la ecuación (4)
Trayecto de desplazamiento "v", sobre todo v_{End} , de acuerdo con -
la ecuación (5).

570 Radio de rodadura momentáneo R_2 , ante todo R_{2End}
(en proporción con la relación final), según la ecuación (7).
el juego de flancos momentáneo S_e , sobre todo S_{eEnd} , de acuerdo -
con la ecuación (12).-

575 Repitiendo estos cálculos para una serie de trabajos a_o
y u que se hayan elegido, se podrá establecer un diagrama en el -
cual están representadas las magnitudes finales en dependencia de
las magnitudes a_o y u elegidas. La figura 11 refleja un tal dia--
grama para un husillo y un eje de dirección, ambos con un dentado
exterior. De este diagrama se puede desprender, de forma definiti
va, un par de valores adecuados, o sea, a_o y u, que, por ejemplo,
580 pueden facilitar la relación final requerida i_{End} , así como un --
juego final de los flancos S_{eEnd} deseado. Por consiguiente resul-
ta de este modo una dirección que cumple perfectamente las condi-
ciones en cuanto a relación final y juego de los flancos. Para su
comprobación se puede calcular adicionalmente el desarrollo del -
585 juego de flancos S_e , del desplazamiento "v" y del radio efectivo
 R_2 de la desviación de dirección, empleando para ello las fórmulas
anteriormente indicadas.-

590 Para la ejecución definitiva existe la posibilidad de do-
tar el dentado con cierta forma de desplazamiento del perfil de -
"v - cero", al objeto de obtener, por ejemplo, determinados diáme-
tros del husillo.-

595 Para fines de regulación y reajuste del juego de ruedas
pueden ser ejecutados en la forma acostumbrada, el dentado del seg-
mento ó el de la rueda de dirección ó bien ambos juntos, como un
dentado frontal cónico, poseyendo el eje de dirección la posibili-
dad de ser regulado de forma axial.-



A título de ejemplo sea indicado que en caso de la ejecución cónica de los dientes del segmento, al desplazamiento del perfil del dentado del segmento puede ser superpuesto un desplazamiento de perfil que varía de forma continua por el ancho de los dientes. El valor "x" que resulta por la sección media del dentado del segmento es en este caso decisivo para el diámetro más pequeño del círculo de pie del dentado del husillo de dirección, con un determinado diámetro de rosca concedido para el dado de dirección.-

De los ejemplos de cálculorelacionados a continuación, - el ejemplo 1 se refiere a un engranaje de acuerdo con las figuras 2 y 3, con un dentado del husillo de dirección (1) en forma de una rueda recta de dentado exterior, así como con un dentado del eje de dirección (2), igualmente en forma de una rueda recta de dentado exterior. El ejemplo 2 hace referencia a un engranaje según las figuras 4 y 5, el cual posee un dentado del husillo de dirección (1) en forma de una rueda recta de dentado interior, como asimismo un dentado del eje de dirección que es en forma de un segmento con dentado exterior.-

El ejemplo de acuerdo con la figura 6 representada la inversión del ejemplo 1, según las figuras 4 y 5; el mismo, no obstante, proporciona al igual que el ejemplo de acuerdo con las figuras 2 y 3, una relación de transmisión ascendente, de acuerdo con el ángulo de desviación ψ (ver la figura 6a).-

620 Ejemplo 1

La figura 2 representa la posición media, En el caso normal, es condición indispensable que el conjunto tenga una regulación libre de juegos ($S_e \psi_0 = 0$). El radio R_{20} determina la relación de la dirección en la posición media, como asimismo en la posición del punto de giro. Por un giro del eje de dirección, por ejemplo, por el ángulo $\psi = 48^\circ$ (según la figura 3), el husillo de dirección se desplaza por el trayecto v en sentido del eje del husillo de dirección. Sin embargo; por ello se aumenta ó bien se reduce la distancia de eje primitiva a_0 . Una reducción de la misma equivale a - que el dentado es inservible, dado que los dientes se obstaculizan.

417344



Para el caso del aumento, se produce un dentado con una distancia de eje nueva, o sea, $a = a_0 + \Delta a$.-

635 El valor de Δa determina para cualquier ángulo ϕ el juego de los flancos (de acuerdo con la figura 10). La relación de transmisión momentánea i se encuentra determinada por el radio momentáneo R_2 . Aquí se pone de manifiesto que debido a las dos diferentes puntos de intersección de las líneas de engrane con el eje central $M_1 M_2$, resultan dos valores para R_2 . Por lo tanto, la relación momentánea i puede ser diferentes, lo que depende del hecho si se --
640 trata de un movimiento de desviación δ bien de un movimiento de retroceso, efectuando en cada caso el husillo de dirección el accionamiento necesario.-

De la figura 11 puede elegirse un par de valores, a_0 y u para un caso determinado de relación final y el juego de los flancos, respectivamente. El diagrama se basa en una determinada relación inicial $i_0 = i_{\phi=0}^{\phi=0}$ ($R_{20} = 28,2$ mm., $i_{\phi=0} = 15,5$).-

Para la cremallera se precisan cuatro dientes, mientras que el segmento va provisto de cinco dientes.-

650 La relación i_0 en la posición media equivale a: $i_0 = 15,5$. Por la elevación del husillo de dirección $h = 11,4$ mms., se obtiene en aplicación de la ecuación (13) el brazo de palanca efectivo, R_{20} del momento de giro del eje de dirección en la posición media:

$$R_{20} = \frac{15,5 \cdot 11,4}{2 \pi} = \frac{176,7}{6,2832}$$

655 $R_{20} = 28,1$ mms.

De la figura 11 puede desprenderse para una determinada relación final de $i = 19$ así como para un deseado juego de flancos mayor $S_e = 0,3$ mm., un valor $a_0 = 112$ para la distancia entre ambos puntos centrales del dentado en la posición media, como asimismo una relación del número de dientes

$$u = 0,82 = \frac{z_2}{z_1}$$

Con un módulo de norma $m_n = 4,0$ mm. se obtiene la siguiente suma de los números de dientes:

417344



- 22 -

$$z_1 + z_2 = \frac{2 \cdot a_0}{m_n} = \frac{2 \cdot 112}{4} = 56$$

665 $z_1 + 0,82 \cdot z_1 = 56$

$$z_1 = \frac{56}{1,82} = 30,8$$

$$z_1 = 31, \text{ redondeado.}$$

$$z_2 = 56 - 31 = 25$$

Por una comprobación de cálculo resulta $u = \frac{31}{25} = 0,806$.

670 A este valor modificado para "u" corresponde la mayor relación --
 $i\psi = 18,96$, de acuerdo con el diagrama de la figura 11.-

Se elige un ángulo de engrane del dentado $\alpha_0 = 25^\circ$.-

Por consiguiente, por la aplicación de las ecuaciones (9)
 y (13) se obtiene:

675
$$r_{g2} = \frac{a_0 \cos \alpha_0}{1 + \frac{1}{u}} = \frac{112 \cdot 0,90631}{2,2406}$$

$$r_{g2} = 45,3 \text{ mm.}$$

$$r_{g1} + r_{g2} = 112 \cdot 0,90631 = 101,51$$

$$r_{g1} = 56,2$$

680 De la ecuación (8) se obtiene la excentricidad:

$$e = \frac{r_{g2}}{\cos \alpha_0} - R_{20} = 49,98 - 28,12$$

$$e = 21,9 \text{ mm}$$

685 De este modo se obtiene la distancia b entre el punto --
 del centro del dentado M_1 del dado de dirección y el punto de gi-
 ro del eje de dirección:

$$b = 112 - 21,9 = 90,1 \text{ mm}$$

Con los valores antes citados de r_{g1} , r_{g2} , e, b y α_0 , se calcula
 el ángulo de engrane α para una desviación $\psi = 48^\circ$, de acuerdo con
 la ecuación (4), a $\alpha = 47^\circ$ y $50'$.-

417344



- 23 -

690 El juego de los flancos s_e en la desviación final se -
calcula de la siguiente forma, en aplicación de las ecuaciones -
(10, 11 y 12):

$$M_1 M_2 = 112,56 \text{ mm}$$

$$N_1 N_2 = 48,64 \text{ mm}$$

695 $\alpha_{M_1 M_2} = 25,6^\circ$

$$s_e = 0,25 \text{ mm}$$

A continuación se calcula el desplazamiento "v" del da-
do de dirección a bolas, desde la posición media hasta $\psi = 48^\circ$ -
de la ecuación (5) a $v = 24,9 \text{ mm.}$ -

700 El radio de rodadura momentáneo R_2 (según la figura 2)
se calcula a base de la ecuación (7) : $R_2 = 34,4 \text{ mm}$

Según la figura 3, es el radio de rodadura R_2 efectivo
en el caso de una desviación hacia la derecha, en la cual se mue-
ve el dado de dirección 1, según la figura 3, hacia la derecha,
705 estando los flancos izquierdos del dentado del segmento en engra-
ne. El radio correspondiente R_2 del mismo largo, se produce en el
caso de la desviación hacia la izquierda.-

Otra medida de importancia para la construcción, de -
acuerdo con las figuras 2 y 3, es a_E , la distancia entre el cen-
tro de giro del segmento y el eje del dado de dirección. Esta --
710 medida es resultante del diámetro de rosca elegido así como de la
distancia R_{20} ; en el presente ejemplo se eleva la misma a $a_E = 54,$
mm.-

Ejemplo 2

715 La relación variable que es creada por dos ruedas exte-
riores, facilita soluciones muy útiles para las transmisiones ó -
bien radios R_2 progresivos hacia fuera. Al sustituir el dentado -
exterior del husillo de dirección por un dentado interior, ha de
ser desplazado el centro de giro del árbol de dirección, y preci-
720 samente desde el centro del dentado hacia fuera, para conseguir -
así un engranaje de un funcionamiento adecuado.-

417344



- 24 -

La figura 4a indica para un engranaje de acuerdo con las figuras 4 y 5, el cual posee un dado de dirección con dentado que se disminuye la modificación de la relación de los radios, --
725 respectivamente, en función con el aumento del ángulo de giro ψ .-

Tambien puede ocurrir que la relación aumenta primeramente en el caso de pequeñas ángulos de giro.-

Al contrario del ejemplo 1, para un engranaje según las figuras 4 y 5 resulta un radio R_2 y una relación i , respectivamente de una forma decreciente. La rueda dentada interior del denta-
730 da del husillo de dirección (1) ofrece con respecto a la disponibilidad de espacio de construcción las siguientes propiedades para un engranaje de dirección:

Por la curvatura o-puesta del círculo primitivo de la --
735 rueda dentada interior, se consigue en comparación con una rueda recta de dentado exterior, para los dientes exteriores del husillo de dirección un espacio mayor para la construcción.-

Al objeto de evitar que se produzcan dificultades de en-
740 grane para los casos de una desviación maxima, puede ser que sean necesarios otros dos dientes en el dentado del husillo de dirección enfrente del dentado exterior. El largo de construcción para el -- dentado del husillo de dirección resulta de esta forma mayor que para un dentado exterior. Debido a que la presión sobre la superficies es menor en los flancos cóncavos del dentado interior, se pue-
745 de dimensionar el dentado de una forma más reducida.-

De la figura 12 pueden desprenderse un par de valores o sea, a_0 y u , para una determinada relación final así como para un juego de flancos.-

Para la referida rueda de dentado interior se necesitan-
750 seis dientes para facilitar una oblicuidad de la dirección de -- $\psi = 48^\circ$. El diagrama representado en la figura 12, puede ser aplicado para una serie de engranajes con valores constantes de $\alpha_{h0} = 25^\circ$, elevación $h = 11,4$ mms, módulo de norma $m_n = 4,0$ y relación inicial $i = 18,0$ con $\psi = 0$. En la abscisa se ha tomado la relación del nú-

417344

28 JUL 1973 

- 25 -

755 mero de dientes $u = \frac{z_2}{z_1}$, y en las ordenadas la relación final --
con un ángulo de desviación $\varphi = 48^\circ$. Como parámetros resultan la
distancia del eje a_o y el juego de los flancos, medido a $\varphi = 48^\circ$.

760 El brazo de palanca efectivo en la posición media y de
acuerdo con la ecuación (13) equivale a:

$$R_{20} = \frac{18,0 \cdot 11,4}{2} = 32,6 \text{ mms.}$$

De la figura 12 se puede desprender una orientación so-
bre $i\varphi = 48^\circ = 15,47$ y $u = 0,268$ para una requerida relación final
de $i = 15,5$ y el mayor posible juego de flancos $s_e = 0,2$. La co-
765 rrespondiente distancia de ejes es de $a_o = 60 \text{ mms.}$

$$\frac{z_2}{z_1} = 0,268 \quad z_2 = 0,268 \cdot z_1$$

$$z_1 - z_2 = \frac{2 \cdot 60}{4} = 30; \quad z_1 (1 - 0,268) = 30$$

$$z_1 = \frac{30}{0,732} = 41$$

770 $z_2 = 11$

La ecuación (9) indica para un engranaje con dentado in-
terior:

$$r_{g1} - r_{g2} = a_o \cos \alpha_o$$

$$r_{g2} = u r_{g1}$$

775 $r_{g1} = \frac{a_o \cos \alpha_o}{1 - u} = \frac{60 \cdot 0,906}{0,732} = 74,5$

$$r_{g2} = 74,5 \cdot 0,268 = 20$$

De la figura 4 resulta la excentricidad:

$$e = R_{20} - \frac{r_{g2}}{\cos \alpha_o} = 32,6 - \frac{20}{0,906}$$

$$e = 10,5$$

780 La distancia b entre el punto central del dentado M_1 de
la tuerca de dirección y el centro de giro del eje de dirección -

417344

- 26 -



M, resulta de:

$$b = a_0 - e = 60 - 10,5 = 49,5.$$

785 Con los valores ya averiguados de r_{g1} , r_{g2} , e , b y α_0 , se compone el ángulo de engrane de actuación α para un ángulo de desviación,

$\gamma = 48^\circ$, de acuerdo con la ecuación (4a):

$$\alpha = 5^\circ, 29', 30''.-$$

790 El desplazamiento v de la tuerca de dirección es, de acuerdo con la ecuación (5a) como sigue:

$$v = 26,2 \text{ mms.}$$

El juego de los flancos S_e para la desviación máxima de la dirección, se saca de las ecuaciones (10a, 11a y 12a), o sea,

795 $S_e = 0, 27 \text{ mms.-}$

800 Descrita suficientemente la naturaleza y alcance de la presente invención se hace constar que en la misma podrán ser variables los materiales dimensiones y en general aquellos otros detalles accesorios o secundarios que no alteren cambien ni modifiquen la esencialidad propuesta.-

Los términos en que queda redactada esta memoria son ciertos y fiel reflejo del objeto descrito, debiendose interpretar en un sentido más amplio y nunca en forma limitativa.-

REIVINDICACIONES

805 Se reivindica como de la propia y nueva invención la propiedad y explotación exclusiva de:

1ª.- Mejoras introducidas en los engranajes de dirección con relación variable; en especial de direcciones para vehículos automóviles, los cuales están constituidos por un husillo de dirección, un dado con bolas de transmisión así como un árbol de dirección con un segmento dentado, excentricamente con respecto al eje del referido árbol, siendo la relación de transmisión variable en --
810 ambas direcciones de la desviación, mediante un movimiento de --

Re

417344



- 27 -

815 los elementos del engranaje, el cual es efectuado desde una posi-
ción media del árbol, caracterizadas por el hecho de que cada uno
de ambos elementos del engranaje posee un dentado de envolventes,
de tipo normal con solamente una línea de referencia, preferente-
mente de forma circular, y de que el centro de giro como así mis-
820 mo el punto central del dentado del elemento del engranaje en mo-
vimiento de giro, con la posición media del engranaje sobre una -
recta vertical con respecto al eje longitudinal del dado a bolas
de transmisión, la cual atraviesa el punto de rodadura C_0 , se en-
cuentran a una determinada distancia el uno del otro (excentricidad
825 "e"), y de que los dentados de ambas piezas del engranaje, los --
cuales están en engranaje acusan - por ejemplo, a partir de la posi-
ción inicial (igual a la posición media), comenzando con "cero" y
con arreglo al aumento de las desviaciones - un juego de flancos
de tipo creciente.-

830 2ª.- Mejoras introducidas en los engranajes de dirección con rela-
ción variable; según reivindicación 1ª caracterizadas por el he-
cho de que ambos elementos del engranaje poseen un dentado exte-
rior, de manera que la relación aumenta de forma continua desde la
posición media y en dirección de las posiciones de desviación.-

835 3ª.- Mejoras introducidas en los engranajes de dirección con rela-
ción variable; según reivindicación 1ª, caracterizadas por el hecho
de que el elemento del engranaje que efectúa un movimiento rectilí-
neo, posee un dentado exterior, el elemento giratorio del engrana-
je vá provisto de un dentado interior o bien, tiene, en un caso lí-
840 mite, el dentado de una cremallera, y de el punto de rodadura C_0
que existe en la posición media del engranaje, se encuentra entre
el centro del dentado del dado a bolas y el centro de giro del den-
tado del árbol de dirección, de tal forma que la relación aumenta
de forma continua desde la posición media y en dirección de las po-
845 siciones de desviación.-

4ª.- Mejoras introducidas en los engranajes de dirección con rela-
ción variable; según reivindicación 1ª caracterizadas por el hecho
de que el elemento del engranaje que efectúa el movimiento rectilí-
neo, va provisto de un dentado interior, el elemento giratorio del

Rey

417344



- 850 engranaje posee un dentado exterior, encontrándose el centro de giro del mismo entre los puntos centrales de ambos dentados y de tal manera que la relación es decreciente de forma continua desde la posición media y en dirección hacia las posiciones de desviación.-
- 855 5ª.- Mejoras introducidas en los engranajes de dirección con relación variable; según reivindicación 1ª a 4ª, para el engranaje de dirección, con un dado dentado con bolas de transmisión así como -- con un segmento dentado, caracterizadas por el hecho de que el dado dentado a bolas se encuentra alojado - de una manera ya conocida - de forma antigiratoria en su movimiento rectilíneo.-
- 860 6ª.- Mejoras introducidas en los engranajes de dirección con relación variable; según reivindicaciones 1ª a 5ª, caracterizadas por el hecho de que el dentado del segmento y/o el dentado del dado de dirección son fabricados como dentados rectos cónicos del tipo ya conocidos, mediante el procedimiento del tallado con fresa helicoidal, y de que el eje de dirección es regulable de forma axial y de la manera ya conocida, al objeto de efectuar la regulación y reajuste, respectivamente del juego de ruedas.-
- 865 7ª.- "MEJORAS INTRODUCIDAS EN LOS ENGRANAJES DE DIRECCION CON RELACION VARIABLE".-

Consta la presente memoria descriptiva de veintiocho hojas numeradas y mecanografiadas por una sola cara a las que se les acompañan once planos para su mejor comprensión.

Madrid,

28 JUL 1973

RODOLFO DE LA TORRE
P. P.

A large, stylized handwritten signature in black ink, written over the typed name of Emilio Garza Arceaga.

Emilio Garza Arceaga

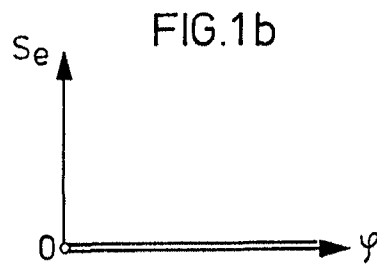
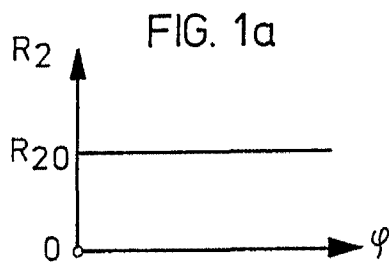
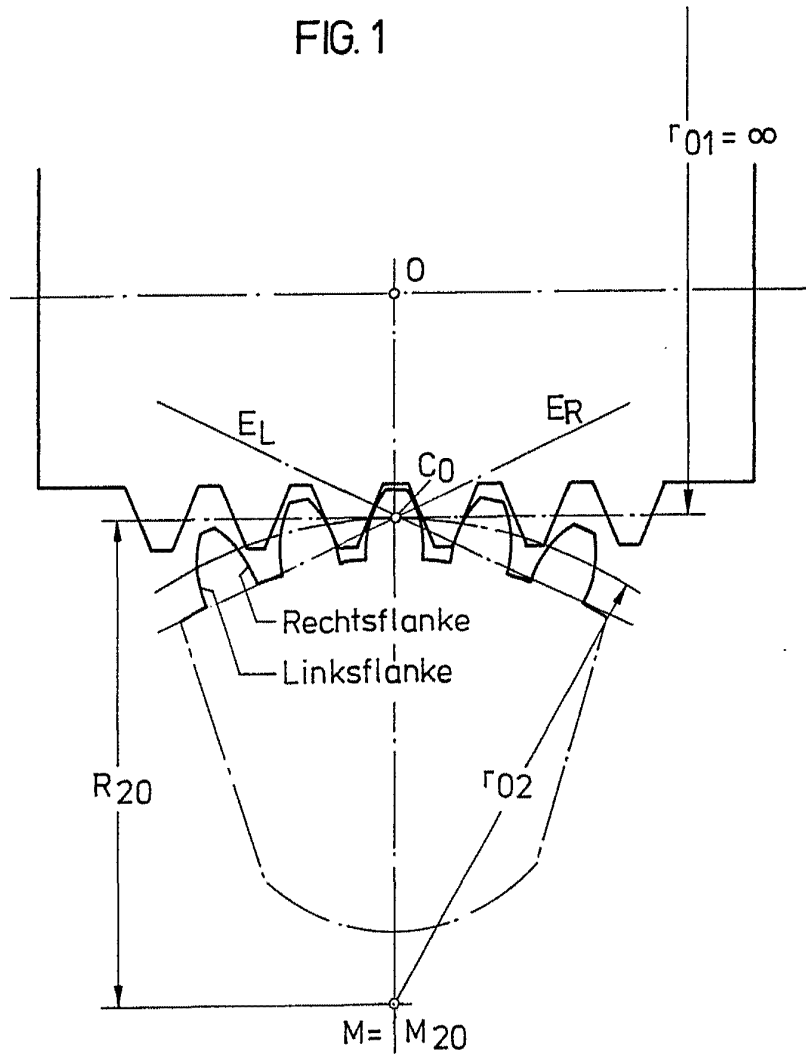
po

417344

12



FIG. 1



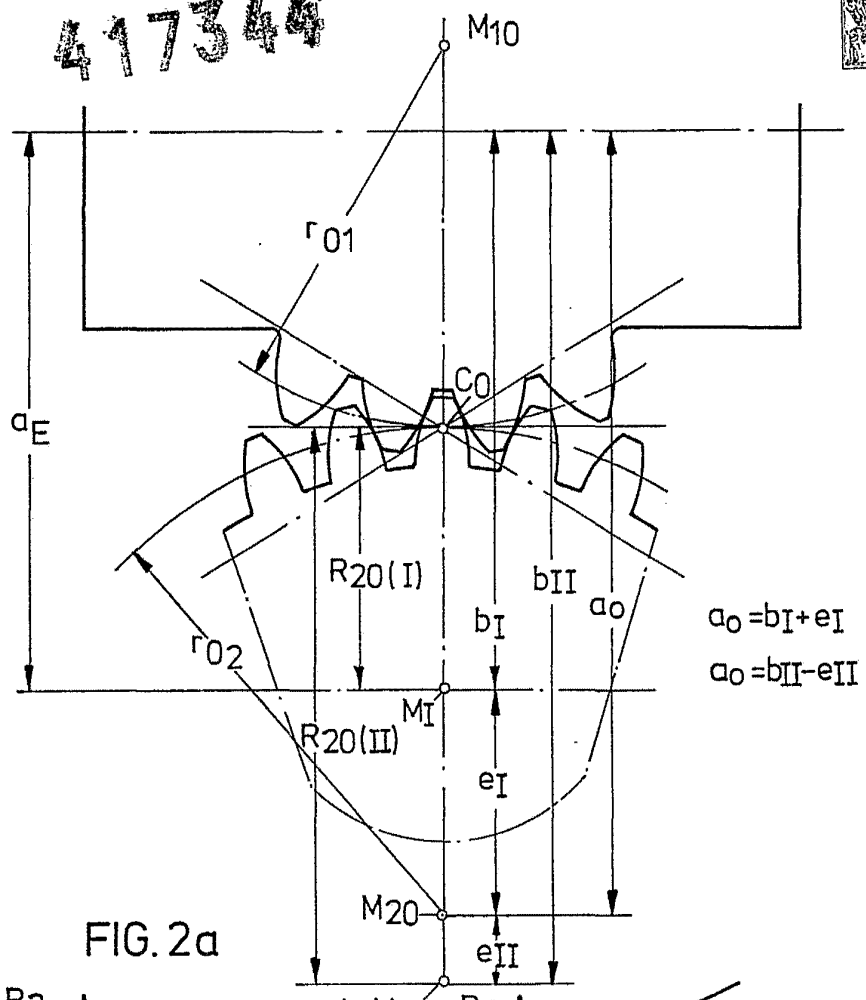
2 AGO. 1973

RODOLFO DE LA TORRE
 ESCALA VARIABLE

[Handwritten signature]
 José Pérez Collado

417344

FIG. 2



$$a_0 = b_I + e_I$$

$$a_0 = b_{II} - e_{II}$$

FIG. 2a

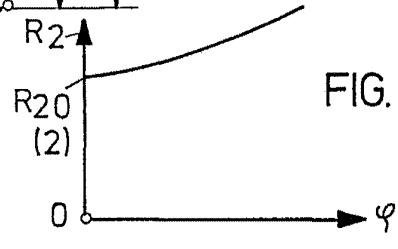
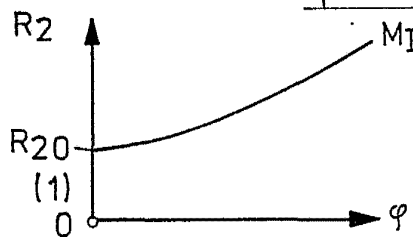


FIG. 2b

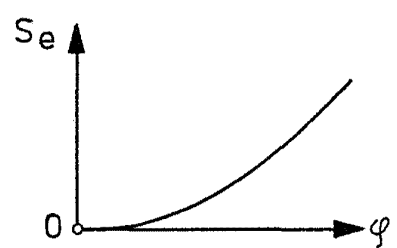
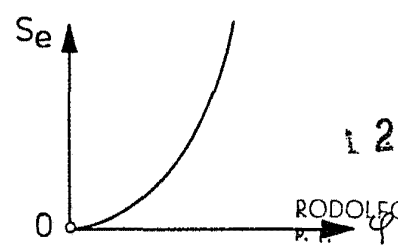


FIG. 2d



1 2 AGO. 1973

RODOLFO DE LA TORRE

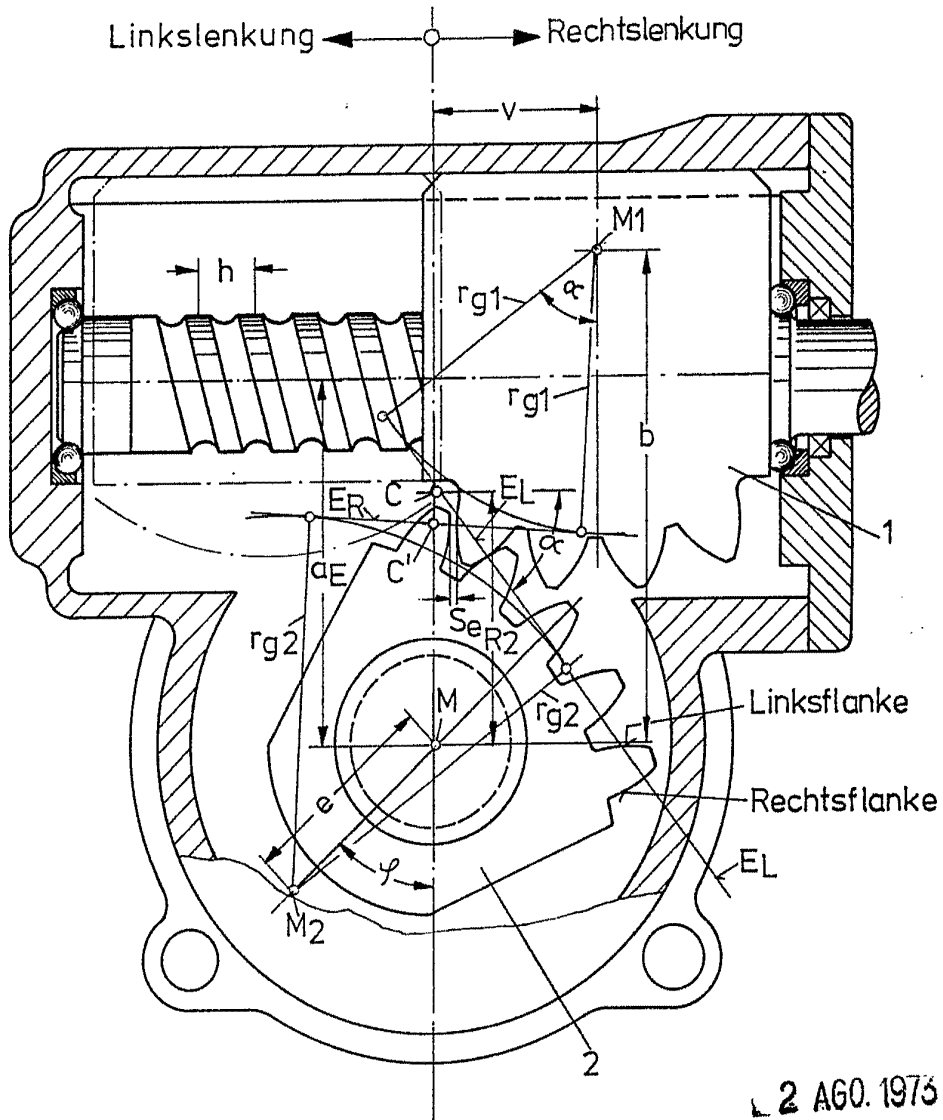
ESCALA VARIABLE

José Pérez Collado

417344



FIG. 3



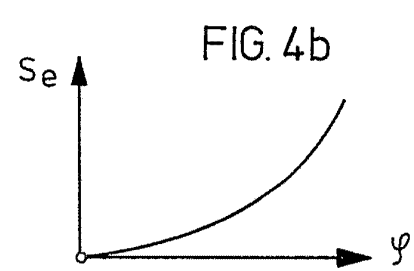
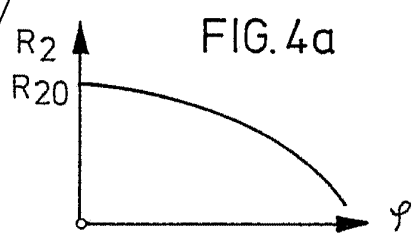
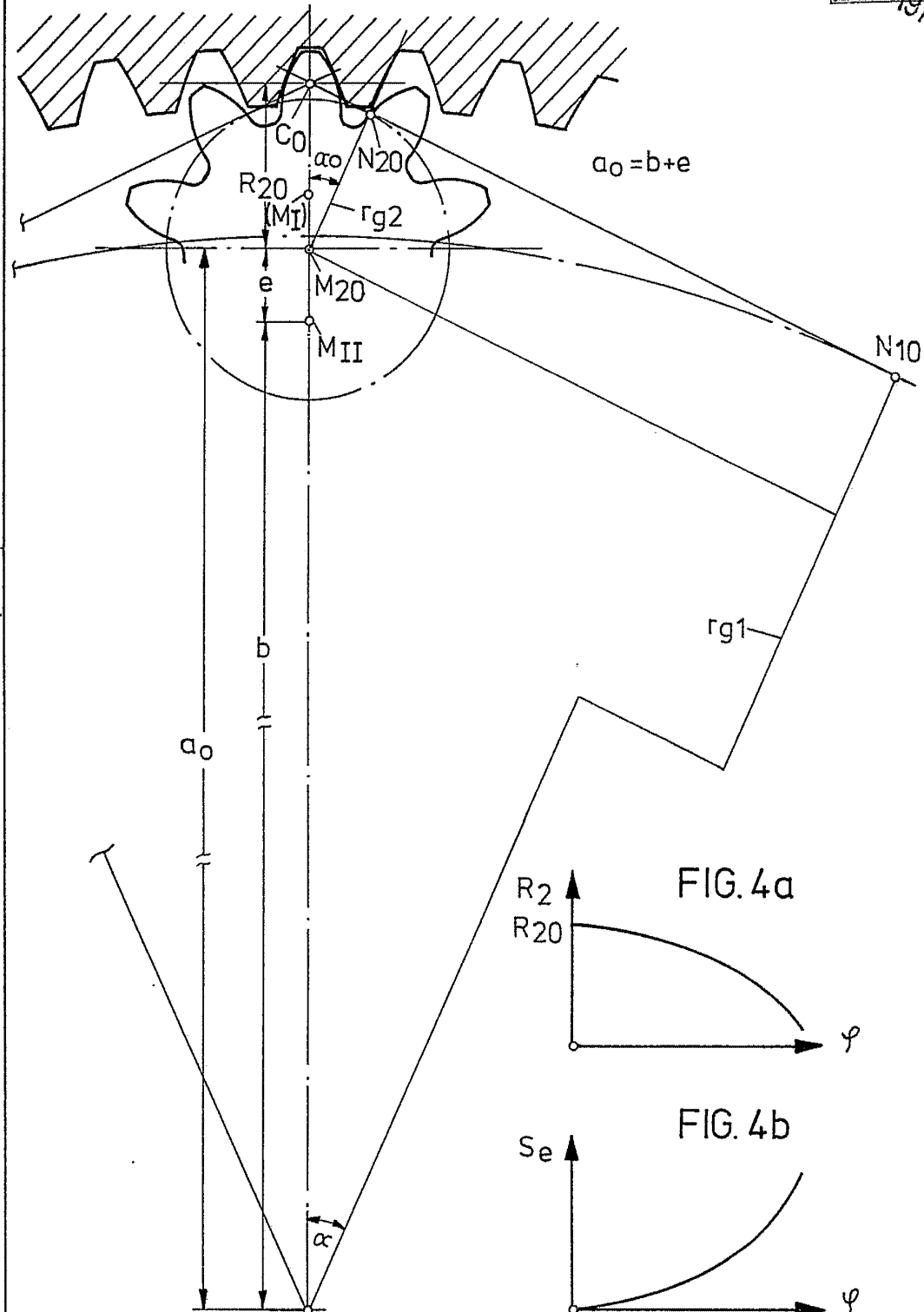
2 AGO. 1973
RODOLFO DE LA TORRE
P. P.

[Signature]
José Pérez Collado
ESCALA VARIABLE RODOLFO DE LA TORRE
P. P.

417344



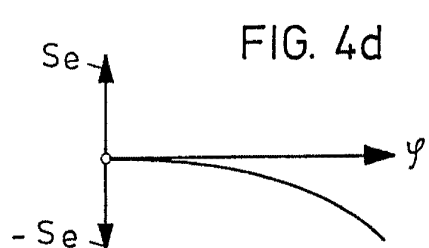
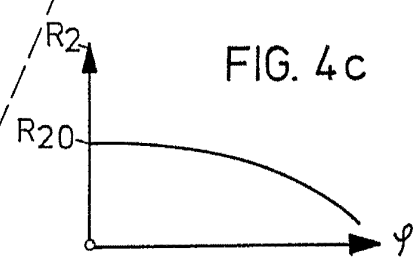
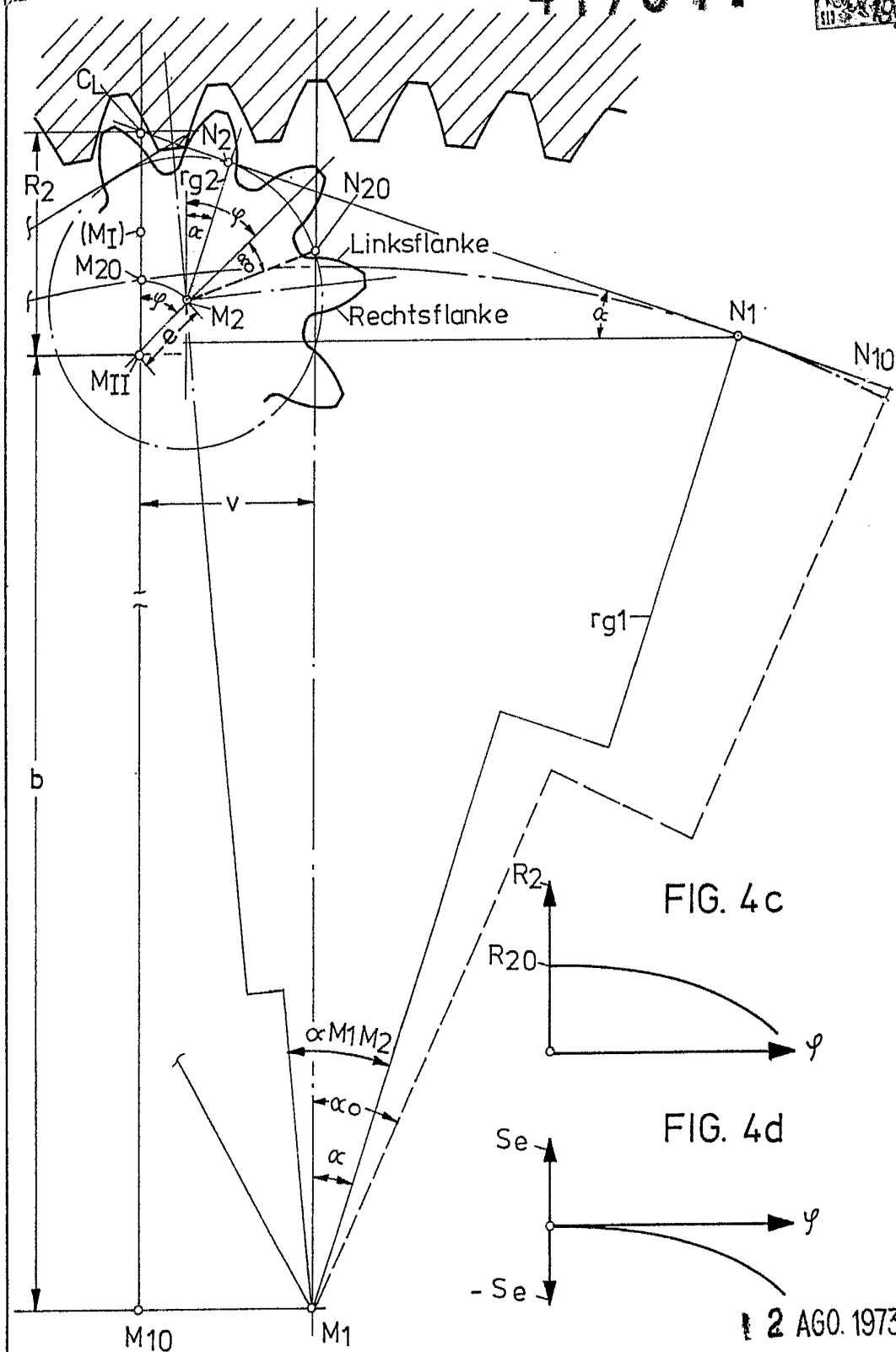
FIG. 4



ESCALA VARIABLE P. P. RODOLFO DE LA TORRE

[Handwritten signature]
 José Pérez Collado

FIG. 5 **417344** 2



2 AGO. 1973

ESCALA VARIABLE RODOLFO DE LA TORRE

[Handwritten signature]
José Pérez Collado

417344

FIG.6

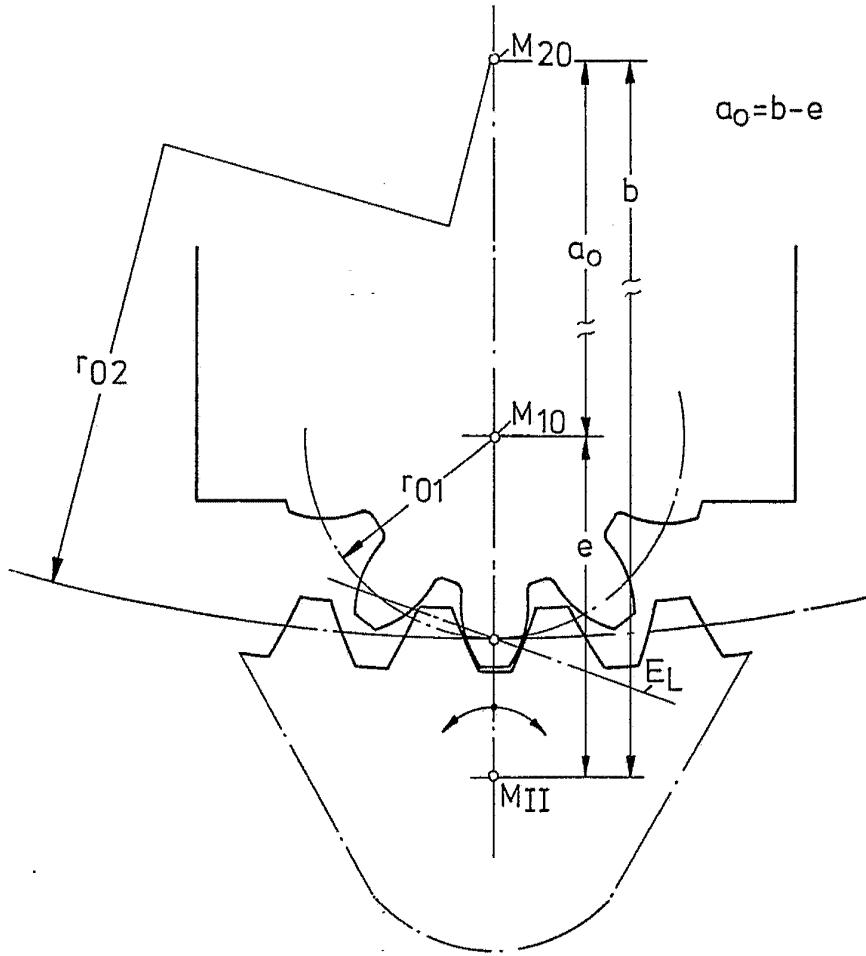


FIG. 6a

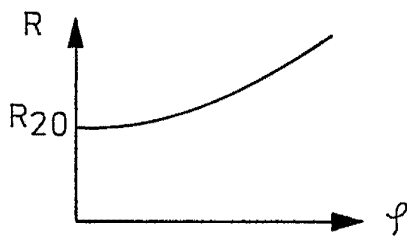
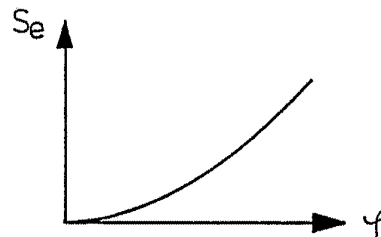


FIG. 6b



2 AGO. 1973

ESCALA VARIABLE

RC...
P. R.
[Handwritten Signature]
José Pérez Collado

417344
Fig. 7

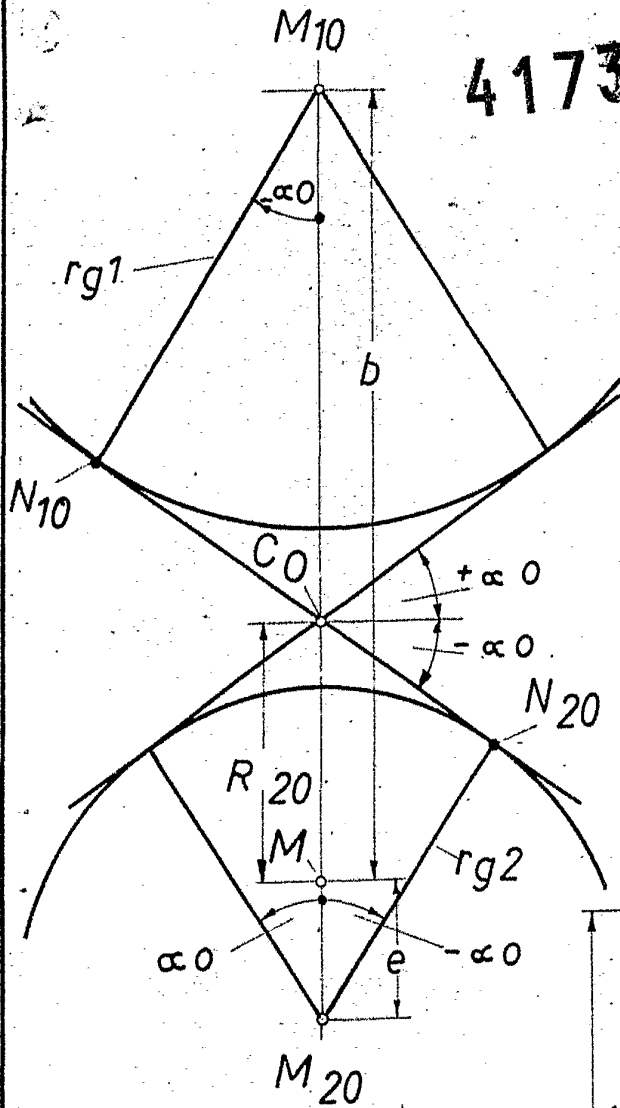
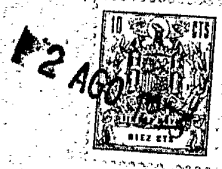
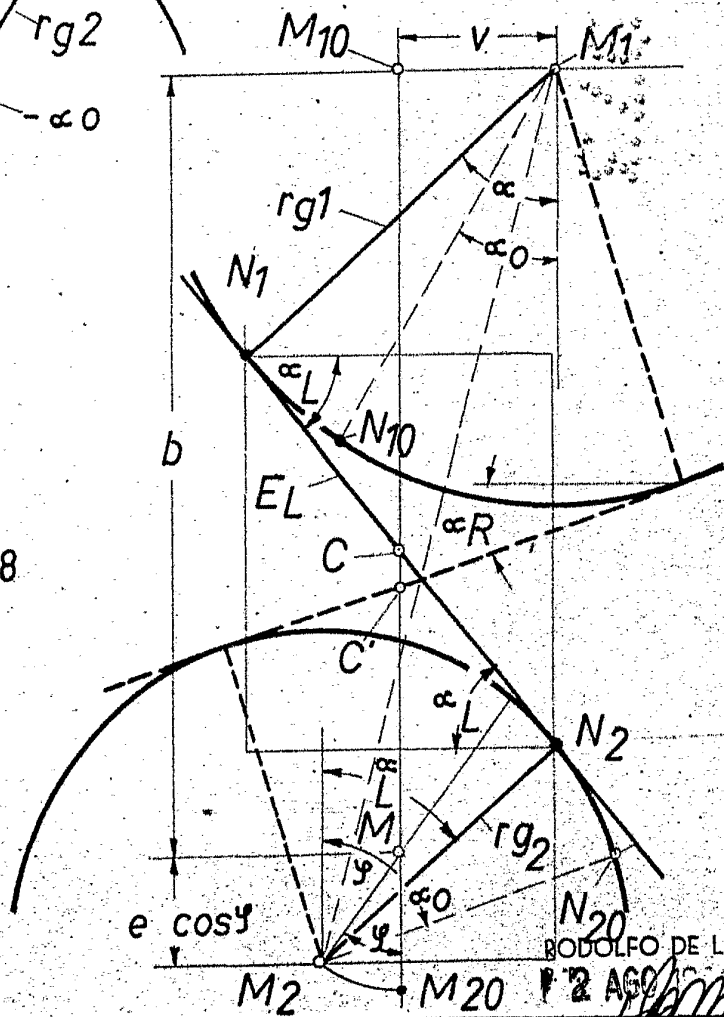


Fig. 8



ESCALA VARIABLE

RODOLFO DE LA TORRE

2 AGO

[Handwritten signature]

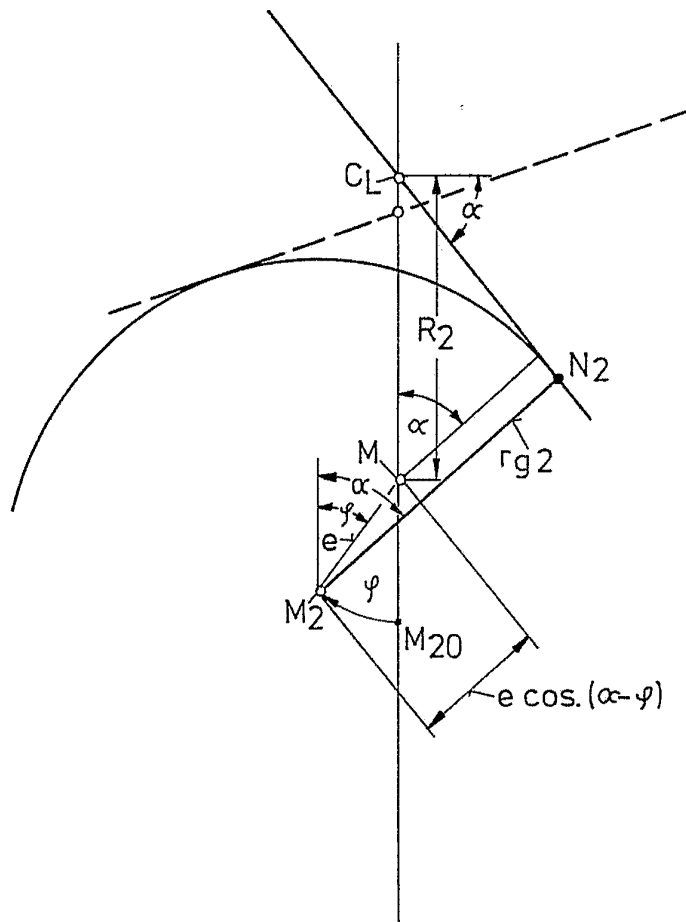
José Pérez Gallado

**POOR
QUALITY**

417344



FIG. 9



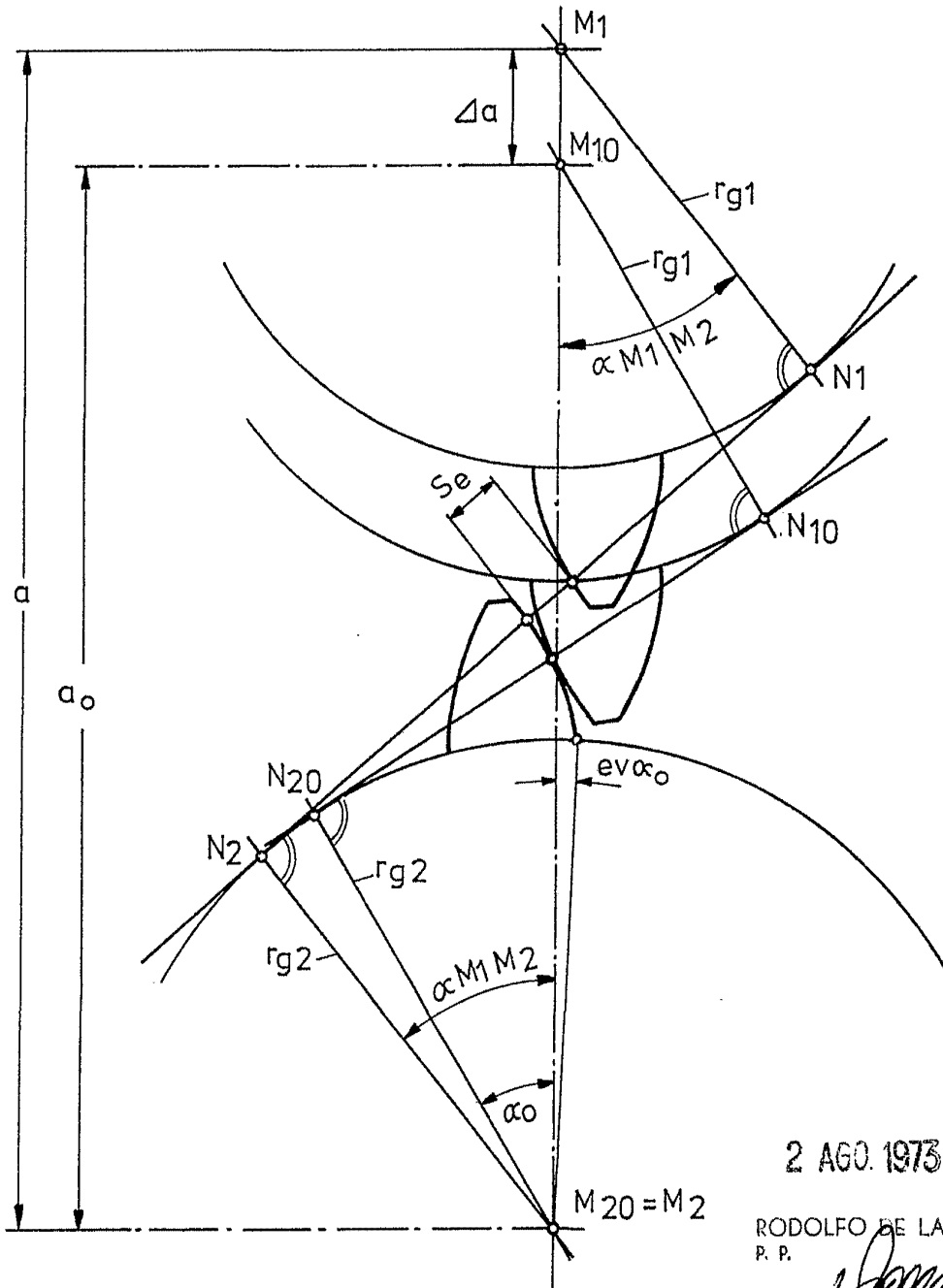
2 AGO. 1973

RODOLFO DE LA TORRE
P. P.

José Pérez Collado

ESCALA VARIABLE

FIG.10 **417344**



2 AGO. 1973

RODOLFO DE LA TORRE
P. P.

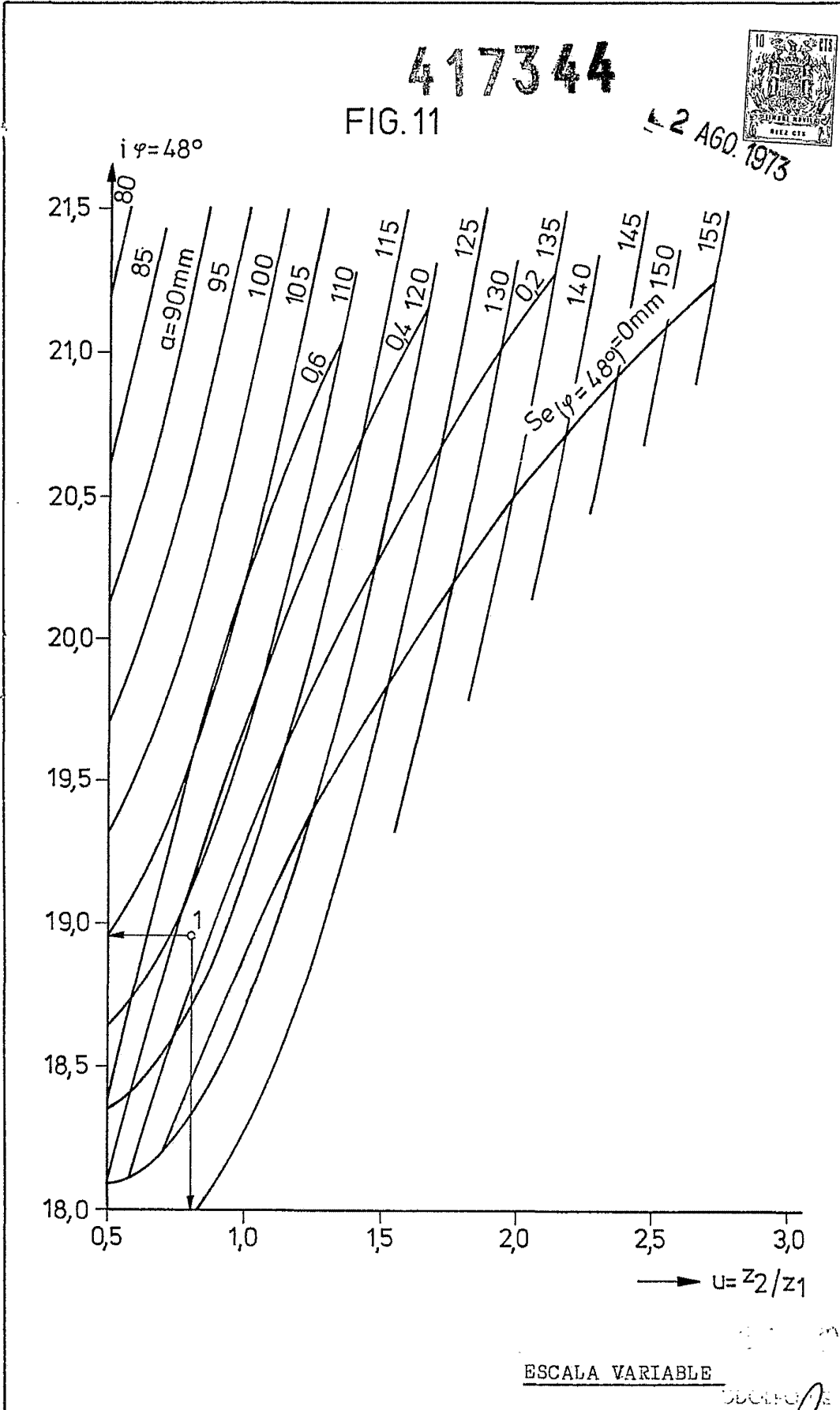
ESCALA VARIABLE

José Pérez Cillado

417344

FIG. 11

2 AGO. 1973



1973

BOCADO DE LA YERRE
S.A.

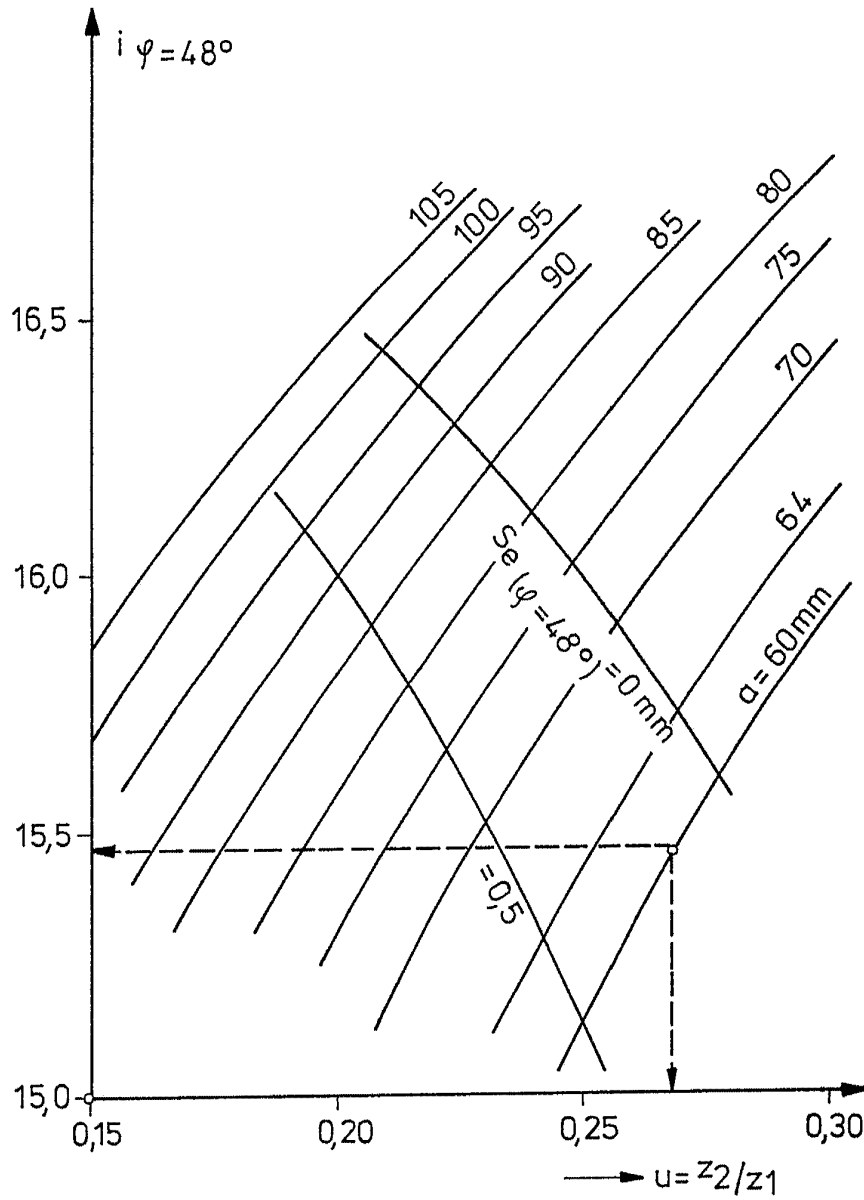
[Signature]

José Pérez Collado

417344



FIG.12



→ $u = z_2/z_1$

2 AGO 1973

ESCALA VARIABLE