

26 ABR 1972

P - 50.585

401798

Case No 69.1080  
Div. I.

Int. Cl. B62D

**Memoria descriptiva**

SECCION TECNICA
CLASIFICACION I. P. C.
CLASE _____
CLASE _____

para solicitar PATENTE DE INVENCION por 20 años

a nombre de ARTHUR ERNEST BISHOP

entidad / de nacionalidad australiana

con domicilio en 24 Brinker Rd., Barrington, Illinois,  
Estados Unidos de América.

por: "UNA DISPOSICION DE CONEXION DE ENGRANAJE DE DIRECCION DE RELACION VARIABLE" (Clase Internacional B62d)



Como saben quienes están familiarizados con la técnica de los mecanismos de dirección de automóviles, se han conseguido recientemente mejoras en el manejo de vehículos mediante la incorporación de direcciones de relación variable. Como ejemplos de tales sistemas están las anteriores Patentes americanas Números 2.865.215; 2.865.216 y 2.865.217, expedidas a Arthur E. Bishop. Los sistemas de relación variable, de acuerdo con tales patentes, proporcionan una relación de dirección alta menos directa en condiciones de marcha centrada o en línea recta, y proporcionan una rápida disminución de la relación a medida que se gira el volante de dirección separándolo de la posición correspondiente a marcha centrada, con una subsiguiente graduación de la disminución de la relación hasta una relación inferior, prolongándose sin variación de relación apreciable a medida que las ruedas del vehículo giran hacia sus máximos ángulos de giro, o posiciones extremas de viraje. Se prefiere que la aplicación de potencia, por medio de un motor hidráulico, por ejemplo, se proporcione en el lado de salida de la conexión de relación variable del mecanismo de dirección. Tales sistemas han sido análogamente expuestos y reivindicados en las patentes anteriores de Bishop antes mencionadas. De acuerdo con tales patentes, la potencia aplicada por un motor hidráulico de dirección, por ejemplo, se aplica con una relación sustancialmente uniforme.

En las situaciones de maniobra se ha visto la importancia de proveer una capacidad de rapidez de

401798

26 ABR 1972



5 viraje máxima junto a la condición de dirección de  
marcha en línea recta con objeto de evitar lo que co-  
rrientemente se denomina "adelantamiento" de la bomba  
de dirección, con un consiguiente fallo aparente de  
10 respuesta del sistema de dirección. De acuerdo con  
el presente invento se emplea un sistema satisfacto-  
rio para cumplir tales requisitos. Aquí, el servomo-  
tor hidráulico de dirección está conectado a la parte  
del vehículo que se gira, por medio de una conexión  
que proporciona sustancialmente un par de torsión  
aplicado al mecanismo de dirección en la condición  
centrada o en línea menor que el correspondiente al  
máximo ángulo de giro de las ruedas del vehículo.  
Esta característica se combina con la transmisión de  
15 relación variable de la dirección, para proporcionar  
una disposición en que se proporciona una fuerza de  
ayuda menor que la usual en condiciones de posición  
centrada, con una mejor sensación de la dirección du-  
rante la marcha centrada, pero en que se dispone de  
20 sustancialmente más potencia a medida que el sistema  
de dirección se mueve separándose de su condición  
correspondiente a posición centrada. Esta disposi-  
ción permite la utilización de una combinación de me-  
nor potencia de bomba de dirección y motor para un di-  
25 seño dado de la dirección o bien, alternativamente,  
proporciona un par de torsión sustancialmente aumen-  
tado, disponible para el conductor del vehículo, con  
la misma potencia de motor y bomba que se usa corrien-  
tamente.

30 En los casos en que se produzca un fallo de



la potencia, y, en consecuencia, la dirección haya  
de ser manual, la conexión más directa entre el ser-  
vomotor de dirección y el eje de salida de la direc-  
ción, como se prevé en este invento, proporciona una  
menor carga de resistencia del motor en las zonas  
5 próximas a la central. En estas zonas es donde se  
producen típicamente fallos de la bomba, y en conse-  
cuencia, con el presente invento se proporcionan ade-  
más superiores características de funcionamiento en  
caso de fallo de potencia.  
10

De acuerdo con el presente invento, se ha  
provisto una columna de la dirección o eje de entra-  
da de la dirección. En una forma preferida, se pro-  
vee un tornillo sin fin en forma de diábolo con una  
15 pista de leva de relación variable, en general como  
se ha descrito en la anterior patente americana de  
Bishop, antes mencionada, Número 2.865.217. Esta pis-  
ta de leva proporciona, en cooperación con un segui-  
dor de leva de tipo de rodillo llevado por un eje  
20 transversal, una alta relación en posición centrada  
con una relación que disminuye rápidamente, y luego  
menos rápidamente a medida que el sistema se mueve  
separándose desde su condición de posición centrada.  
El eje transversal está montado a pivotamiento en ge-  
25 neral transversal al tornillo sin fin de diábolo y  
está provisto, de acuerdo con el presente invento,  
de una rueda dentada de leva que tiene dientes con un  
círculo primitivo de radio variable que aumenta al se-  
pararse de la condición de posición centrada. Una  
30 cremallera que tiene dientes que engranan con la rue-

401798

26 ABR



5 da dentada coopera con la rueda dentada de leva del eje transversal para proporcionar contacto de baja fricción con la misma, para hacer oscilar a la rueda dentada de leva en respuesta a la aplicación de potencia a la cremallera desde un servomotor. La salida de potencia del motor a la cremallera, con la válvula de dirección abierta, es sustancialmente constante durante todo el recorrido del motor. La válvula de dirección está montada sobre la columna del

10 volante de la dirección, o bien en el lado correspondiente al conductor de la transmisión de la dirección de relación variable, y dispuesta para ser afectada solamente por el par de torsión de entrada y no por la relación variable, mientras que el motor está conectado para accionamiento a la rueda dentada de leva del lado de la columna de la dirección de la conexión de dirección de relación variable. El resultado de este conjunto cooperante es una relación de dirección en general no directa en la condición de posición

15 centrada, con una mejora simultánea en la sensación de la dirección durante la marcha, por aplicación de un par de torsión de dirección máximo disponible relativamente menor (aunque una más rápida rotación del eje de salida, o una mayor capacidad de rapidez de viraje) en condiciones de marcha centrada. Estas características, acopladas con una capacidad mejorada de fuerza en el margen de maniobras de aparcamiento, son sumamente deseables en un sistema de dirección y, hasta el presente, no se ha dispuesto de ellas en

20 la dirección de los vehículos automóviles.

25

30



En la realización ilustrada se ha provisto un sistema nuevo y sumamente compacto. Se logra esto mediante perfiles especiales de diente en el sector dentado del eje transversal, o eje del sector, y mediante la provisión de un soporte de una orejeta sobre el eje transversal para el seguidor de leva que incorpora un nuevo ajuste de engrane. El diente especial del sector y la construcción de soporte del seguidor de leva permiten brochar el sector dentado del eje transversal y permiten además un amplio soporte metálico para el rodillo, a pesar de que apoya por un solo extremo. El seguidor de rodillo y el sector dentado de relación variable resultantes constituyen una configuración nueva y sumamente compacta para un sistema de servodirección.

La Fig. 1 es una vista en alzado lateral, en corte transversal parcial, de un mecanismo de dirección construido de acuerdo con el presente invento;

La Fig. 2 es una vista en corte transversal tomada a lo largo de la línea II-II de la Fig. 1;

La Fig. 3 es una vista en corte transversal tomada a lo largo de la línea III-III de la Fig. 1;

La Fig. 4 es una ilustración esquemática de una transmisión de dirección usual mostrando la relación mútua de las partes de la dirección con las ruedas orientables;

La Fig. 5 es un gráfico en que se comparan gráficamente el par de torsión requerido para la dirección del vehículo y el par de torsión de que se dis-

401798



pone para hacer frente a esas exigencias;

5 La Fig. 6 es una vista detallada, con dimensiones en pulgadas inglesas (una pulgada inglesa igual a 2,54 cm.) de una rueda dentada de eje transversal de acuerdo con una realización del invento;

La Fig. 7 es una vista detallada de una cremallera construída para funcionamiento con la rueda dentada de la Fig. 6;

10 La Fig. 8 es una representación esquemática del desarrollo del engranaje del presente invento representado en la condición de posición centrada;

La Fig. 9 es una representación esquemática del engranaje ilustrado en la Fig. 8, con las partes avanzadas;

15 La Fig. 10 es una representación esquemática del engranaje ilustrado en las Figs. 8 y 9, en una posición más avanzada;

20 La Fig. 11 es un gráfico que representa las variaciones de radio primitivo de un sector dentado desarrollado de acuerdo con el presente invento;

La Fig. 12 es una vista comparativa, por un extremo, desde arriba, del sector dentado de eje transversal;

25 La Fig. 12A es una vista en corte transversal tomada a lo largo de la línea XII-XII de la Fig. 13;

30 La Fig. 13 es una vista en alzado del sector dentado de eje transversal, en que se ilustran detalles de la configuración con una sola orejeta del mismo; y

La Fig. 14 es una vista lateral únicamente del sector dentado de eje transversal de la Fig. 13, tal como se vé desde la derecha en esa figura.

5 Como puede verse de la consideración de la Fig. 4, el invento del presente sistema está diseñado para utilización en un sistema de dirección de auto-  
móvil de cualquier configuración conocida. Un ejem-  
plo, ilustrado esquemáticamente, incorpora un engrana-  
10 je de dirección enterizo 10 accionado por una columna 11 del volante de la dirección conectada a un volante de la dirección 12. La salida desde el engrana-  
je de la dirección 10 es aplicada a un eje transversal 13 que lleva un brazo de mando 14 conectado a un  
15 tirante 15 de la transmisión de la dirección. El tirante 15 está conectado a brazos de dirección 16, 17 de las respectivas ruedas orientables 18, 19. El tirante está provisto de un brazo loco 20 sujeto a  
pivotamiento al bastidor 21 del vehículo. Tal como se ha descrito, el sistema es de funcionamiento usual y  
20 de configuración general. Cuando se aplica una entrada de rotación al volante 12, como en 22, el eje transversal 13 oscila, moviendo alternativamente el tirante 15 y originando una acción de giro de las ruedas orientables 18, 19.

25 Al examinar los fenómenos de la dirección se ha comprobado que los requisitos de carga de la dirección varían sobre el margen de movimientos de la dirección. Se ha comprobado así que el par de torsión requerido para girar las ruedas aumenta a medida  
30 que se van girando más las ruedas. Este aumento es

401798

26 ABR 1972



gradual al principio, y va creciendo más rápidamente a medida que las ruedas se aproximan a su posición extrema de giro, pudiendo verse ese par de torsión requerido en la línea 30 del gráfico de la fig. 5.

5

Será desde luego evidente para los expertos en la técnica que el par de torsión requerido para virar un vehículo automóvil dependerá de una serie de factores, algunos de los cuales son peculiares para cada automóvil en particular. Para un modelo de automóvil de 1.968, se obtuvo una curva de par de torsión requerido, indicada en la línea 30 en la Fig. 5, curva que se considera típica. Como puede verse en ella, se requiere un par de torsión de algo menos de 9.200 cm-kg para girar las ruedas estando centradas, con el vehículo estacionario y los frenos aplicados. Cuando se giran las ruedas del vehículo hasta un máximo que se aproxima a los  $35^{\circ}$ , el par de torsión requerido habrá aumentado, como puede verse, hasta aproximadamente 13.800 cm-kg, también con los frenos del vehículo aplicados. Puede observarse que el par de torsión requerido para funcionamiento de la dirección con los frenos del vehículo desaplicados, es algo menos que los valores citados, pero también se observará que el par de torsión requerido con los frenos desaplicados aumenta de una manera en general similar a como indica la curva 30, aunque algo menos rápidamente.

10

15

20

25

30

En los sistemas de servodirección usuales que ahora se encuentran en el mercado, se emplean dos conceptos de fuerza. El primero de éstos se ha ilustrado en la línea en general horizontal 31 de la

401798



5  
10  
15  
20  
25  
30

Fig. 5, y puede denominarse un sistema de par de torsión constante, en que el motor es de par de torsión constante y su salida es de relación sustancialmente constante. La potencia del motor y la relación de salida se eligen para proporcionar par de torsión suficiente en las posiciones adyacentes a las extremas de viraje, con la válvula de la dirección totalmente abierta. Sustancialmente todos los sistemas de servodirección de la técnica anterior han proporcionado, o han sido diseñados con la intención de proporcionar, tal disponibilidad de par de torsión sustancialmente constante. En los sistemas usuales, el par de torsión disponible está diseñado para ser sustancialmente constante a un valor de aproximadamente 11.500 cm-kg, y se observará que tal disponibilidad de par de torsión es más que suficiente para hacer funcionar el vehículo con giros de hasta incluso 30º aproximadamente. Más allá de este punto, el par de torsión disponible en el ejemplo ilustrado es inferior al par de torsión requerido para continuar el giro con los frenos aplicados. En tal sistema, en consecuencia, será necesario un motor mayor, o un mayor brazo de palanca (radio primitivo de la rueda dentada de salida accionada) para proporcionar la apropiada disponibilidad de par de torsión en todo el margen de recorrido de la dirección. Se verá, sin embargo, que en la condición centrada, en línea, el par de torsión disponible es muy sustancialmente superior al par de torsión requerido para girar y, en consecuencia, se observará que el sistema es en general inefi-

401798

26 APR 1972



caz por proporcionar más par de torsión del necesario en condición en línea, y una cantidad insuficiente de par de torsión en las posiciones extremas de giro.

5           Una segunda forma de servodirección que se encuentra actualmente en el mercado se ha ilustrado en la línea 32 de la Fig. 5. Esa curva de disponibilidad de par de torsión se adapta en general a la lanzada al mercado en los sistemas de servodirección de los vehículos de la General Motors, en los que se emplea un sistema de servodirección de relación variable. En tales sistemas, en los que se utiliza en general un motor de servodirección alternativo alineado coaxialmente con una columna de la dirección de tuerca de bolas recirculantes, la salida del motor es aplicada sobre el lado correspondiente a la columna del volante de la dirección del engranaje de la dirección de relación variable. Tal sistema se ha ilustrado de un modo general en la Patente americana de la General Motors número 2.953.932. En tal sistema el par de torsión de que se dispone es, a la vista de la variación de la relación, sustancialmente mayor en la condición en línea, mientras que disminuye hasta aproximadamente la cifra de 11.500 cm-kg junto a las posiciones extremas de giro del vehículo. También, por consiguiente, el par de torsión de que se dispone es muy sustancialmente superior al par de torsión requerido en la condición en línea, y puede muy bien ser sustancialmente inferior al requerido en las posiciones extremas de giro del vehículo. Ese aumento innecesario de par de torsión trae consigo desventajas de

10

15

20

25

30

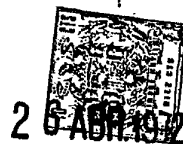


diseño, por cuanto la transmisión de la dirección debe ser diseñada para soportar el par de torsión innecesariamente elevado y, en la condición de conducción en marcha centrada se dispone de una capacidad sustancialmente inferior de rapidez de viraje, o velocidad de salida.

El presente invento está diseñado para proporcionar curvas adaptadas de "par de torsión disponible" y "par de torsión requerido". La conexión del servomotor al eje de salida se hace en una forma de relación variable y de manera que se produce un mínimo de pérdida de potencia en la transferencia de fuerza en la transferencia de fuerza al eje de salida. De esta manera la fuerza disponible puede ser adaptada exactamente a los requisitos de cualquier vehículo dado, y se puede lograr por tanto un máximo rendimiento del sistema de servodirección con un motor mínimo.

Como se ha ilustrado en la Fig. 1, el engranaje de la dirección indicado en general en 10 tiene un eje de salida o eje transversal 13. La columna 11 de la dirección acciona un tornillo sin fin 25 a través de una conexión de movimiento perdido que incorpora una barra de torsión 26 y un estriado suelto 24. El tornillo sin fin acciona un manguito 23 de válvula de la dirección, giratorio con ensanche en el centro, a través de una conexión de accionamiento 27. La conexión de la dirección que comprende la columna 11, el tornillo sin fin 25 y la conexión de movimiento perdido 26, 24, puede ser de cualquier forma usual. Funciona, al girar la columna 11 de la dirección, haciendo

401798



5 girar el eje transversal 13 por medio de un rodillo 29  
seguidor de leva llevado a pivotamiento sobre el eje  
de soporte 28 montado transversalmente al eje geomé-  
trico del eje transversal 13. Se prefiere que el tor-  
nillo sin fin 25 proporcione una relación variable me-  
diante la provisión de una pista de leva helicoidal  
de un paso variable, que proporciona una relación  
relativamente alta de la dirección en la condición en  
línea o de marcha en línea recta y una relación de la  
10 dirección que disminuye rápidamente a medida que se  
giran las ruedas del vehículo en sentido de separarlas  
de la posición en línea, con una variación de la rela-  
ción que va disminuyendo gradualmente a medida que se  
va girando gradualmente el vehículo. La conveniencia  
15 de esta característica, en combinación con la adapta-  
ción del par de torsión, se comprenderá si se recuerda  
que con tal relación alta en la condición en línea se  
requiere realmente un par de torsión total relativa-  
mente menor en el volante de la dirección para conse-  
20 guir el giro de las ruedas del vehículo, en particu-  
lar cuando el vehículo se está moviendo rápidamente.  
Así, proporcionando una construcción de par de torsión  
adaptado con una disponibilidad de par de fuerzas en  
la condición en línea sustancialmente menor que el que  
25 se ha empleado corrientemente, puede proporcionarse  
al conductor una mayor sensación de la dirección du-  
rante la marcha. Esta sensación no es sin embargo ex-  
cesiva en las situaciones en que la demanda de par de  
torsión es muy elevada y la relación es también muy  
30 alta, ya que con un poco más de par de torsión del vo-



lante de la dirección, y por consiguiente de desviación de la válvula, se obtiene del servomotor fuerza suficiente para efectuar el giro de las ruedas, en buena parte independientemente de la fuerza que aplique el conductor.

5

Se aplica la potencia, de acuerdo con el presente invento, por medio de una cremallera 42 de salida de movimiento alternativo. La cremallera 42 coopera con el piñón 43 enterizo con el eje transversal 13 y es mantenida en engrane apropiado con el mismo mediante un bloque de cojinete 44 soportado de modo ajustable por un tornillo 45 y una tuerca de seguridad 46. Los dientes que engranan 43a y 42a están provistos, como puede verse en la Fig. 3, con una relación variable. En el sistema ilustrado, el círculo primitivo de la rueda dentada 43, representado en 47, tiene un radio mínimo alrededor del eje geométrico de rotación 13a del eje 13 en el punto central o en línea 48, aumentando el radio a medida que se recorre el círculo primitivo separándose desde la posición en línea. El círculo primitivo de los dientes 42a de la cremallera 42 coincide con el círculo primitivo de los dientes 43a y, por consiguiente, al ser movida alternativamente la cremallera 42 separándose de su condición en línea ilustrada, la relación de aplicación de potencia desde la cremallera al eje transversal 13 aumenta para cualquier presión hidráulica dada. Preferiblemente, ese aumento está especialmente ajustado para proporcionar sustancialmente la misma disponibilidad de par de torsión con la servoválvula de

10

15

20

25

30

401798



5 dirección usual totalmente abierta, pues los requisitos de par de torsión 30 son para ese automóvil individual cuando permanece estacionario con los frenos aplicados. No solamente garantiza ésto un par de torsión suficiente en las posiciones extremas de giro del vehículo, sino que proporciona además un par de torsión sustancialmente menor en la condición en línea. Este menor par de torsión tiene una ventaja importante por proporcionar una característica sustancialmente mejorada de rapidez de viraje. En otras palabras, cuando el motor 40 proporciona un par de torsión relativamente menor, lo hace como resultado del hecho de que el pistón 41, que se desplaza a una velocidad constante con la válvula totalmente abierta, se mueve menos para proporcionar un grado dado de rotación de salida. En consecuencia, se consigue una rotación del eje de salida relativamente rápida con un movimiento menor del pistón y, en consecuencia, la respuesta del sistema es sustancialmente más rápida, o bien aumenta la capacidad de rapidez de viraje en las condiciones de bajo par de torsión en la posición centrada y en las adyacentes a ésta. Es deseable una respuesta tan rápida como sea posible en la posición centrada o de marcha en línea recta y en las adyacentes a ésta, y que la contribución manual sea considerable con objeto de mejorar las maniobras para evitar obstáculos y mejorar las características de sensación de la dirección durante la marcha, respectivamente, y ello se consigue, de acuerdo con los principios del presente invento, mediante la adaptación de pares de

10

15

20

25

30



torsión descrita en lo que antecede.

5 Los diversos modelos de vehículos automóviles tendrán características de la dirección, carga de la dirección y requisitos de respuesta, algo diferentes. Además, el sistema de dirección es un campo muy delicado en el funcionamiento del vehículo. Para proporcionar una adaptación completa de pares de torsión, la transmisión del par de torsión a través del sistema

10 deberá ser sustancialmente independiente de cualesquiera efectos de acñamiento de los componentes del mecanismo de la dirección en cualquier momento dado. En muchos sistemas de servodirección de la técnica anterior se producen pérdidas por rozamiento en el tren de servomando, y es importante, de acuerdo con el presente invento, reducir al mínimo tales pérdidas.

15 Además, a la vista de las características relativamente individuales de las diferentes marcas y modelos de vehículos, se desea que exista flexibilidad en el diseño de la conexión de relación variable entre el cilindro de potencia 41 y el eje transversal 13. Estas

20 características se logran ambas satisfactoriamente de acuerdo con el presente invento. Como se ha ilustrado en los dibujos, el servomotor está conectado al eje transversal por medio de una conexión de engranaje de relación variable, en que la transmisión de la fuerza se efectúa por medio de una combinación de contacto de deslizamiento y de rodadura. Este contacto se logra por medio de la cremallera 42 y el piñón 43. La

25 cremallera 42 y el piñón 43 proporcionan un sistema satisfactorio de transmisión del par de torsión, que

30

401798

26 ABR. 1972



puede variarse por selección de las diversas relaciones de círculos primitivos, sin cambiar ninguna parte componente que no sea el eje transversal con sus dientes de piñón enterizos y la cremallera de potencia.

5 Puesto que es fácil determinar el par de torsión requerido en el eje transversal de cualquier modelo de vehículo dado, también es fácil desarrollar en el mismo punto la suficiente capacidad de par de torsión y desarrollar los círculos primitivos variables 47, 48a  
10 y las formas de los dientes del piñón y la cremallera.

En las figuras 6-14 de detalle, se ha representado una realización del nuevo engranaje que aquí se ha usado para la aplicación de potencia. En ellas se han ilustrado las configuraciones de los dientes, constituidas por una pluralidad de superficies relativamente sencillas. Limitando las superficies a superficies planas o a superficies curvadas de radio fijo, se ha eliminado la generación de los perfiles de los  
15 dientes en un tallador de engranajes. Por el contrario, los dientes de ambas partes pueden ser brochados, técnica que es relativamente económica desde el punto de vista tanto del tiempo como del coste de la mecanización. Al mismo tiempo se ha logrado una construcción de diente que proporciona esencialmente ausencia de holgura en la posición de marcha en línea recta, aumentando gradualmente la holgura hasta una cifra  
20 más alta, sustancialmente constante, a medida que se va girando el volante de la dirección.

En las Figs. 6-14 se han representado dentados adecuados. Pueden brocharse de modo que cuando  
30



5 se ajustan para obtener la deseada ausencia de holgura en la posición centrada, desarrollarán un grado de holgura controlado cuando se giran a uno u otro lado desde la posición centrada, y mantendrán la holgura en todo el recorrido hasta las posiciones extremas de giro, de un modo que no es fácil conseguir con las ruedas dentadas talladas. En las Figs. 6 y 7 de los dibujos se han representado las dimensiones relativas para ilustrar la construcción de los dentados. No se emplean curvas complicadas. Cada una de las curvas tiene un solo radio, y una pasada de la brocha paralela a la línea central retirará sucesivamente el material, sin que sea necesaria la rotación o la oscilación de las piezas dentadas ni de las herramientas durante el corte. Puesto que el recorrido de trabajo de la brocha tiene lugar en línea recta, la anchura del diente principal o central puede variarse a voluntad, sin que ello afecte en modo alguno a los otros dientes, técnica de construcción que no se encuentra fácilmente entre las anteriores técnicas del tallado de engranajes.

15  
20  
25  
30 Por ejemplo, al considerar los dispositivos de la técnica anterior, los dientes de la cremallera y del piñón, de relación variable, como los usados por la General Motors y anteriormente mencionados, tienen limitaciones sustanciales. La forma del diente empleado en tal técnica anterior presenta una gran limitación en el margen de patrones de relaciones. Las uniones bruscas entre los cambios de relación, como los que provee el dispositivo de la General Motors, son produ-

401798 26



5 cidas por los cambios bruscos en la relación de engranaje entre el útil de corte y el piñón que está siendo tallado en el tallador de engranajes empleado. La variabilidad del radio primitivo debe ser incorporada, en tales situaciones, en la máquina que talla el sector, y también en el equipo de calibrado que se emplea para verificar las piezas. Esto hace que sea difícil usar una curva suave, arbitraria, en tales dispositivos de la técnica anterior. Parece claro que

10 quines anteriormente han trabajado en el campo de los mecanismos de cremallera y piñón de servodirección no se han dado cuenta de que las evolventes de círculo y otras formas clásicas de dientes de ruedas dentadas, que son de por sí de características uniformes de velocidad, están mal adaptadas para servir como punto de partida para configuraciones de relación variable. En

15 la situación de relación variable, es deseable que la relación de potencia vaya en general aumentando a medida que se gira la rueda dentada desde el centro, por las razones ya indicadas; pero es también de suma importancia proporcionar un engrane exacto con un apriete general en la posición centrada, procediendo a aumentar gradualmente la holgura del engrane a uno y otro

20 lado del centro con ligeros cambios en la velocidad relativa entre los miembros conductor y conducido en los puntos en que el contacto cambia de un diente a otro. De acuerdo con este invento, se ha ideado inicialmente un engranaje no generado que produce de por sí las relaciones variables, usando a la vez una configuración geométrica relativamente sencilla y sin dejar

25

30



de satisfacer los requisitos antes indicados. Es por tanto una cualidad importante de estas piezas dentadas que son geométricamente sencillas y, sin embargo, como resultado de un cuidadoso dimensionado, satisfacen los diversos y complicados requisitos de este sistema.

De acuerdo con este invento, los dientes se hacen con flancos arqueados, de modo que cualquier par de flancos en aplicación controla la relación entre la cremallera y el piñón como si estuviesen conectados por un mecanismo de manivela. Como es bien sabido, el mecanismo de manivela clásico produce un movimiento aproximadamente armónico entre un elemento que se mueve alternativamente y gira, con una relación de velocidades que está variando constantemente, y esa relación puede ser modificada en un amplio margen variando para ello las proporciones de las partes. Estas propiedades se usan en las piezas dentadas hechas de acuerdo con este invento, fabricando dientes sucesivos cuyos centros y radios están elegidos de modo que se obtenga un gráfico de relaciones de velocidades que satisfaga los requisitos de engranaje antes indicados. Aunque en las Figs. 6 y 7 se han ilustrado las dimensiones de una estructura satisfactoria, la obtención de tal engranaje puede comprenderse más claramente de las Figs. 8 a 10.

Como se ha representado en ellas gráficamente, se ha considerado que el eje de rotación C del piñón o sector se mueve con relación a un miembro 142 de cremallera estacionaria, a lo largo de un eje A-B,

401798

26 ABR 1972



5 mientras el sector 143 gira alrededor de C a derechas.  
En tanto que el flanco arqueado 145 del sector 143,  
con un radio R alrededor del centro 146, permanece en  
contacto con el flanco arqueado 148 que tiene un radio  
r alrededor del centro 147, la distancia 146-147 per-  
manecerá constante, y podría sustituirse por una ba-  
rra rígida, tal como la ilustrada en 149, pivotada al  
10 piñón en 146 y a la cremallera en 147. El sector 143  
girará, al moverse su punto C de pivotamiento a lo  
largo del eje A-B, a una velocidad determinada por el  
centro instantáneo de rotación entre él mismo y la cre-  
mallera, el cual estará situado donde la línea 146-147  
corta a una línea trazada perpendicularmente al eje  
A-B a través del centro C, como en 151 para la posi-  
15 ción centrada representada en la Fig. 8.

A medida que el centro C se mueve a lo lar-  
go del eje A-B y es obligado a pivotar por la barra  
imaginaria 149, el punto de intersección 151 de la ba-  
rra 146-147 con la perpendicular por el centro C se  
20 desplazará según una trayectoria curvada como la re-  
presentada por la línea de trazos 152. Se comprobará  
que en las ruedas dentadas de dientes de evolventes  
de círculo usuales, tal línea de trazos sería una lí-  
nea recta paralela al eje A-B y sería denominada la  
25 línea o "círculo" primitivo de cremallera, con un ra-  
dio primitivo correspondiente del sector de C-151.

El eje 146-147 de la barra 149 representa  
la línea de acción de la fuerza entre los dientes en  
sus puntos de contacto, y por consiguiente el ángulo  
30 entre el eje 146-147 y el eje A-B, como se ha ilustra



do en 153, corresponde al ángulo de presión en un engranaje usual. En la realización ilustrada se ha representado un ángulo 153 de aproximadamente  $20^\circ$ . Si se determinan el ángulo de presión y el radio primitivo C-151 por las consideraciones de diseño que de ordinario se tienen en cuenta, y son valores apropiados, por tanto dentro de límites, los radios R-z determinarán la trayectoria del círculo primitivo 152. Ahora bien, si se eligen R y r de tal modo que la perpendicular a la barra 149 en el punto 151 y la perpendicular al eje A-B por el punto 147, y la línea 146-C prolongada, se encuentra en un punto tal como en 154, la trayectoria del círculo primitivo 152 cortará a la línea C-151 exactamente en ángulo recto. Es decir, que la velocidad de rotación del piñón sería constante cuando C para por el centro. Esta condición no es deseable y, por consiguiente, en la Fig. 8, el punto 146 (que debería estar situado en 146' para que 146-C-154 estuviese en línea recta como antes se ha dicho) está situado más próximo al punto 147 a lo largo de la barra 149, en la distancia 146-146', y el círculo primitivo 152 está en consecuencia inclinado hacia abajo a su paso por 151.

Hasta aquí solamente se han considerado los flancos 148, 145 de la cremallera y del sector en el lado derecho de la Fig. 8, y es evidente que en toda dirección normal en que hay una tendencia a que las ruedas vuelvan a la posición centrada por giro de las mismas, el par de dirección proporcionado por las cremalleras 142 para girar el piñón 143 a derechas hará

401798

26



que se produzca contacto en el lado derecho del sector central del diente y los dientes sucesivos, como se ha ilustrado. No obstante, cuando el giro se efectúa mientras el vehículo permanece estacionario, o cuando está circulando por carreteras desiguales, habrá instantes de inversión de la carga que hará que entren en acción los flancos opuestos de los dientes, y es importante que haya solamente un grado limitado de holgura en los dientes. Tal holgura limitada deberá ser de tan solo unas centésimas de milímetro. En la posición centrada, sin embargo, cuando las cargas son simétricas, no debe haber holgura en absoluto, e incluso es más deseable que haya un ligero grado de carga previa o de ajuste de interferencia. Además, puesto que la mayor parte del recorrido normal de un vehículo es en línea recta, se producirá desgaste que exigirá un ajuste entre la cremallera y el piñón, y debe haber un mínimo de holgura al separarse del centro en los dientes para permitir tal ajuste posterior sin que se produzca entonces interferencia al moverse los dientes separándose de la relación centrada. El ajuste de apriete de los dientes al separarse del centro no es en absoluto deseable, pues haría que el mecanismo de la dirección "colgase" o no volviese rápidamente a la posición centrada después de un viraje.

Por supuesto, en la Fig. 8 el lado izquierdo de las piezas es una imagen especular del lado derecho ya descrito, y existirá una barra imaginaria con un eje entre los puntos 155 y 156 que determinaría un círculo primitivo 157 para el contacto entre 159 y



160. En estas circunstancias, las líneas 152 y 157 son simétricas alrededor del eje C-151.

5 Dado que se ha dispuesto que los círculos primitivos 152 y 157 crucen la línea central con una cierta ligera inclinación respecto a la perpendicular C-151, deben diverger entre sí. Esto significa que cuando el piñón gira en sentido a derechas durante una manobra de dirección normal controlada por el contacto sobre el flanco 145 a la derecha, y por consiguiente por el círculo primitivo 152 girará más lentamente que si estuviese controlado por contacto sobre el flanco 160 en el lado izquierdo, y por consiguiente por el círculo primitivo 157. Esto significa que debe existir holgura en uno u otro de los flancos, en general en el lado descargado, o la izquierda en el caso de la Fig. 8. Si la cremallera y el piñón estuviesen realmente acoplados por barras 146-147 y 155-156, esta última barra tendría que "estirarse" lo que, puesto que los radios son fijos, equivaldría a una holgura entre las caras 159-160. La cantidad de holgura para cualquier distancia dada de recorrido desde el centro, vendrá indicada en general por el área entre las curvas 152 y 157, y por consiguiente, puede controlarse el régimen de divergencia de esas curvas, o bien el régimen de acumulación de holgura, juntamente con la forma "caída" en general de las curvas, eligiendo valores apropiados de R,r, del ángulo 153 y de la distancia 146-146'.

10

15

20

25

30 Como se ha ilustrado en la Fig. 9, en un cierto punto 165 del recorrido del pivote C del piñón

401798

26 ABIES



5 143 a lo largo del eje A-B, se alcanzarán los límites  
útiles de acción de los flancos 159 y 160 de los dien  
tes que normalmente no son activos, y de ordinario an  
tes de que ocurra esto para los flancos activos 145 y  
148. El radio primitivo del piñón será 164 - 165 pa-  
ra la condición cargada y 158-165 para la condición  
no cargada. La acumulación de holgura, representada  
por el área entre las curvas de salida y de retorno  
en la vista de detalle, Fig. 11, habrá llegado a ser  
10 de aproximadamente 0,10 mm, que es adecuada para pre-  
ver el desgaste y el posterior ajuste en la condición  
centrada.

Continuando con el diseño deben seleccionar  
se propiedades adecuadas para que los flancos 162 y  
15 163 tomen el relevo de los flancos 159 y 160 para ro-  
tación a derechas y cuando el contacto se produce en  
el lado izquierdo de los dientes del sector, tal co-  
mo cuando se gira mientras el vehículo permanece es-  
tacionario o cuando se marcha por carreteras irregu-  
lares y el sector conduce momentáneamente a la crema-  
llera. Con objeto de evitar más acumulación de holgu-  
ra, el círculo primitivo debe estar próximo a la lí-  
nea 152 como por ejemplo, en la línea 166. Se obser-  
vará que la línea 166 nace en el punto 167, inmedia-  
20 tamente debajo de la posición 165 del pivote del pi-  
ñón. El brusco aumento del radio primitivo 165-158  
a 165-167, supone un aumento brusco de la velocidad  
de la cremallera en condiciones de carga inversa, tal  
como cuando el sector acciona a la cremallera, lo que  
25 significa que el nuevo contacto se producirá entre  
30



5 los flancos 162 y 163 a una velocidad relativa apre-  
ciable. Esto es importante con objeto de obtener un  
cambio bien definido del contacto o del punto de in-  
tercambio. Se apreciará que si los puntos 158 y 167  
fuesen casi coincidentes, el intercambio tendría lu-  
gar en un punto mal definido en el recorrido del pi-  
fión, y por consiguiente, habría de preverse una can-  
tidad sustancial de exceso de altura tanto de los dien-  
tes de la cremallera como de los dientes del piñón,  
10 como se hace en las ruedas dentadas usuales con obje-  
to de dar margen para los errores de paso entre los  
dientes que hacen contacto.

Al elegir las coordenadas para los centros  
de los radios de los flancos 162 y 163 de diente, se  
15 decidió que se necesitaba un radio muy grande del  
flanco 162 para obtener la forma deseada del círculo  
primitivo 166. De hecho,  $r'$  se hizo infinito por lo  
que 162 es una línea recta inclinada formando un án-  
gulo 170 con la perpendicular a A-B, y la barra ima-  
20 ginaria 171 está pues inclinada ese mismo ángulo en  
todas las condiciones de funcionamiento. El punto de  
unión de la barra 171 al piñón 143 estará por tanto  
de un cierto punto a lo largo del eje geométrico de  
la barra 171 que pasa por el punto 167, el radio selec-  
25 cionado para el cual debe tener lugar el intercambio.  
Se selecciona un radio  $R'$  apropiado, por un procedi-  
miento de tanteo, para obtener el círculo primitivo  
deseado 166. Al seguir moviéndose el piñón a lo lar-  
go del eje A-B, como en el punto 172, el pivote 169  
30 de la barra 171 del piñón bajará por la línea 175

401798

26 ABR 1971



5

paralela al flanco 162 del diente, pero a una distancia  $R'$ . El radio primitivo del sector estará de nuevo en la intersección del eje geométrico de la barra 171 y de la perpendicular por el punto 172, como en 174.

10

15

20

25

30

Se observará, de lo dicho en lo que antecede, que la forma general del círculo primitivo es la que proporciona un par de torsión creciente, en la salida del eje del sector, al tener lugar movimiento separándose del centro, según se ha ilustrado en la Fig. 5, como deseable. A continuación del intercambio que se acaba de describir bajo condiciones de carga inversa en el recorrido 165 del sector, los flancos 145 y 158 normalmente activos, alcanzan su límite útil para un cierto recorrido 176 del sector, y entonces son puestos en acción los flancos 180 y 181 de una manera similar a como ocurría en el intercambio anteriormente descrito. Como antes, se usan formas arqueadas y lineales con un radio  $R''$  centrado en 178 y un radio  $r''$  que es infinito. En este caso se desea una disminución brusca del radio primitivo, pues la cremallera está ahora conduciendo al sector. La disminución del radio 177-183 asegura un aumento brusco de la velocidad de rotación del sector y, por consiguiente, un intercambio bien definido. Al continuar el sector su desplazamiento desde el punto 176 a la posición extrema 172, su rotación es controlada, en el sentido activo, exactamente como si lo fuera por una barra 184 de longitud infinita, como en el caso de la barra 171. El círculo primitivo



se obtendrá, como antes, como se ha indicado mediante la línea de trazos 182. También es aceptable un radio  $r''$  de longitud finita. La diferencia es pequeña, ya que el margen del contacto entre 180 y 181 es muy corto. En tal caso podría emplearse el centro 179.

5

Se observará que las superficies 180 y 181 de los dientes son muy cortas o están truncadas en el diseño del invento ilustrado, y que el radio de la raíz de los dientes terminales del sector es relativamente grande. Esto tiene gran importancia, ya que proporciona un radio grande del material del sector en los extremos del segmento de sector dentado. Puesto que, como se explica en lo que sigue, el sector del presente invento es muy compacto y preferiblemente está brochado, es importante, proveer un radio relativamente grande en al menos un extremo del recorrido del sector, para permitir la formación de un soporte enterizo para el seguidor de tornillo sin fin situado encima del sector sobre el del sector. El truncado es posible de acuerdo con el presente invento, ya que se usa una parte muy pequeña de las superficies de contacto 180 y 181. Esto es posible dado que el sector rebasa el recorrido de la cremallera, como se ha ilustrado en la Fig. 10, de modo que la misma pequeña parte de la superficie 181 de contacto de la cremallera se emplea dos veces, al aproximarse el sector a los extremos de su giro. La línea de contacto se mueve inicialmente hacia abajo al moverse el pivote C del sector hacia la derecha, desde el punto 176. Cuando el punto C se mueve directamente encima del punto 178,

10

15

20

25

30

401798

26 ABR 1972



se logra un movimiento máximo hacia abajo, y un movimiento continuado, o "rebasamiento", del punto C hacia el punto 172 produce movimiento hacia arriba de la línea de contacto. El contacto sobre el flanco 181, que se produce cuando la línea central de la barra 184 lo cruza, se mueve análogamente hacia abajo y de nuevo hacia arriba en el retorno, lo que disminuye considerablemente la longitud de flanco necesaria, favorece la compacidad y reduce la cantidad de material de eje transversal que se requiere. La importancia de este ahorro puede verse en la Fig. 12, en que la línea de trazos 80 se aproxima a una forma de diente usual.

El radio primitivo del sector varía de acuerdo con el gráfico representado en la Fig. 11, habiéndose ilustrados los respectivos círculos primitivos en 152, 182. Como se ha ilustrado, al moverse el sistema separándose de la relación centrada, el radio primitivo eficaz, con las cargas en el sistema sobre el flanco derecho 145 del sector 143, se mueve a lo largo de la trayectoria 151, 177, 183, 174, hasta el máximo recorrido de la cremallera, que tiene lugar en un punto situado a algo más de 22,86 mm del recorrido de la cremallera en la realización ilustrada. Al invertirse el par en el sentido de movimiento en que la dirección es girada en el otro sentido y las ruedas tienden a restituir el vehículo a la condición de marcha en línea recta, el contacto se produce sobre la línea 166, 167, 158, 151. En cada caso, como el sistema se mueve hacia atrás en sentido opuesto al de

5 transferencia de par de torsión provisto en el senti-  
do de giro, el área entre los círculos primitivos en  
el sentido de giro y el círculo primitivo en el senti-  
do de retorno comprende la condición de holgura ins-  
tantánea entre la cremallera y el sector al adoptar  
las partes una posición alejada de la relación cen-  
trada, sin holgura, descrita en lo que antecede. En  
consecuencia, la holgura se controla en el sistema  
de un modo muy exacto, mediante la utilización de su-  
10 perfcies de diente de rueda dentada que tienen una  
forma de diente de radio constante, en lugar de las  
formas de diente de evolvente de circunferencia, usa-  
das hasta el presente.

15 Una ventaja que se ha conseguido mediante  
la construcción de los dientes en forma distinta a la  
de evolvente de circunferencia, y mediante la utili-  
zación de superficies arqueadas de radio fijo, (in-  
cluyendo líneas rectas de radio infinito), es que las  
superficies pueden ser brochadas o talladas con órga-  
20 nos de corte que tengan un filo que se adapte a la  
forma del diente. En una operación de brochado, el  
útil de brochar tiene una configuración de superficie  
de corte en el cortador final que corresponde sustan-  
cialmente a las superficies de contacto activas de  
25 los dientes formados de la manera descrita en lo que  
antecede. La brocha es movida alternativamente, pa-  
ralelemante al eje geométrico del eje 13 del sector,  
y, análogamente, la brocha empleada para tallar la  
cremallera 42 es movida transversalmente al eje geomé-  
30 trico longitudinal de la cremallera 42. Los cortado-

401798

26 APR 1953



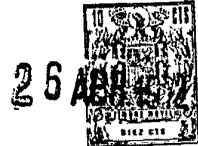
res de desbastar de la brocha son sustancialmente de la misma configuración que el cortador final, pero dejan unas áreas de diente sobrantes algo mayores. Como resultado, el útil de brochar puede ser afilado después de su uso, moviéndose gradualmente el cortador final hacia el extremo del cortador de desbastar de la brocha y proporcionándose un nuevo cortador final. De esta manera se consigue una vida de servicio máxima para el conjunto de brocha y, debido a la curvatura sencilla de las formas de diente, se efectúa fácilmente el afilado continuo de la brocha mediante una rueda de esmerilar que tenga una configuración de sección transversal idéntica a la del cortador final. Al evitarse la complicada curvatura de los dientes de forma de evolvente de círculo, se ha hecho posible, y se prefiere, seguir una técnica de fabricación por brochado alternativo. Por la misma razón, puede usarse una muela o un cortador rotativo con la superficie de corte que se adapte a la forma del diente y que se mueve en sentido axial o radial hacia dentro del eje transversal.

Como resultado del empleo de la técnica de brochado alternativo para la construcción de los dientes, es importante que ningún material del eje del sector interfiera con el paso de la brocha en sentido axial del eje del sector. En la práctica, esto significa que no puede haber masa alguna de metal sobre el eje del sector que sobresalga más allá del radio de la raíz del sector dentado, a menos que el arranque de algo de material por la brocha no sea un



inconveniente para la necesaria resistencia del eje  
del sector dentado. Es sumamente importante obtener  
un sistema compacto. La compacidad de los sistemas  
de servodirección es un problema que se agrava cada  
5 año a medida que los motores de los automóviles van  
siendo cada vez mayores, y las alturas de los capots  
van siendo cada vez menores. El espacio que queda  
para los accesorios tales como la dirección, se va re-  
duciendo hasta el punto en que solo los sistemas de  
10 dirección muy pequeños, o los que son susceptibles  
de hacerse sumamente pequeños, son aceptables para la  
construcción futura. En la realización ilustrada en  
la Fig. 4, se ha ilustrado el servomotor 40 sustan-  
cialmente debajo de la columna 11 de la dirección, de  
15 una manera que requiere que el sector 43 esté sustan-  
cialmente del mismo lado del eje del sector dentado  
que el tornillo sin fin 25. En la realización del in-  
vento ilustrada, el tornillo sin fin 25 está engrana-  
do con el seguidor de leva 29 en el punto óptimo, sus-  
20 tancialmente en la línea central horizontal del mismo,  
mientras que el sector 43a está en relación de engrana-  
je directo con la cremallera 42. Para obtener com-  
pacidad, que como se ha explicado en lo que antecede es  
de la máxima importancia para la fabricación económi-  
ca y para la utilización de los sistemas de dirección  
25 en todos los vehículos automóviles, es importante que  
el diámetro máximo del eje transversal sea el menor  
posible, y que el eje geométrico del servomotor 40 sea  
en general paralelo al eje geométrico de la columna 11  
30 de la dirección. Para obtener máxima compacidad, un

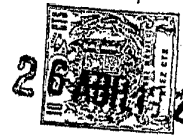
401798



5 eje transversal de una sola orejeta, o eje del sector, proporciona soporte para el seguidor de leva. Esto puede verse claramente en las Figs. 12, 13 y 14. Como puede verse en ellas, el eje transversal 13 está provisto de los dientes 43 y de una sola orejeta 50 que tiene una abertura 28a para eje, perforada a su través para acomodar el eje cilíndrico 28, representado claramente en la Fig. 2. Es deseable que la orejeta 50 tenga una masa metálica de soporte tan grande como sea posible. Al mismo tiempo, es deseable que los dientes 43 puedan ser mecanizados por brochado alternativo, como anteriormente se ha descrito. Esto exige que el radio de la raíz de los dientes 43 no corte en ningún caso al material del eje transversal 13 de manera que interfiera considerablemente con el material de la orejeta 50. En la realización ilustrada, la trayectoria de la fresa corta realmente una pequeña cantidad de material, como en 52, de la orejeta 50.

10  
15  
20 Los diseños de eje transversal de dirección de la técnica anterior han planteado una serie de problemas difíciles. En lo esencial, las combinaciones de tornillo sin fin de diábolo y rodillo seguidor del eje del sector se han construido proporcionando un par de orejetas de soporte de los extremos opuestos del eje del rodillo seguidor de leva. En la fabricación real de tales dispositivos, se ha fijado el eje en una o en las dos orejetas calentando el eje hasta un estado en que sea trabajable y metiendo a golpes el eje en posición, tratando al mismo tiempo de mantener

25  
30



unas estrechas tolerancias entre las orejetas que so-  
portan al seguidor. Esto no ha sido fácil de conse-  
guir, y como resultado, el coste de las configuracio-  
nes de tornillo sin fin albardillado ha resultado muy  
5 elevado cuando se ha exigido una rigurosa exactitud.  
En los engranajes de relación variable, la exactitud  
es de suma importancia para que no haya holgura, en  
particular en la condición de marcha centrada o en  
línea recta. Si es posible, conviene obtener un ajus-  
10 te de apriete o interferencia en la condición centra-  
da, con una acumulación de holgura muy gradual, y es  
importante que esta relación pueda cumplirse no sola-  
mente cuando el engranaje está nuevo sino también a lo  
largo del tiempo. Con el engranaje construido de  
15 acuerdo con el estudio anterior, se ha conseguido la  
compacidad deseada, la exactitud deseada, y al mismo  
tiempo puede ser fabricado por una técnica de brocha-  
do alternativo relativamente económica.

Se ha provisto además un nuevo ajuste de  
20 acuerdo con el presente invento, con el que puede man-  
tenerse la extrema exactitud requerida y se mantiene  
en grado óptimo la alineación del tornillo sin fin  
de diábolo y el seguidor. Como se ha indicado en lo  
que antecede, el punto medio 28m del eje 28 está sustan-  
25 cialmente sobre una línea perpendicular al eje geomé-  
trico del eje transversal 13, y que pasa por el eje  
geométrico del tornillo sin fin de diábolo. Esto su-  
pone una sensible diferencia respecto a los sistemas  
usuales de la técnica anterior, en que el eje geomé-  
30 trico del rodillo seguidor de leva está situado apro-

401798

26 ABR 19



ximadamente a 6,35 mm. por encima o por debajo del  
eje geométrico del tornillo sin fin de diábolo y  
más próximo al eje geométrico del tornillo sin fin  
de diábolo de lo que se desea en condiciones óptimas,  
5 de modo que el movimiento del eje transversal produci-  
rá el consiguiente ajuste unas veces bueno y otras  
veces malo. No obstante, tal ajuste es sustancial-  
mente una solución de compromiso frente a la exacti-  
tud. De acuerdo con el presente invento, el ajuste  
10 del seguidor de leva se efectúa hacia y desde el eje  
geométrico del tornillo sin fin por medio de una ex-  
céntrica sobre la cual está montado el rodillo segui-  
dor de leva. Como puede verse de las Figs. 12a y 13,  
el rodillo 29 va soportado para rotación alrededor  
15 de un manguito excéntrico 29a por medio de cojinetes  
de agujas 29b. El manguito excéntrico 29a está aco-  
plado por estriado, por medio de estriás 29c que so-  
bresalen por el extremo, a una corona de tornillo sin  
fin 29d soportada para rotación por el eje 28 y accio-  
20 nada por un miembro 29e de tornillo sin fin de ajus-  
te. La rotación del miembro de ajuste 29e hará girar  
a la corona sin fin 29d y, a su vez, hará girar al  
manguito excéntrico 29a produciendo una variación en  
la posición del seguidor 29 de tornillo sin fin hacia  
25 y desde el eje geométrico del tornillo sin fin de  
diábolo 25, sin desplazamiento alguno significativo en  
sentido axial a lo largo del eje transversal. El tor-  
nillo sin fin 29e de ajuste se proyecta hacia arriba  
más allá del cojinete 13a del eje transversal 13, como  
30 se ha ilustrado en las Figs. 1 y 2, y puede llegarse



al mismo fácilmente para ajuste mediante una herra-  
mienta exterior, quitando el tapón de cierre 29f en el  
alojamiento de la servodirección. Puesto que los sis-  
temas de accionamiento de tornillo y corona sin fin  
5 son sustancialmente irreversibles, el ajuste del tor-  
nillo sin fin 29e no será modificado por las cargas  
sobre el seguidor 29. No obstante, si se desea, pue-  
den emplearse arandelas freno o cualquier otro dispo-  
sitivo de retención, tal como el resorte 29i ajustado  
10 por el tornillo 29h, con el tornillo sin fin 29e,  
para mantener su posición de ajuste.

El seguidor 29 está soportado, como se ha  
indicado anteriormente, por el eje 28, el cual está  
completamente rodeado y soportado por la única oreje-  
ta 50 que tiene un taladro 28 a su través. A fin de  
15 mecanizar el receptáculo 13b con gran exactitud, es  
deseable hundir en el eje transversal una muela o un  
útil de corte rotativo. Por ejemplo, se mueve hacia  
el eje transversal en la dirección de la flecha 13c  
representada en la Fig. 14 un útil de corte rotativo  
20 de una forma similar a la del rodillo 29, pero lige-  
ramente mayor que éste, y que gira alrededor de un eje  
geométrico paralelo al eje geométrico 28. Eliminando  
la segunda orejeta del eje transversal, y proveyendo  
25 en su lugar un rebajo semicilíndrico 28c, el útil de  
corte, soportado por su eje de accionamiento girato-  
rio, puede ser metido en el eje 13 en toda su profun-  
didad, y puede acabarse con precisión y económicamen-  
te al rebajo 13b, con todas las superficies de coji-  
nete asociadas. Además, la eliminación de la orejeta  
30

401798

26 ABR



evita el conflicto de brochar cuando se usa una brocha alternativa, en lugar de un útil de formación de diente que se mueve radialmente, en la fabricación de los dientes del sector.

5                    Aunque la eliminación de la orejeta permite una fabricación muy mejorada, no afecta sensiblemente a la resistencia del sistema de dirección. De acuerdo con el presente invento, se ha provisto un casquillo 28b en el rebajo semicilíndrico 28c alineado axialmente con el taladro 28a. Las cargas aplicadas al seguidor 29 por contacto con el tornillo sin fin de diábolo, tienden a actuar contra las paredes 28c y axialmente contra los cojinetes de rodillos 28d, 28e. En consecuencia, se proporciona resistencia suficiente para eliminar cualquier desviación del eje 28 en funcionamiento, al mismo tiempo que se proporciona la compacidad final ilustrada. Para el montaje, el eje 28 puede ser introducido desde el extremo abierto del taladro 28a en la dirección de la flecha ilustrada en la Fig. 12, con el rodillo 29 y sus componentes de soporte en posición. Al mover el eje 28 a la posición ilustrada en las Figs. 12a y 13, la orejeta puede ser engatillada como en 28f en una garganta 28g en el eje 28, impidiendo con ello todo desplazamiento axial del eje 28. Con estos medios se obtiene una colocación en posición totalmente exacta sin operación alguna de calentamiento, de conformación en caliente u otra que pudiera ser causa de que se produjera un error en la alineación. A fin de eliminar la holgura, puede emplearse una pequeña carga previa

10

15

20

25

30



sobre el eje 28. Haciendo el radio 28c menor en aproximadamente 0,025 mm. que el radio del casquillo 28b aunque alineado con el eje geométrico del taladro 28a, se proporciona un ajuste de apriete. Como resultado de la construcción expuesta en lo que antecede, y del método de fabricación de piezas dentadas descrito, se obtiene un sistema de dirección sustancialmente mejorado. Mediante la construcción especificada del engranaje, se consigue un ahorro sustancial en el coste, se provee un mecanismo sumamente compacto y se consiguen ajustes que hasta el presente era imposible conseguir con la precisión que aquí se obtiene. Los expertos en la técnica observarán que pueden realizarse fácilmente modificaciones en la construcción y en la configuración para adaptar la estructura del invento aquí descrito a diversas configuraciones de bastidor de automóvil y de espacio para motor, sin desviarse de los nuevos conceptos del invento. En consecuencia, se pretende que el invento quede limitado solamente por el alcance de las Reivindicaciones de la nota que se adjunta.

Esta solicitud que corresponde a la presentada en Australia, el 3 de Febrero de 1.969, bajo el número 49879/69, se acoge a los beneficios del Artículo 51 del vigente Estatuto sobre Propiedad Industrial.

40179826



5

REIVINDICACIONES

10

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

15

1.- Una disposición de conexión de engranaje de dirección de relación variable, que comprende una cremallera alternativa y un sector que tienen las superficies de contacto de los perfiles de los dientes respectivos definidas por arcos de radio fijo y que proporcionan un engrane ajustado en el estado centrado y un engrane con juego fuera del centro.

20

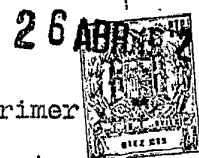
2.- Una disposición de conexión de engranaje de dirección de relación variable, que comprende una cremallera y un sector que tienen las superficies de contacto de los perfiles de los dientes de los mismos definidas por arcos de radio fijo y que proporcionan un engrane apretado en el estado centrado y un engrane holgado fuera del centro, en la cual la

25

cremallera y el sector tienen cada uno un primer juego de dientes arqueados, en engrane en el estado centrado, y segundos juegos de dientes arqueados que resultan engranados a la terminación del engrane del primer juego por movimiento relativo entre los mismos, procurando los centros de los radios del segundo

30

401798



juego que, a la terminación del contacto del primer juego, el centro instantáneo de rotación del sector con respecto a la cremallera está sensiblemente más próximo al eje del sector que dicho centro determinado por el primer juego de caras de contacto en su punto de desconexión.

5

3.- Una disposición de conexión de engranaje de dirección de relación variable.

Tal y como se ha descrito en la Memoria que antecede, representado en los dibujos que se acompañan y para los fines que se han especificado.

10

Esta Memoria consta de cuarenta hojas escritas a máquina por una sola cara.

Madrid, 26 ABR. 1972

15

P. A.

Alberto de Eizaburu  
Por Poder

22.4.72

ACV.

26 ABR. 1912



Fig. 1

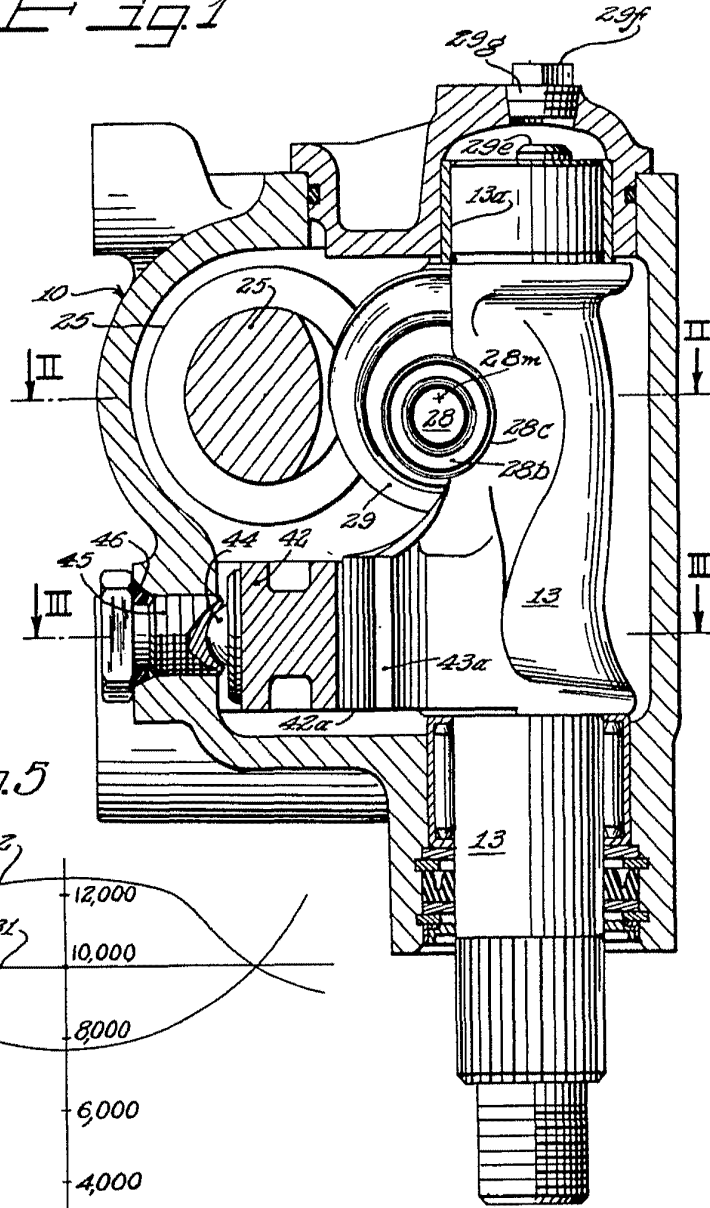
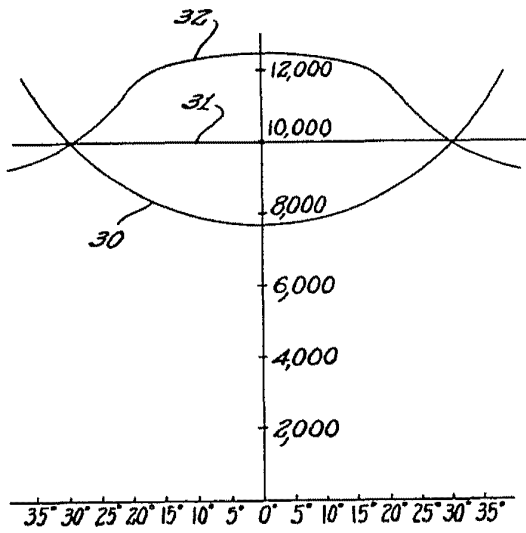


Fig. 5



Alberto d'Elizaburu  
Per Poder.





401700

26

10  
26  
APR 1972  
BIRD DEN

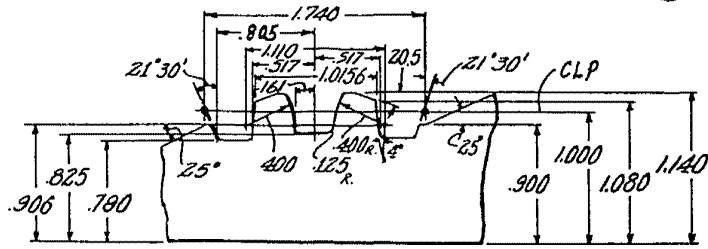


Fig. 7

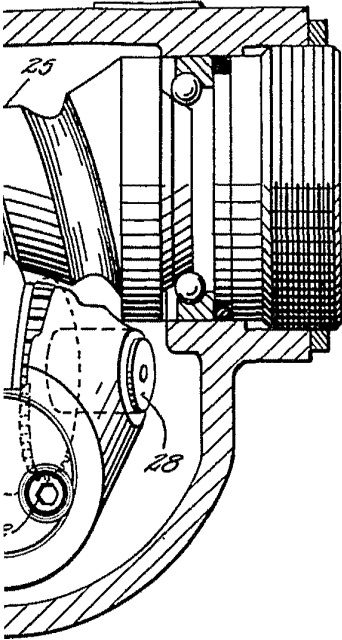


Fig. 14

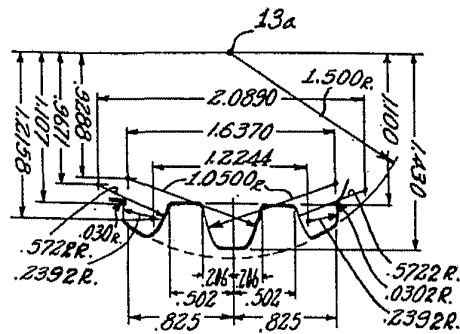


Fig. 6

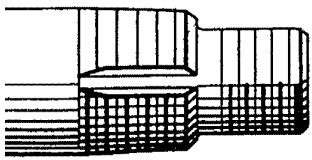


Fig. 12

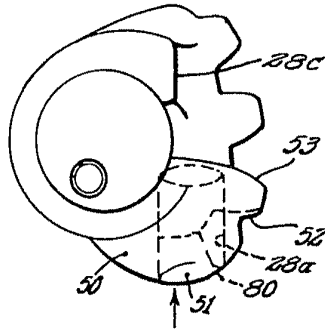
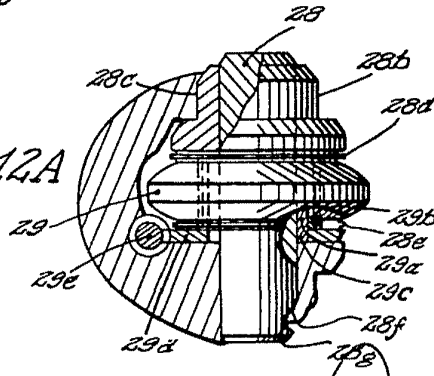
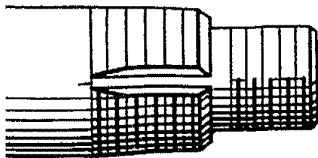


Fig. 12A

Fig. 13



Alberto de Elchuru  
Por Pedra

401708

26 APR 1972

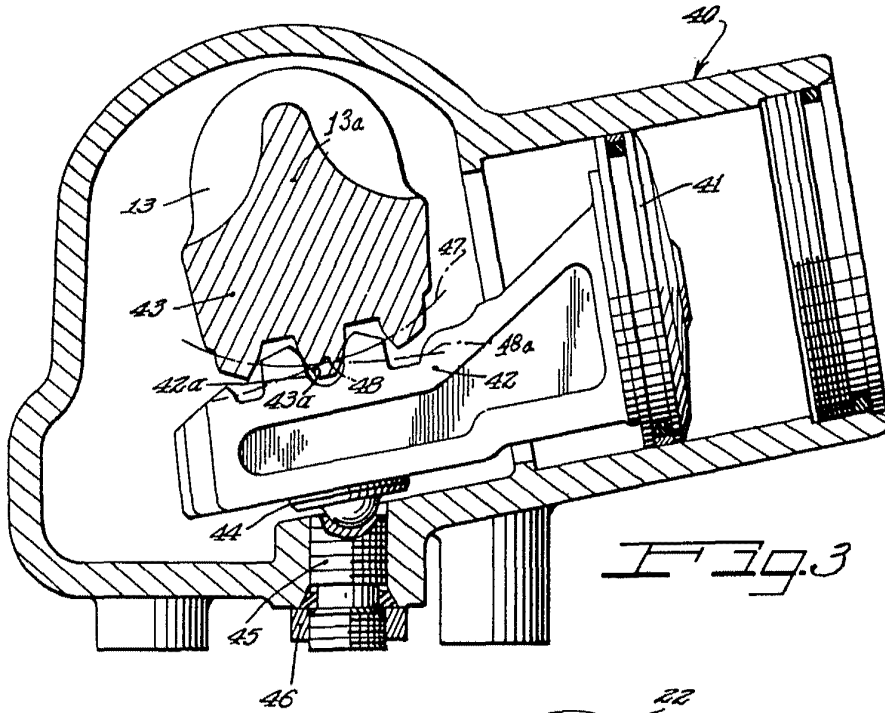


Fig. 3

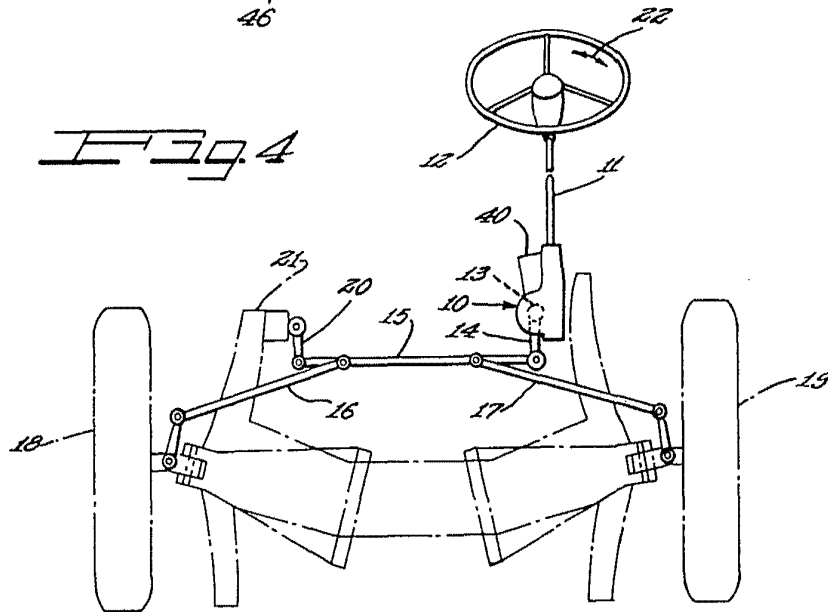


Fig. 4

Alberto de Elyburg  
For Patent

*Alberto de Elyburg*  
Patent Attorney

400790

26 APR 1971



Fig. 9

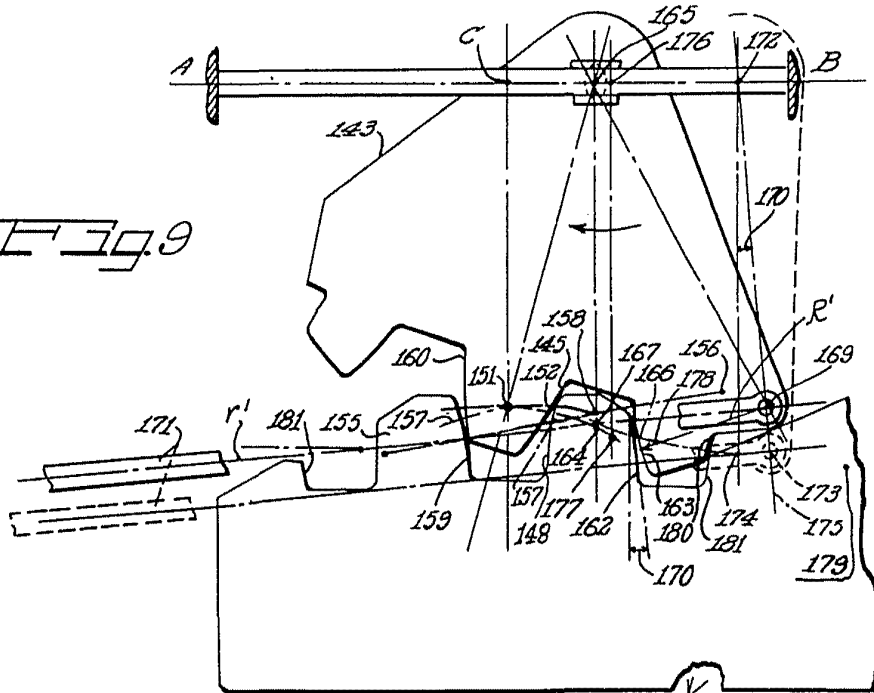
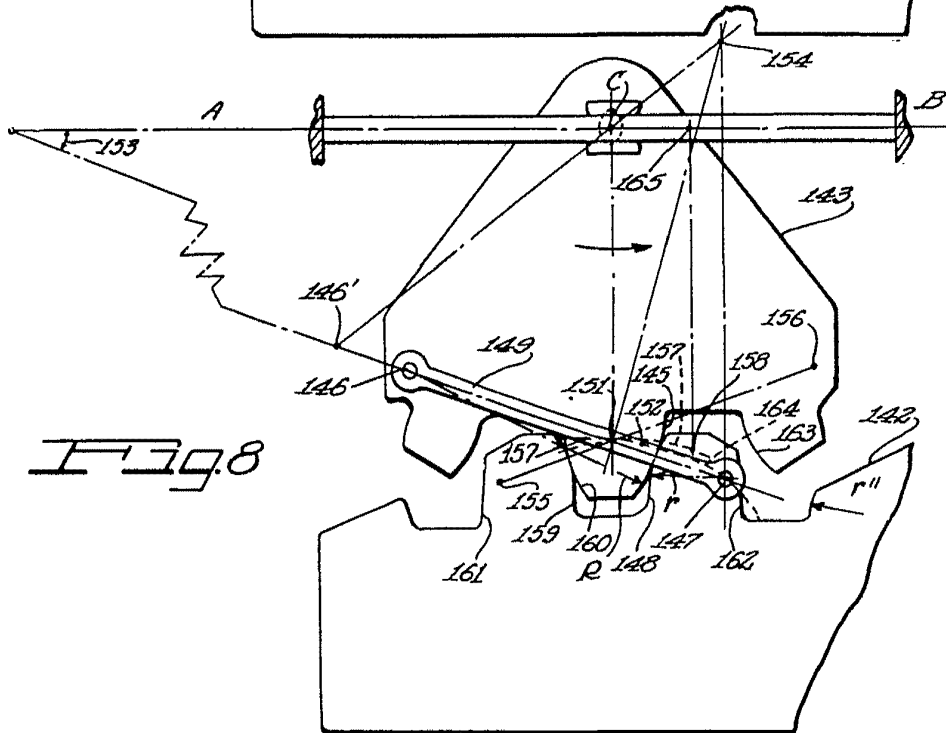


Fig. 8



Alberto de Fiores  
Por Poder

*Alberto de Fiores*

401798



Fig. 10

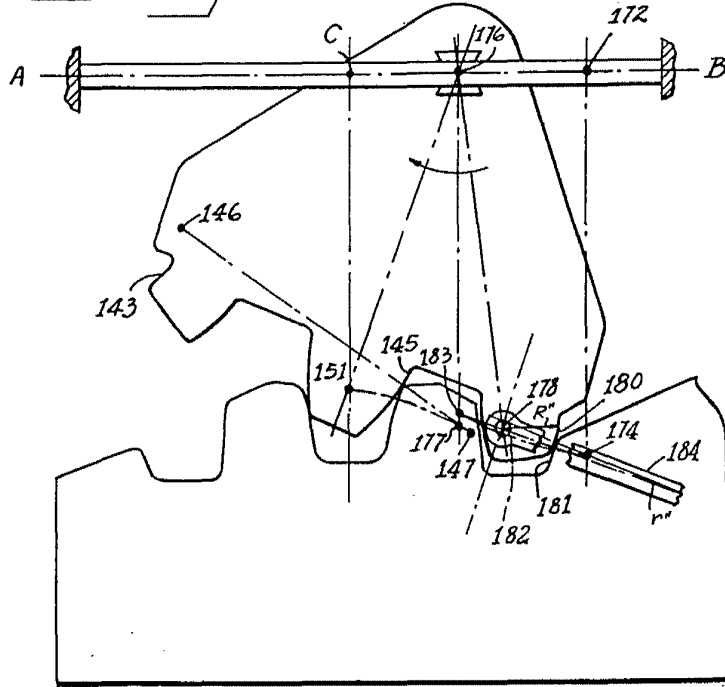
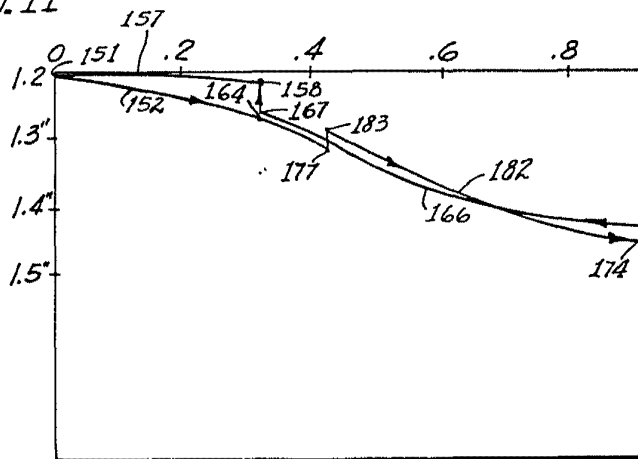


Fig. 11



Alberto de E...  
Per Pod...