



341460

341460

MEMORIA DESCRIPTIVA

correspondiente a la solicitud de una

PATENTE DE INVENCION

Solicitante: ILLINOIS TOOL WORKS INC.

Residencia: 8501 West Higgins Road, CHICAGO,
Illinois, Estados Unidos.

Enunciado: "UN DIFERENCIAL DE RESBALAMIENTO
LIMITADO".

Prioridad: de la solicitud de patente estado-
unidense No. 579.732 del 15 de sep
tiembre de 1966.

ES.



341460

Este invento se refiere a diferenciales de resbalamiento limitado o ineficiente del tipo de engranajes planetarios y, más particularmente a un medio de introducción de un par de fuerza de arranque inicial en uno de tales diferenciales para proporcionarle una característica de resbalamiento limitado y disminuir su eficiencia.

La transmisión del par motor a las ruedas motrices, generalmente dos, de forma que cada rueda pueda tener una velocidad diferente de rotación en relación con la otra rueda requiere el uso de un mecanismo diferencial. La diferenciación entre las ruedas que el mismo hace posible proporciona la transmisión de la potencia a ambas ruedas mientras el vehículo está girando una curva, por ejemplo, durante cuyo momento se requiere un movimiento relativo para eliminar lo que de otra forma representaría el salto o patinazo de las ruedas ocasionado por las desiguales distancias recorridas por las dos ruedas. Sin embargo, al permitir tal diferenciación bajo distintas velocidades relativas de las ruedas, los diferenciales corrientes permiten también que una rueda resbale si aquella rueda posee relativamente menos capacidad de tracción (tal como ocurre por el hielo o el fango) que la de la otra rueda motriz. La capacidad total de tracción del vehículo queda entonces esencialmente limitada al esfuerzo de tracción de la rueda de menos tracción.

Se han ideado muchos métodos y medios para restringir tal rotación relativa bajo condiciones de resbalamiento, incluyendo tales métodos y medios sistemas que fijan completamente la rueda que tiene menos capacidad de tracción, sistemas en que los engranajes del diferencial quedan fijos para movimiento con su caja cuando el movimiento relativo entre los engranajes y las cajas excede de una cantidad predeterminada, y el empleo de medios de embrague de sobremarcha para introducir una fricción en varias formas. Generalmente,

341460



éstos dispositivos no han encontrado una amplia aplicación en la construcción de los diferenciales a causa del gasto adicional de utilizar técnicas especiales de fabricación en la producción de un diseño complicado. Muchos dispositivos que utilizan embragues tienen una vida útil relativamente corta pues los mismos se desgastan muy rápidamente y son difíciles de lubricar adecuadamente. En determinadas formas de diferenciales se introducen frecuentemente una resistencia y una seguridad reducidas.

En consecuencia, un objeto de éste invento es proporcionar un diferencial de una clase que limite el resbalamiento tendiendo a reducir el movimiento relativo entre dos ejes cuando las ruedas de los ejes se acoplen a superficies de coeficientes de fricción ampliamente diferentes, sin perjudicar a la transmisión eficiente de la potencia en ausencia de exigencias de diferenciación.

Otro objeto de éste invento es proporcionar un diferencial limitador del resbalamiento, que sea sencillo y barato.

Otro objeto más de éste invento es incrementar las propiedades limitadoras del resbalamiento de un diferencial del tipo expuesto en la patente estadounidense nº 3.292.456 registrada en 30 de abril de 1964, en que la ineficiencia se deriva de la fricción causada montando sueltamente los piñones en bolsas de cojinete.

Otro objeto del invento es incrementar las propiedades limitadoras del resbalamiento de un diferencial que tiene los piñones influidos por muelles, tal como se expone en la solicitud española nº 341.459, registrada el mismo día que la presente solicitud.

Estos y otros objetos relacionados se obtienen en el presente invento mediante el uso de un miembro de resorte en forma de anillo en los diferenciales de la variedad de engranajes laterales o planetarios y piñones de engrane o engranajes planetarios, montan-



341460

dose el miembro de resorte en relación con por lo menos un engranaje de piñón de forma que ejerza una fuerza radial de compresión sobre el mismo y oponer así la rotación de los engranajes en relación con sus soportes de cojinete y la caja diferencial.

5 El presente invento se refiere ampliamente al invento establecido con gran detalle en las solicitudes anteriormente referidas concedidas a un cesionario común, en las que en ambos casos, la fricción y el frotamiento se confían al incremento de la ineficiencia de un diferencial. Sin embargo, en el presente invento, la
10 fuerza friccional es derivada principalmente de la aplicación de una fuerza radial elástica de compresión a los engranajes, tal como mediante el uso de un miembro de anillo de resorte para ocasionar que uno o más engranajes se froten contra una parte de sus soportes de cojinete. Como las dimensiones y propiedades del resorte
15 pueden escogerse lo que ejercerá diferentes grados de fuerza de compresión, es obvio que la ineficiencia del diferencial puede variarse sobre una amplia gama. Aunque las solicitudes anteriormente referidas enseñan muchos medios para obtener un diferencial ineficiente, el presente invento permite se realice un incremento en las
20 ineficiencias de tales diferenciales.

Cuando se aplica una influencia radial a cualquiera de los piñones del diferencial del presente invento, los dientes del piñón llegan a acoplarse friccionalmente con las paredes del alojamiento así como también con el miembro de resorte de aro. Como el
25 coeficiente de fricción es mucho mayor cuando los engranajes están parados en comparación a cuando los mismos están moviéndose, puede observarse que el presente diferencial prevendrá que una rueda de un vehículo se mueva en relación con la otra rueda hasta que se exceda de un predeterminado par motor de arranque. Así, cuando un vehículo
30 está exactamente arrancando para salir de una posición en la que



341460

una rueda está en acoplamiento con una superficie que ofrece poca
resistencia al patinazo, una gran cantidad de par motor puede to-
davía ser transmitido a la otra rueda para ayudar a conseguir que
el vehículo se mueva. Aunque los piñones se muestran para ser mo-
vibles en contacto con la caja diferencial, también pueden ser mon-
tados sobre ejes con una consiguiente pérdida de ineficiencia.

Puede obtenerse una descripción detallada del invento
con referencia a los dibujos, en los que:

La Figura 1 es una vista axial con la cubierta derecha
y el engranaje lateral retirados, tomada la vista a lo largo de las
líneas 1-1 de la Figura 2.

La Figura 2 es una sección axial de la forma del inven-
to que se muestra en la Figura 1, tomada tal sección a lo largo de
las líneas 2-2 de la Figura 1.

La Figura 3 es un conjunto despiezado de las partes
componentes de la misma realización del invento que se muestra en
las Figuras 1 y 2.

La Figura 4 es una vista axial parcial similar a la Fi-
gura 1 de una segunda forma del diferencial proyectado por éste in-
vento.

Las Figuras 1 a 3 muestran la realización preferida del
diferencial (10). Con referencia particular a la Figura 3, el diferen-
cial incluye un miembro de caja (12) que tiene unas paredes interio-
res festoneadas para soporte de los piñones (14) cuya finalidad se
describirá más tarde. La caja (12) del diferencial preferiblemente
tiene formado en su superficie periférica exterior un engranaje in-
tegral de anillo (16) que tiene dientes adaptados para recibir el
par motor que el diferencial transmite entonces a un par de ejes co-
nectados al mismo. Ha de entenderse que el engranaje de anillo es
meramente representativo de una forma de engranaje que puede utili-

341460



zarse para transmitir el par motor. Además del engranaje debe ser posible también emplear otros métodos de transmisión de la potencia a la caja diferencial (12) tal como por ejemplo correas y poleas.

5 El miembro de caja diferencial (12) tiene unos orificios (21) (Figura 2) formados para recibir los medios de fijación tales como los pernos (19). La caja diferencial (12) incluye una parte de extremo izquierdo (20) que tiene una pluralidad de salientes (22) formados integralmente con la caja. Estos salientes (22) se extienden en una distancia axial limitada hacia el centro de la
10 caja diferencial (12). Las periferias interiores (22b) de los salientes (22) están espaciadas radialmente separadas del centro de la parte de extremo (20) en una cantidad suficiente para permitir que un engranaje de lado izquierdo o planetario (23) sea posicionado en contacto con la superficie plana interior de la superficie de
15 extremo izquierdo (20). El engranaje lateral 23 incluye una superficie ranurada (24) adaptada para ser situada en una relación de accionamiento con el eje ranurado izquierdo (25) (Figura 2). Una pluralidad de engranajes de piñón izquierdo o planetarios (26) están en una órbita y están uniformemente espaciados alrededor del interior
20 de la caja diferencial en unas cavidades (27) para piñones izquierdos definidas por la parte de extremo izquierdo (20) y las paredes laterales periféricas (22c) de los salientes (22). Los piñones tienen unos orificios relativamente grandes a través de sus centros para acomodar los pernos de fijación (19) y permitir que los piñones
25 se muevan en un plano sin interferencia de los pernos. Los piñones (26) están montados en las cavidades (27) y se mantienen en contacto a presión con las paredes festoneadas (14) de soporte de los piñones mediante medios de influencia tales como un aro de resorte (28) que está partido en 29 para la finalidad que después se describirá.

30 El lado derecho del diferencial comprende una cubierta



341460

(30) para la caja diferencial (12). Como la cubierta (30) está formada en sus partes interiores de una forma similar a la parte de extremo izquierdo (20), los elementos de la misma han sido numerados de forma que el segundo dígito de las cifras de referencia son los mismos que los utilizados para describir el lado izquierdo. Así, la parte derecha del diferencial incluye la parte de cubierta (30) del extremo derecho que es similar a la parte de extremo izquierdo (20) y está adaptada para ser arrastrada hacia la parte de extremo (20) mediante unos medios de fijación tales como pernos o remaches (19) que pasan a través de los orificios (31 y 21). El extremo derecho del diferencial incluye unos salientes (32), un engranaje de lado derecho o planetario ((33) con una superficie ranurada interior (34), y un juego de engranajes de piñón derecho o planetarios (36) posicionados en las cavidades formadas por la parte de extremo (30) y los salientes en la misma. Los piñones (36) se mantienen en contacto a presión con las paredes festoncadas (14) de soporte de los piñones mediante un aro de resorte (28).

En las Figuras 1 y 2 es evidente que los piñones (26 y 36 engranan mutuamente en un círculo completo de acoplamiento. Sin embargo, debe observarse que los piñones adyacentes solamente están en engrane mutuo en una corta parte de su longitud axial cerca del centro del diferencial. El resto de la longitud axial de los piñones (26) está en engrane con el engranaje lateral izquierdo (23) mientras que el resto de la longitud axial de los engranajes de piñón derechos (36) está en acoplamiento de engrane con el engranaje lateral derecho (33). Esta disposición de acoplamiento parcial es necesaria si los engranajes son para actuar como un diferencial y permitiría que un movimiento en la dirección de las agujas del reloj del engranaje 33, en la Figura 3, sea transmitido a los piñones 36 y después desde los piñones 36 a los piñones 26, los que a su vez



341460

accionarian al engranaje lateral izquierdo (28) en una dirección contraria a la de las agujas del reloj.

Otra forma representativa de mecanismo diferencial al que son aplicables los conceptos del presente invento es el mecanismo diferencial que se muestra en la Figura 4. Esta realización del invento es idéntica a la que se muestra en las Figuras 1 a 3, con la excepción de que se utiliza un fino anillo continuo de resorte (46) para influenciar a los piñones (26 y 36) para hacer contacto con las paredes de apoyo (14). El anillo (46) tiene un diámetro exterior normal mayor que el diámetro más pequeño de un círculo definido por la posición de sus puntos radiales de contacto tangencial con los piñones (26 y 36). Debido a su gran diámetro normal, el anillo (46) debe ser deformado dentro de su límite elástico en una forma ondulada tal como se observa en la Figura 4. El anillo ejercerá una fuerza de influencia radial relativamente constante contra los piñones para ocasionar que los mismos sean sometidos a fuerzas friccionales en sus puntos de contacto con el anillo y con las paredes de apoyo (14) de la caja (12). Como la presión ejercida por el anillo continuo de resorte (46) disminuye con el desgaste del anillo y de los piñones y varía dependiendo de las tolerancias iniciales y del ajuste entre las diferentes partes coincidentes, se ha comprobado que la realización del anillo continuo es algo menos aconsejable que la del anillo partido, el cual puede adoptar cambios sustanciales de diámetro con escaso efecto consiguiente sobre la fuerza radial de compresión aplicada a los piñones (26 y 36).

En las realizaciones descritas, los anillos de resorte (28 o 46) están posicionados coaxialmente con los engranajes laterales (23 y 33) para actuar sobre los piñones en un círculo interior de contacto radial. No obstante, ha de entenderse que los anillos de resorte podrían hacerse más pequeños para acoplar un solo piñón y



341460

un apoyo sobre los engranajes laterales. Además, aunque el anillo partido de resorte (28) se muestra en las Figuras 1 a 3 influenciando a los piñones hacia afuera, un anillo similar podría ser posicionado exteriormente a los piñones. Tal posicionado exterior sería particularmente efectivo si las paredes de soporte (14) estuviesen formadas para enfrentarse hacia afuera.

Cualquiera de los posicionados y de las cantidades de anillos de resorte que puedan utilizarse, es necesario que los anillos estén bajo una fuerza. En las realizaciones que se exponen en las Figuras 1 a 4, la fuerza es de compresión, obteniéndose la cantidad de compresión mediante la selección de un adecuado espesor total radial del anillo, mediante el tamaño diametral del espacio en que el mismo está confinado en comparación con el diámetro normal del anillo, y mediante la selección del material con el que se construye el anillo de resorte. Un acero de aleación conocido como 4140 endurecido a aproximadamente a 55 Rc, se ha comprobado es adecuado para los anillos. Para un diámetro de anillo de aproximadamente 2,5 pulgadas (6,35 cm), un espesor de 0,015 de pulgada (0,38 mm) es satisfactorio para la realización de la Figura 4, en tanto que un espesor medio de aproximadamente 0,100 de pulgada (2,5 mm) se ha comprobado satisfactorio para la realización de las Figuras 1 a 3.

A fin de obtener una fuerza de compresión sustancialmente igual sobre los piñones en cualquier punto de la periferia del anillo partido (28), el anillo puede tener un espesor de pared variante que es más grueso en los puntos espaciados de la división que en la división. Un método para aproximarse a tal condición es punzonar el anillo con orificios circulares que tienen sus centros descentrados.

Una principal ventaja de la realización de anillo partido de las Figuras 1 a 3, es su capacidad de compensar el desgaste



341460

y las tolerancias de fabricación en tanto que solo varía ligeramente la presión aplicada a los piñones. A tal respecto, el anillo de resorte partido es superior al anillo de resorte continuo de la Figura 4 o al uso de arandelas de resorte axialmente comprimidas.

5 Con los dos últimos tipos de resortes, las propiedades físicas del resorte limitan la cantidad de compresión posible de forma que los pequeños cambios ocasionados por el desgaste o las tolerancias producirán grandes cambios en la fuerza ejercida por el resorte. Por ejemplo, si el diámetro interior a través de los piñones (26 y 36)

10 en la Figura 4 es de 2,5 pulgadas (6,35 mm) en tanto que el diámetro normal exterior del anillo es 0,010 mayor (0,025 mm) o 2,53 pulgadas (6,375 mm) bien por desgaste o por tolerancia de fabricación, resultaría una reducción de un 60% ($0,003 + 0,003/0,010$) de la fuerza de compresión que es aplicada a los piñones por el anillo. Similarmente, el desgaste de 0,006 de pulgada (0,015 mm) de una arandela de resorte axial o de las partes asociadas con la misma produciría una reducción de un 60 por ciento en la presión que se aplica si tal arandela consigue su total compresión siendo deprimida 0,010 de pulgada (0,025 mm).

20 Como el anillo de resorte 28 está cortado puede tener un diámetro normal mucho mayor que el diámetro a través de los puntos interiores de los piñones y quedar todavía dentro de su límite elástico cuando se comprime entre los piñones. Por ejemplo, un resorte que tiene un diámetro normal de 2,700 pulgadas (6,858 mm) comprimido a un diámetro de 2,500 pulgadas (6,350 mm) tendría 20 veces la

25 capacidad de absorción de desgaste y tolerancia del ejemplo del anillo de resorte continuo anteriormente referido. En tanto que un cambio en el diámetro del anillo de 0,006 de pulgada (0,015 mm) en el anterior ejemplo (anillo continuo) produjo un 60 por ciento de pérdida de fuerza de compresión, un cambio de 0,006 de pulgada (0,015 mm)

30



341460

5 en el presente ejemplo solamente reduciría la fuerza en un 3 por ciento, es decir, 0,006/0,200. Debe observarse que los anteriores ejemplos son solamente ilustrativos y que los anillos pueden ser comprimidos diferentes cantidades en tanto no se exceda del límite elástico del material del resorte.

10 Para permitir el montaje del anillo al diferencial y evitar cualquier posibilidad de que los extremos de la partición penetren en un espacio de diente de los piñones, los extremos del anillo estan redondeados y la anchura de la parte cortada en la división se escoge de forma que los extremos del anillo casi se toquen cuando se instale por primera vez.

15 Por la precedente descripción quedará claramente evidente que el presente invento proporciona un diferencial de resbalamiento limitado o ineficiente que ofrece una resistencia a la rotación de los engranajes de piñón con relación a la caja. El diferencial es así capaz de resistir el par motor aplicado a los piñones por un engranaje lateral unido a un eje que tiene una rueda de fricción sobre el mismo. Como se resiste el par motor de la rueda de fricción, se aplica un par motor mucho mayor a la rueda que no está en fricción.

20 Mediante la inserción de un anillo de resorte en acoplamiento de compresión radial con los piñones, se hace exista una fuerza de fricción constante entre los piñones y las paredes exteriores de la caja directamente opuestas al anillo. Tambien existirá una fuerza de fricción entre el anillo y los piñones ya que los piñones adyacentes engranados tenderán a accionar al anillo en direcciones contrarias.

25 Además de las fuerzas de fricción ocasionadas por el anillo de resorte, los piñones ejercerán tambien presiones crecientes contra las paredes de la caja en uno de los puntos 14b como respues-

30



341460

5 ta a las cargas crecientes del par motor soportadas por los piñones. Estas últimas presiones están angularmente descentradas con las presiones ocasionadas por el anillo pues las mismas son derivadas del acoplamiento tangencial de los piñones por los engranajes laterales. Las fuerzas de fricción ocasionadas por éstas presiones actuarán a un lado 14b o al otro de cada acanaladura de pared dependiendo de la dirección en que los piñones sean accionados por el engranaje lateral.

10 Aunque el invento se ha mostrado y descrito particularmente con referencia a varias realizaciones del mismo, habrá de entenderse por los concedores de la técnica que pueden realizarse en él mismo varios cambios de forma y de detalles sin apartarse del alcance y del espíritu del invento.

15 En resúmen, la Patente de Invención que se solicita deberá recaer sobre las siguientes:

- REIVINDICACIONES -

1. Un diferencial de resbalamiento limitado que comprende: medios de caja diferencial rotable; un par de engranajes laterales en dicha caja adaptados para ser operativamente acoplados por un par de ejes que penetran los costados opuestos de la mencionada caja; una pluralidad de primeros engranajes de piñón en una primera órbita en acoplamiento de engrane con un engranaje del referido par de engranajes laterales; una pluralidad de segundos engranajes de piñón en una segunda órbita en acoplamiento de engrane con el otro engranaje del mencionado par de engranajes laterales; estando por lo menos uno de los indicados primeros piñones en acoplamiento de engrane con por lo menos uno de los referidos segundos piñones; medios de soporte para el montaje de dichos engranajes en los medios de caja, y medios elásticos de influencia que comprenden por lo menos un miembro de anillo de resorte posi-

20

25

30



341460

5 cionado para ejercer una fuerza de compresión radial contra por lo menos uno de los mencionados engranajes de piñón para proporcionar una fuerza de fricción entre el anillo de resorte y el engranaje de piñón y entre dicho engranaje y su soporte; sirviendo las referidas fuerzas de fricción para disipar los pares motores transmitidos a los expresados engranajes laterales por los ejes con lo que se opone la rotación de dichos engranajes con relación a la caja diferencial.

10 2. Un diferencial de resbalamiento limitado según la Reivindicación 1, en que el mencionado anillo está partido para permitir que su diámetro exterior sea cambiado para facilitar su montaje en el referido diferencial y para compensar las variaciones de dimensiones debidas a las tolerancias de su fabricación y al desgaste.

15 3. Un diferencial de resbalamiento limitado según la Reivindicación 2, en que el miembro de anillo de resorte tiene un espesor anular radial variante para permitir que el anillo aplique una fuerza de compresión sustancialmente constante a un piñón en cualquier parte de su perifería.

20 4. Un diferencial de resbalamiento limitado según la Reivindicación 1, en que el mencionado anillo de resorte está posicionado coaxialmente con los engranajes coaxiales y en acoplamiento con todos los piñones de por lo menos una de las citadas órbitas.

25 5. Un diferencial de resbalamiento limitado según la Reivindicación 4, en que el mencionado anillo de resorte es continuo y tiene un diámetro exterior que es mayor que el diámetro mas pequeño de un círculo definido por sus puntos de contacto con los piñones acoplados; teniendo dicho anillo de resorte un espesor radial relativamente fino que permite que el mismo sea deformado dentro de su límite elástico mediante el contacto con los referidos piñones para adoptar una forma ondulada que circunda parcialmente la periferia de
30



341460

los expresados piñones.

5 6. Un diferencial de resbalamiento limitado según la Reivindicación 4, en que el mencionado anillo de resorte acopla friccionalmente todos los piñones de las primera y segunda órbitas y absorbe las fuerzas friccionales entre el anillo y los piñones que son introducidas por la tendencia de los piñones de la primera órbita a girar el anillo en una dirección opuesta a la que se produce por la la rotación simultánea de los piñones de la segunda órbita.

10 7. Un diferencial de resbalamiento limitado según la Reivindicación 5, en que el mencionado anillo de resorte acopla todos los piñones de las primera y segunda órbitas y absorbe las fuerzas friccionales entre el anillo y los piñones que se introducen por la tendencia de los piñones de la primera órbita a girar el anillo en una dirección opuesta a la que se produce por la rotación simultánea de los piñones de la segunda órbita.

15 8. Un diferencial de resbalamiento limitado de acuerdo con la Reivindicación 6, en el que la mencionada caja rotable del diferencial comprende medios rotables de soporte; incluyendo dichos medios de soporte partes de pared parcialmente cilíndricas para soportar a los indicados piñones y para situarlos interiormente de los referidos medios rotables de soporte; incluyendo las expresadas paredes de soporte de los piñones contiguas a cada piñón una sección diametralmente opuesta a la zona del piñón que es acoplado por el anillo de resorte y por lo menos otra sección adyacente a la mencionada primera sección, estando las referidas primeras secciones acopladas por los expresados piñones con una fuerza de fricción sustancialmente constante debido a la fuerza de compresión aplicada a los piñones por el anillo de resorte y estando sometidas cada una de las mencionadas primeras y demás secciones a las fuerzas de fricción adicionales que aumentan en proporción a los incrementos en el par motor trans-

20

25

30



341460

mitido desde un engranaje lateral al otro a través de los piñones.

9. Se reivindica por último como objeto sobre el que ha de recaer la Patente de Invención que se solicita "UN DIFERENCIAL DE RESBALAMIENTO LIMITADO".

5 Todo conforme queda descrito y reivindicado en la presente memoria descriptiva que consta de quince páginas mecanografiadas y dibujos adjuntos.

Madrid, 6 de junio de 1967.

BERNARDO UNGRIA.

P.P.

10

15

20

25

30

341460

341460



1367

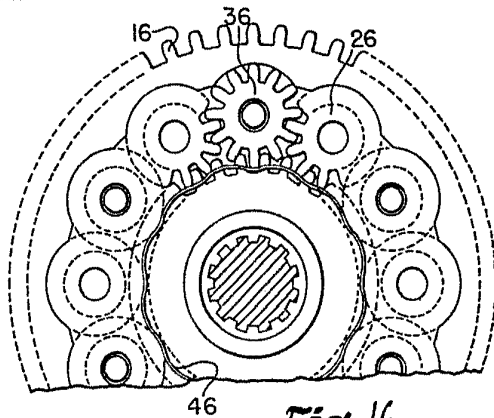
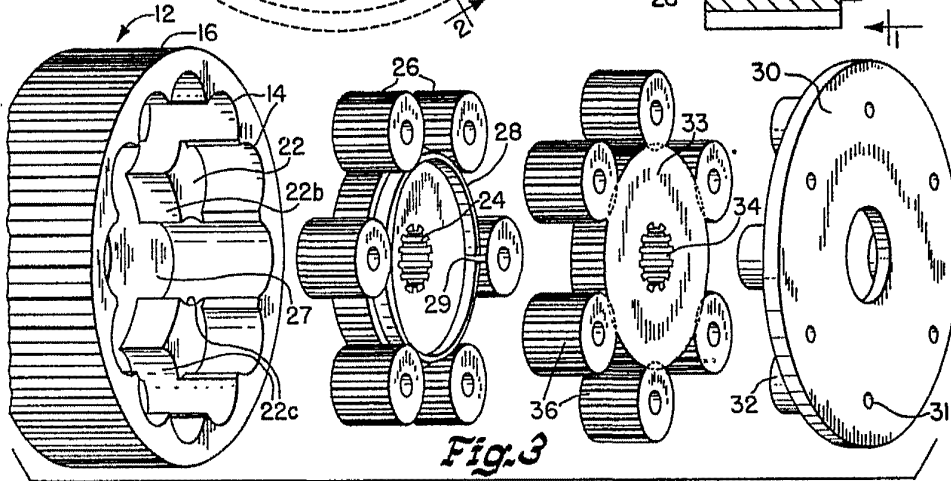
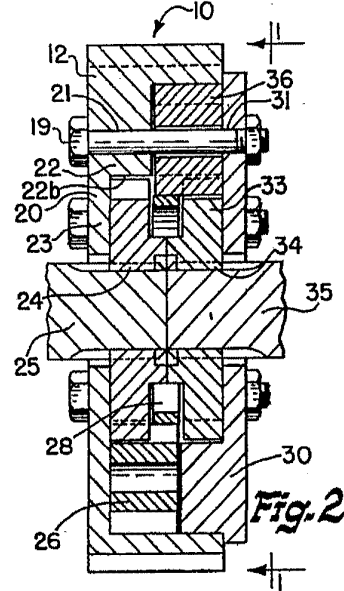
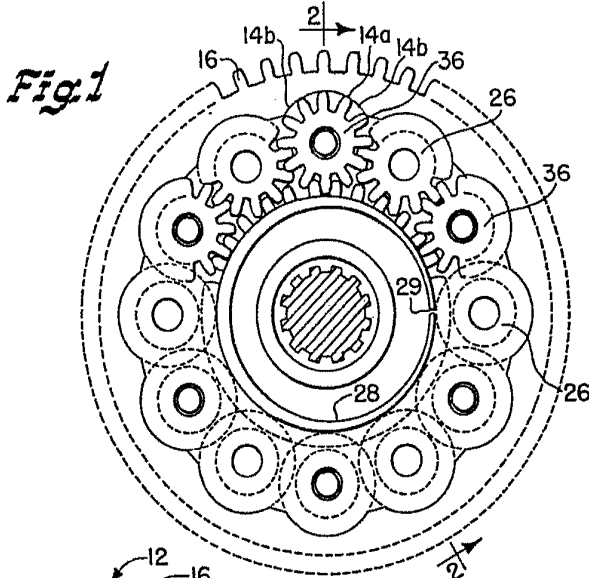


Fig. 4

ESCALA VARIABLE
 MADRID, 6 DE ~~Junio~~ ^{Septiembre} DE 1967
 BERNARDO UNGRÍA
 P. P.