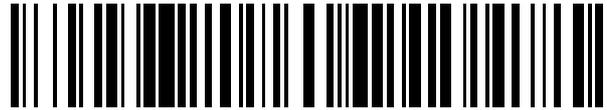


19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 571 593**

51 Int. Cl.:

B60T 7/22 (2006.01)
G01M 17/007 (2006.01)
G05D 1/00 (2006.01)
B60T 7/18 (2006.01)
F16H 7/10 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **20.08.2014 E 14181507 (6)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **24.02.2016 EP 2845775**

54 Título: **Sistema y método para probar tecnologías de prevención de accidentes**

30 Prioridad:

05.09.2013 US 201361874274 P
05.09.2013 US 201361874267 P
05.09.2013 US 201361874264 P
09.10.2013 US 201314050048

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:
26.05.2016

73 Titular/es:

DYNAMIC RESEARCH, INC. (100.0%)
355 Van Ness Ave.
Torrance, CA 90501, US

72 Inventor/es:

KELLY, JOSEPH;
BROEN, PETER;
SILBERLING, JORDAN y
ZELLNER, JOHN

74 Agente/Representante:

LLAGOSTERA SOTO, María Del Carmen

ES 2 571 593 T3

Aviso: En el plazo de nueve meses a contar desde la fecha de publicación en el Boletín europeo de patentes, de la mención de concesión de la patente europea, cualquier persona podrá oponerse ante la Oficina Europea de Patentes a la patente concedida. La oposición deberá formularse por escrito y estar motivada; sólo se considerará como formulada una vez que se haya realizado el pago de la tasa de oposición (art. 99.1 del Convenio sobre concesión de Patentes Europeas).

DESCRIPCIÓN

Sistema y método para probar tecnologías de prevención de accidentes.

5 **1.0 Campo técnico**

La presente invención se refiere a un Elemento de Movimiento Dinámico para su utilización en pruebas de tecnologías de prevención de accidentes en un vehículo objeto de acuerdo con la parte de pre-caracterización de la reivindicación 1.

10 **2.0 Antecedentes**

El sistema descrito en el presente documento puede ser utilizado con, pero no se limita a, vehículos empleados en tecnologías de prevención de accidentes descritos en las siguientes solicitudes de patentes desarrolladas por los mismos inventores y asignadas al mismo cesionario: Solicitud de Patente de EE.UU. número 61/874274 titulada "Master-Slave Automated Coordinated Vehicle Control (Control de Vehículo Coordinado Automatizado Maestro-Esclavo)" presentada el 5 de septiembre de 2013, por Joseph Kelly et al; la solicitud de patente de EE.UU. número 61/874267 titulada "Rigid Belt Drive Tensioner (Tensor del Dispositivo de Correa Rígida)" presentada el 5 de septiembre de 2013, por Joseph Kelly et al; la solicitud de patente EE.UU. número 61/874264 titulada "Robotic Hydraulic Brake Master Cylinder (Cilindro Maestro del Freno Hidráulico Robótico)" presentada el 5 de septiembre de 2013, por Joseph Kelly et al; la solicitud de patente EE.UU. 13/357526 titulada "System and Method for Testing Crash Avoidance Technologies (Sistema y Método para Probar Tecnologías de Evitación de Accidentes)" presentada el 24 de enero de 2012 por Joseph Kelly et al (expedida como Patente de EE.UU. número 8.447.509); la solicitud de patente EE.UU. número 61/507539 titulada "Guided Soft Target For Full Scale Advanced Crash Avoidance Technology Testing (Objetivo blando guiado para pruebas de tecnología avanzada de evitación de accidentes de plena escala)", presentada el 13 de julio de 2011 por Joseph Kelly et al; la Solicitud de Patente de EE.UU. número 61/578452 titulada "Guided Soft Target For Full Scale Advanced Crash Avoidance Technology Testing (Objetivo blando guiado para pruebas de tecnología avanzada de evitación de accidentes de plena escala)", presentada el 21 de diciembre de 2011 presentada por Joseph Kelly et al; la solicitud de Patente de EE.UU. número 61/621597 titulada "Collision Partner, System and Method (Socio de Colisión, Sistema y Método)", presentada el 9 de abril de 2012 por Joseph Kelly et al; la solicitud de patente de EE.UU. número 61/639745 titulada "Devices, Systems And Methods For Testing Crash Avoidance Technologies (Dispositivos, Sistemas y Métodos para Pruebas de Tecnologías de Evitación de Accidentes)", presentada el 27 de abril de 2012 por Joseph Kelly et al; la solicitud de patente de EE.UU. número 13/532366 titulada "Devices, Systems And Methods For Testing Crash Avoidance Technologies (Dispositivos, Sistemas y Métodos para Pruebas de Tecnologías de Evitación de Accidentes)", presentada el 25 de junio de 2012 por Joseph Kelly et al (publicada como patente de EE.UU. número 8.428.863); la solicitud de patente EE.UU. número 13/532383 titulada "Devices, Systems And Methods For Testing Crash Avoidance Technologies (Dispositivos, Sistemas y Métodos para Pruebas de Tecnologías de Evitación de Accidentes)", presentada el 25 de junio de 2012 por Joseph Kelly et al (publicada como patente de EE.UU. número 8.428.864); la solicitud de patente de EE.UU. número 13/532396 titulada "Devices, Systems And Methods For Testing Crash Avoidance Technologies (Dispositivos, Sistemas y Métodos para Pruebas de Tecnologías de Evitación de Accidentes)", presentada el 25 de junio de 2012 por Joseph Kelly et al (publicada como patente de EE.UU. número 8.457.877); la solicitud de patente EE.UU. 13/532417 titulada "Devices, Systems And Methods For Testing Crash Avoidance Technologies (Dispositivos, Sistemas y Métodos para Pruebas de Tecnologías de Evitación de Accidentes)", presentada el 25 de junio de 2012 por Joseph Kelly et al; y la Solicitud de Patente de EE.UU. número 13/532430 titulada "Devices, Systems And Methods For Testing Crash Avoidance Technologies (Dispositivos, Sistemas y Métodos para Pruebas de Tecnologías de Evitación de Accidentes)", presentada el 25 de junio de 2012 por Joseph Kelly et al.

A medida que las Tecnologías Avanzadas de Evitación de Accidentes (TAEA), como por ejemplo la Advertencia de Colisión Frontal (ACF), Sistemas de Frenado Inminente de Accidente y otras tecnologías avanzadas han ido siendo desarrolladas, la necesidad de metodologías de pruebas a gran escala que puedan minimizar los riesgos del personal que se pone a prueba y los daños a los equipos ha aumentado rápidamente. La evaluación de este tipo de sistemas ACAT presenta un gran número de desafíos. Por ejemplo, el sistema de evaluación debería ser capaz de proporcionar un socio de colisión potencial suave (SC Blando) de forma fiable y precisa a lo largo de una trayectoria que en última instancia resultaría en un accidente en una variedad de configuraciones, tales como alcances traseros, choques frontales, cruce de trayectorias, y choques laterales. Además, el Socio de Colisión Blando no debe suponer un riesgo físico sustancial para el piloto de pruebas, ni para otro personal de pruebas, para el equipo, o para los vehículos implicados en el caso de que la colisión no se evite. Este reto ha sido difícil de abordar. En tercer lugar, el SC Blando debería aparecer en el vehículo sujeto como el artículo real que se está simulando, como por ejemplo un vehículo de motor, un peatón, u otro objeto. Por ejemplo, el SC Blando debería proporcionar una firma consistente para el radar y para otros sensores a los diversos vehículos sujetos, sustancialmente idéntica a la del artículo que se está simulando. También resultaría ventajoso que el SC Blando fuese de bajo costo y reutilizable de forma repetible con un mínimo de tiempo y esfuerzo.

Tal como se describe en las solicitudes de patente anteriores de los inventores, el sistema de Objetivo Blando Guiado (OBG) que se incorpora completamente en el presente documento como referencia, incluye un Elemento de Movimiento Dinámico (EMD) como una plataforma móvil y controlable que lleva el SC Blando. El EMD es de una forma y dimensión

tales que puede ser atropellado por el vehículo de prueba (también conocido como el vehículo sujeto), con poco o ningún daño ni al EMD ni al vehículo sujeto. Cuando se produce una colisión con el sistema de OBG, el vehículo objeto impacta contra el SC Blando, que a continuación absorbe la colisión y puede colapsarse. Dicho SC Blando se da a conocer en la solicitud de patente de EE.UU. número 13/532366 (publicada como patente de EE.UU. número 8.428.863), que se incorpora como referencia. Esto se describe en su totalidad en las solicitudes de patentes anteriores mencionadas anteriormente e incorporadas como referencia.

Las innovaciones descritas en esta solicitud están dirigidas a sistemas que se pueden utilizar en el EMD o, más en general, a un vehículo accionado por control remoto. Los sistemas incluyen mejoras en los sistemas de freno y en los sistemas de conducción de dichos vehículos.

Un Elemento de Movimiento Dinámico para su utilización en tecnologías de evitación de simulación de accidentes en un vehículo objeto de acuerdo con la parte de pre-caracterización de la reivindicación 1 es conocido a partir de la solicitud de patente de EE.UU. publicada bajo el número de publicación de EE.UU. 2013/018528.

A partir del Modelo de Utilidad Alemán DE 297 23 441 U1 se conoce una transmisión que incluye dos poleas de tensor que están montadas sobre un brazo de palanca conectado que puede pivotar alrededor del eje de una polea accionada y tensionar una correa que gira alrededor de la polea accionada y una polea accionada desde dos caras del circuito de correa para mantener la correa bajo una tensión definida. Un diseño similar al que se describe en DE 297 23 441 U1 también es conocido a partir de la publicación de patente alemana publicada bajo el número de publicación DE 199 26 612 A1 que aplica dicho diseño de tensionado de la correa a una correa accionada por un dispositivo de arranque en un motor de combustión. Sin embargo, si se compara con DE 297 23 441 U1, el diseño de DE 199 26 612 A1 muestra un eje de pivote diferente para el brazo de palanca que el eje de rotación de la polea de accionamiento.

A partir de la patente alemana DE 19624311 C1 se conoce un sistema de accionamiento de una correa que comprende una polea accionada que está adaptada para pivotar sobre un eje de pivote. Dos poleas de deflexión se encuentran situadas de manera que cada una de las poleas de deflexión gira alrededor de un eje respectivo que se extiende en paralelo al eje de pivote.

Un objeto de la invención es proporcionar una estructura en la que la polea accionada puede pivotar en correlación con una polea de accionamiento a través de un ángulo de articulación pero al mismo tiempo puede superar cualquier problema de deslizamiento de la correa, o de pérdida del control adecuado, especialmente en un sistema bi-direccional, específicamente para superar el problema de que la tensión de la correa cambia como una función del ángulo de articulación en el eje de pivote.

Estos y otros objetivos se consiguen para el Elemento de Movimiento Dinámico de acuerdo con la parte de pre-caracterización de la reivindicación 1 mediante las características que se encuentran en la parte de caracterización de la reivindicación 1. Otras formas de realización ventajosas se reivindican en las reivindicaciones dependientes 2-4.

3.0 Resumen

Lo que se describe en el presente documento es un sistema de frenado hidráulico controlado electrónicamente para un vehículo autónomo, como por ejemplo un EMD. El sistema incluye un motor servo conectado a una leva, con la leva adaptada para girar cuando se acciona el motor servo. El sistema también incluye un cilindro maestro que contiene fluido hidráulico y una varilla de empuje del pistón, en que la varilla de empuje está colocada adyacente a la leva de tal manera que cuando se hace girar la leva, la barra de empuje se mueve en el cilindro maestro provocando de esta manera el movimiento de fluido hidráulico hacia el interior y fuera del cilindro maestro. Un controlador puede estar conectado al motor servo y proporciona una señal para accionar el motor servo.

El sistema de freno puede incluir además un colector que distribuye el fluido hidráulico presurizado a los conjuntos de freno de rueda conectados a las ruedas. Estos conjuntos pueden incluir, pero no se limitan a, frenos de disco y frenos de tambor.

En el presente documento también se describe un sistema de accionamiento por correa que incluye una polea de tensor que está en un mismo plano de rotación que el brazo de articulación de la polea accionada, y gira alrededor del mismo eje de pivote. El sistema de transmisión por correa incluye una correa conectada a una polea de accionamiento y adaptada para transferir potencia desde la polea de accionamiento a una polea accionada. La correa define un plano de correa. El sistema también incluye un brazo de articulación que pivota alrededor de un eje de pivote dentro del plano de la correa, en que la polea accionada está conectada al brazo articulado de manera que puede pivotar alrededor del eje de pivote. Una polea del tensor también está conectada al brazo de articulación de manera que puede pivotar alrededor del eje de pivote y se encuentra en contacto con la correa.

El sistema puede incluir además una segunda polea de tensor conectada al brazo articulado de manera que puede pivotar alrededor del eje de pivote y la segunda polea está también en contacto con la correa. La colocación de las poleas de tensor también se da a conocer con el fin de mantener una longitud necesaria de la correa casi constante. Por

ejemplo, el tensor ejerce la fuerza de polea en cada giro alrededor de un eje de la polea y dichos ejes pueden estar situados con respecto al eje de pivote en una línea generalmente recta dentro del plano de la correa y / o, en general equidistantes del eje de pivote.

5 Otros aspectos de la invención se describen en el presente documento tal como se describen en los siguientes dibujos y descripción detallada.

4.0 Breve Descripción de los Dibujos

10 La invención se puede comprender mejor con referencia a las siguientes figuras. Los componentes dentro de las figuras no están necesariamente a escala, y en su lugar se pone énfasis en ilustrar de forma clara los aspectos de ejemplo de la invención. En las figuras, los mismos números de referencia designan partes correspondientes en todas las diferentes vistas. Se entenderá que ciertos componentes y detalles pueden no aparecer en las figuras para ayudar a describir más claramente la invención.

15 La FIG. 1A ilustra un cilindro maestro convencional.
 La FIG. 1B es una vista superior del cilindro maestro convencional de la FIG. 1A.
 La FIG. 1C es la vista en sección transversal tomada a lo largo de la sección A-A de la FIG. 1B.
 La FIG. 1D ilustra un cilindro maestro convencional y una línea hidráulica / manguera encaminada hacia los
 20 conjuntos de freno de las ruedas a través de un colector hidráulico.
 La FIG. 2A es una vista isométrica de un accionador de freno que utiliza un conjunto de palanca del tipo de palas.
 La FIG. 2B es una vista superior del accionador de freno que utiliza un conjunto de palanca del tipo de palas que se muestra en la FIG. 2A.
 25 La FIG. 3A es una vista isométrica del accionador de freno que utiliza un conjunto de palanca de articulación de cuatro barras.
 La FIG. 3B es una vista superior del accionador de freno que utiliza un conjunto de palanca de articulación de cuatro barras que se muestra en la FIG. 3A.
 La FIG. 4A ilustra un sistema de transmisión por correa, con un brazo articulado que soporta una de las poleas, en la posición neutra.
 La FIG. 4B ilustra el sistema de accionamiento por correa de la FIG. 4A en que la polea accionada se encuentra en una posición no neutra.
 La FIG. 5A ilustra un sistema de transmisión por correa, con un brazo articulado que soporta una de las poleas y una polea de tensor, en la posición neutra.
 35 La FIG. 5B ilustra el sistema de accionamiento por correa de la FIG. 5A en que la polea accionada se encuentra en una posición superior no neutra.
 La FIG. 5C ilustra el sistema de accionamiento por correa de la FIG. 5A en que la polea accionada se encuentra en una posición inferior no neutra.
 La FIG. 6 es una vista isométrica de un elemento de movimiento dinámico con un cilindro maestro nuevo que utiliza una leva.
 La FIG. 7 es una vista superior del elemento de movimiento dinámico con un cilindro maestro nuevo que utiliza una leva que se muestra en la FIG. 6.
 La FIG. 8 es una vista isométrica de un cilindro maestro nuevo accionado por una leva.
 La FIG. 9 es una vista superior del cilindro maestro nuevo accionado por una leva que se muestra en la FIG. 8.
 45 La FIG. 10A es la vista en sección transversal tomada a lo largo de la línea B-B de la FIG. 9.
 La FIG. 10B es la vista en sección transversal tomada a lo largo de la línea C-C de la FIG. 9.
 La FIG. 10C es la vista en sección transversal tomada a lo largo de la línea D-D de la FIG. 9.
 La FIG. 11 ilustra el cilindro maestro nuevo accionado por una leva conectada a un controlador y un receptor para el control inalámbrico.
 50 La FIG. 12 es una vista isométrica de un elemento de movimiento dinámico con una realización de un sistema de polea de tensor de la correa nueva de acuerdo con una forma de realización de la invención.
 La FIG. 13 es una vista isométrica de una realización de un sistema de polea de tensor de la correa de acuerdo con una forma de realización de la invención.
 La FIG. 14A es una vista lateral del sistema de polea de tensor de la correa de la FIG. 13 en la posición neutra.
 La FIG. 14B es una vista lateral del sistema de polea de tensor de la correa de la FIG. 13 en que un eje se encuentra en una posición superior no neutra.
 La FIG. 15 es un gráfico que muestra la diferencia en la longitud de la correa para un accionamiento de correa con el sistema de la polea de tensor de la FIG. 13 en comparación con una correa de transmisión sin un sistema de este tipo.

60 Descripción Detallada

A continuación se proporciona una descripción escrita no limitativa de formas de realización de ejemplo que ilustran diversos aspectos de la invención. Estos ejemplos se proporcionan para permitir a una persona con una experiencia ordinaria en la técnica poner en práctica el alcance completo de la invención sin tener que comprometerse a llevar a

cabo una cantidad indebida de experimentación. Tal como resultará evidente para las personas expertas en la técnica, se pueden llevar a cabo otras modificaciones y adaptaciones sin apartarse del espíritu y el alcance de la invención, que está limitada solamente por las reivindicaciones.

5 Tal como se describe en la solicitud de patente SN 13/532417 que se incorpora aquí como referencia, el EMD puede utilizar frenos hidráulicos conectados a una o más de sus ruedas. Existen, sin embargo, varios inconvenientes en los sistemas que accionan el sistema de freno hidráulico. Las FIG. 1A-1D proporcionan antecedentes para las piezas básicas y el funcionamiento de un cilindro maestro hidráulico 100. El cilindro incluye un depósito de líquido de frenos 105 que incluye líquido de freno hidráulico, una varilla de empuje del pistón 110 y un colector 115 que distribuye el líquido del freno hidráulico. La FIG. 1C ilustra el funcionamiento del cilindro maestro 100. A medida que la varilla de empuje del pistón 110 es presionada en el cilindro maestro en el sentido de la flecha 120, hace que el fluido hidráulico salga del cilindro maestro 100 hacia el colector 115 y hacia las líneas de freno a presión. En la FIG. 1D, las líneas de freno 125 están unidas al colector 115 y al conjunto de freno de rueda 130. Cuando se empuja la varilla de empuje 110, el líquido de frenos pasa a través de las líneas 125 hacia los conjuntos de freno de rueda 130 que a su vez accionan los frenos. Los conjuntos de freno de las ruedas 130 pueden incluir, por ejemplo, frenos de disco o frenos de tambor. El conjunto de freno de la rueda no necesita estar conectado directamente a las ruedas. Por ejemplo, en el EMD que se describe a continuación con referencia a la FIG. 6, el conjunto de freno de la rueda trasera se encuentra localizado en el eje del motor.

20 Haciendo referencia a las FIG. 2A, 2B, 3A y 3B, se dan a conocer sistemas de accionamiento de freno anteriores. Las FIG. 2A y 2B ilustran un sistema de conexión del tipo de palas 200. Este sistema 200 incluye un servo 205 con un rodillo 215 conectado al brazo de servo 220 que hace contacto con una pala 210. La pala 210 entra en contacto con el conjunto de cilindro maestro 225. Tal como se muestra en la FIG. 2B, mientras el brazo del servo 220 gira, el rodillo 215 mueve la pala (movimiento que se muestra en 230). La pala 210 está abisagrada y gira en la dirección de la flecha 240, lo que hace que el otro extremo de la pala 235 empuje la varilla de empuje 245 del cilindro maestro en la dirección de la flecha 250. Las principales desventajas de este sistema incluyen: la imposibilidad de utilizar una amplia gama de movimientos del servo, una relación muy no-lineal entre el par motor del servo y la presión del cilindro maestro, la sintonización manual y los ajustes frecuentes que resultan necesarios para mantener un rendimiento óptimo y una alta carga radial de rodamiento del eje de salida del servo, lo que tiene como resultado una vida corta del servo.

30 Las FIG. 3A y 3B ilustran un sistema de articulación de 4 barras 300. El sistema 300 incluye un servo 305 conectado a un brazo de servo 315, que está conectado a la articulación 310. La articulación 310 entra en contacto con el conjunto de cilindro maestro 320. Tal como se muestra en la FIG. 3B, mientras el brazo del servo 315 gira, la articulación 310 se mueve (se muestra el movimiento en 325). El extremo de la articulación es similar al extremo de la pala que se ha descrito anteriormente con referencia a la FIG. 2B. De esta manera, el movimiento de la articulación 310 por parte del servo 305, en última instancia, empuja la varilla de empuje del pistón del cilindro maestro, accionando de este modo el sistema de frenado. Las deficiencias de este sistema son las mismas que las del sistema de palas descrito anteriormente.

40 El EMD también utiliza un sistema de transmisión por correa. En los sistemas de transmisión por correa en que las posiciones de la p Polea de accionamiento y de la p Polea accionada no cambian durante el transcurso de la operación, simplemente ajustar la tensión de la correa antes del funcionamiento es suficiente. Sin embargo, en sistemas en los que las poleas se mueven una con respecto a la otra durante el funcionamiento, se requiere un medio para mantener la tensión de la correa.

45 Haciendo referencia a las FIG. 4A y 4B, se da a conocer un ejemplo de sistema de transmisión por correa 400. El sistema 400 comprende una correa 405 que transfiere potencia desde la p Polea de accionamiento 410 a la p Polea accionada 415. La p Polea accionada 415 tiene un sistema de suspensión que permite que la p Polea accionada 415 se mueva hacia arriba tal como se muestra en la FIG. 4B desde la posición neutra (que se muestra en la FIG. 4A), o hacia abajo desde la posición neutra (que no se muestra). El sistema de suspensión se puede utilizar para absorber parte del choque que encuentra la rueda con el fin de suavizar el movimiento del EMD. También el sistema de suspensión permite que el EMD se retraiga cuando es atropellado por el vehículo sujeto, reduciendo así al mínimo los daños al vehículo y al EMD. El sistema de suspensión utiliza un brazo articulado 420 que soporta la p Polea accionada 415 y pivota sobre el punto 425 en la dirección de la flecha 430. La FIG. 4B ilustra la suspensión en la posición superior, con la flecha 435 que muestra que la dirección del brazo se había movido de modo que la p Polea accionada ya no se encuentra en la posición neutra. El movimiento de la p Polea de accionamiento con relación a la p Polea accionada cambia la longitud necesaria de la trayectoria de la correa. En el sistema que se muestra en las FIG. 4A y 4B, la correa comenzaría a deslizarse o a resonar a causa de este cambio en la longitud necesaria de la correa.

60 Las FIG. 5A-5C ilustran una solución a este problema que implementa una única p Polea de tensor de resorte. El sistema 500 comprende una correa 505 que transfiere potencia desde la p Polea de accionamiento 510 a la p Polea accionada 515. La p Polea accionada 515 tiene un sistema de suspensión tal como se describe anteriormente y puede moverse hacia arriba tal como se muestra en la FIG. 5B. El sistema de suspensión utiliza un brazo articulado 520 que soporta la p Polea accionada 515 y pivota alrededor del punto 525 en la dirección de la flecha 530. La FIG. 5B ilustra la suspensión en la posición superior, con la flecha 545 que muestra que la dirección del brazo se había movido de modo que la p Polea

accionada ya no se encuentra en la posición neutra. El sistema 500 incluye además un rodillo tensor de resorte 535 conectado a un brazo articulado que pivota alrededor del punto 540. La polea del tensor 535 puede desplazarse hacia arriba tal como se muestra en la FIG. 5B (flecha 550), lo que ayudaría a mantener una longitud necesaria de la correa casi constante. La polea del tensor 535 también puede moverse hacia abajo tal como se muestra en la FIG. 5C (flecha 560), que a su vez mantiene una longitud necesaria de la correa casi constante.

Sin embargo, la introducción de esta polea de resorte 535 puede introducir un cumplimiento no deseado en el sistema de accionamiento por correa 500, lo que tiene como resultado un deslizamiento de la correa, o una pérdida del control adecuado, especialmente en un sistema bi-direccional. Por ejemplo, si la polea de accionamiento 510 se gira en sentido contrario a las agujas del reloj, y si existe una carga en la polea accionada 515, la parte superior de la correa 505 se pone en tensión, y la parte inferior de la correa se afloja. La holgura es absorbida por la polea de tensor 535, y la tensión de la correa se mantiene de alguna manera. Sin embargo, si la polea de accionamiento 510 es girada a continuación en el sentido de las agujas del reloj, y una carga se encuentra presente en la polea accionada 515, la parte inferior de la correa 505 se somete a una tensión más alta, haciendo que la polea de tensor 535 se desvíe hacia abajo, y haciendo que el resto de la correa se afloje, lo que puede llevar al deslizamiento. Además, tal como se ilustra en las FIG. 5A-5C, la tensión de la correa cambia como una función del ángulo de articulación en el eje de pivote, ya que la polea de tensor de resorte 535 se carga más fuertemente en la posición totalmente hacia abajo que en la posición neutra o en la posición totalmente hacia arriba.

Los sistemas descritos y reivindicados más abajo están dirigidos a las deficiencias de los sistemas de frenado y de accionamiento anteriores.

5.1 Sistema de Freno Accionado por Levas

Las FIG. 6 y 7 ilustran un EMD 600 con ciertas secciones cortadas en sección que muestra la ubicación del sistema de frenado. El conjunto 605 es el cilindro maestro hidráulico accionado por levas para las ruedas traseras del EMD. El conjunto de freno de la rueda trasera 608 se encuentra en el eje del motor eléctrico. El conjunto 610 es el cilindro maestro hidráulico accionado por levas para las ruedas delanteras del EMD. El conjunto de freno delantero 612 se encuentra en el eje de la rueda. Tanto el montaje de freno de la rueda delantera como el de la rueda trasera 608 y 612 son frenos de disco.

Pasando a continuación a la FIG. 8, se describe un sistema de frenos accionado por levas 800. El sistema 800 incluye un cilindro maestro hidráulico 100 que incluye una varilla de empuje del pistón 110. Los motores servo 805 y 810 están conectados a un brazo de servo 840. (Puede existir un brazo de servo correspondiente conectado al servo 805, que no se muestra). El brazo del servo 840 hace contacto con el brazo del rodillo de levas 835 cuando se gira, con el brazo del rodillo de levas 835 conectado a la leva 815. Dada esta construcción, cuando se acciona el servo 810, da como resultado que el brazo del servo 840, se pone en contacto con y gira el brazo del rodillo de levas 835, con lo que hace girar la leva 815. Conectado a la varilla de empuje del pistón 110 se encuentra un seguidor de leva de rodadura 820, que entra en contacto y gira contra la leva 815, mientras la leva 815 gira. Por lo tanto, a continuación de la rotación de la leva 815, la varilla de empuje del pistón 110 se introduce en el cilindro maestro 100, haciendo así que el líquido de frenos hidráulicos sea empujado a presión hacia el sistema de frenos del EMD.

Para optimizar el rendimiento, el seguidor de leva de rodadura 820 debe mantenerse en el mismo plano de rotación que el de la leva 815. El seguidor de leva de rodadura 820 puede tener también un rodillo de alineación 825 que se desplaza dentro de una ranura de rodillo de alineación 830. En la FIG. 8 se muestran en realidad dos rodillos de alineación con dos ranuras de alineación. Debido a que se ha eliminado una cubierta del sistema 800 para mostrar el funcionamiento interno, no se muestra la segunda ranura de alineación que se encontraría en esa cubierta. El seguidor de rodillo de leva no es necesario para el funcionamiento del sistema, o en realidad podría comprender una esfera completa dentro de un alojamiento - similar a un desodorante roll-on. Debido a que una estructura de este tipo puede girar en cualquier dirección, no serían necesarios ni el rodillo de alineación 825 ni la ranura 830.

Aunque no se muestra en la FIG. 8, el servo 805 también tiene un brazo de servo y un brazo de rodillo de leva, tal como se describe con referencia al servo 810 anteriormente. El motivo de los dos servos es la seguridad. Si sólo un único servo controlase el sistema y el servo fallara, a continuación, el frenado del EMD se vería comprometido. La utilización de dos servos 805 y 810 añade redundancia de tal manera que si uno falla el otro todavía puede aplicar los frenos. Como una característica de seguridad adicional, los servos pueden no estar directamente conectados con la leva 815. En otras palabras, un servo puede girar la leva sin que, en el proceso, gire el otro servo. Esto es importante ya que si un servo se detiene, y ambos servos se encuentran conectados entre sí por una unión fija, entonces el servo que no se detiene podría no tener suficiente potencia para hacer girar la leva 815 y el servo detenido. Para superar esta situación, los servos 805 y 810 pueden accionar la leva 815 sin una rotación correspondiente del otro servo. Esto se puede lograr mediante el brazo del servo 840 y el brazo de rodillo de levas 835. Es el brazo del rodillo de levas 835 el que se encuentra en conexión fija directa con la leva 815. Así que si, por ejemplo, el servo 810 se detiene, entonces el brazo de servo 840 no gira, pero es evidente que el brazo del rodillo de levas 835 todavía podría girar permitiendo de ese modo que el otro servo 805 accionase el sistema de frenos. Además, tal como se ilustra, es el brazo del rodillo de levas 835 el

que tiene la proyección con un rodillo que hace contacto con el brazo del servo 840. La proyección puede ser en el brazo del servo 840 o en el brazo del rodillo de levas 835, y no necesita necesariamente rodillos.

El sistema de freno accionado por levas no tiene por qué implementar dos servos, puede tener un solo servo aunque podría haber problemas de seguridad en caso de que falle un servo. El servo también puede estar directamente conectado con la leva 815, por lo que el brazo del servo 840 y el brazo de rodillo de levas 835 se pueden omitir.

La FIG. 9 ilustra una vista superior del sistema de frenado accionado por levas 800 con un cilindro principal 100 y dos servos 805 y 810. Hay tres líneas de sección transversal que se muestran: B-B, C-C y D-D. Cada una de estas vistas en sección transversal se describirá con referencia a las FIG. 10A, 10B y 10C, respectivamente. La FIG. 10A (la vista en sección transversal a lo largo de la línea B-B de la FIG. 9) muestra el funcionamiento de la leva 815. A medida que la leva 815 es girada por los servos en la dirección de la flecha 850, el seguidor de rodillo de levas 820 rueda a lo largo de la superficie de la leva 815, haciendo que el seguidor de rodillo de levas 820 y la varilla de empuje del pistón 110 se muevan en la dirección de la flecha 855. Ese movimiento provoca la distribución de presión de líquido de freno hidráulico al sistema de frenos EMD.

La FIG. 10B (la vista en sección transversal a lo largo de la línea C-C de la FIG. 9) ilustra la característica de seguridad del brazo de servo 840 y del brazo del rodillo de levas 835. Tal como se puede apreciar el brazo del rodillo de levas 835 es libre de girar en la dirección de la flecha 850 sin obstrucción por parte del brazo de servo 840. De esta manera, el servo opuesto puede girar la leva 815 sin obstrucción.

La FIG. 10C (la vista en sección transversal a lo largo de la línea D-D de la FIG. 9) ilustra la característica de alineación del rodillo de alineación 825 y la ranura de rodillo de alineación 830. A medida que la leva 815 empuja el seguidor de rodillo de levas (que no se muestra), el rodillo de alineación 825 se desplaza dentro de la ranura de alineación 830, evitando que el seguidor de rodillo de leva gire fuera del plano de la leva 815.

El control de los servos se puede conseguir mediante una señal de freno emitida por el controlador 1100 que se muestra en la FIG. 11, por ejemplo cuando el sistema está pre-programado y es autónomo. Los servos también pueden frenar bajo una señal inalámbrica de freno de emergencia desde la estación base 1110. El EMD puede tener un transceptor 1105 para recibir señales inalámbricas 1115 desde la estación base 1110, accionando el sistema de frenos con dichas señales. El controlador 1110 también puede estar adaptado para controlar el rendimiento y el funcionamiento de los servos, de manera que si se detecta un fallo de servo, puede enviar una señal para accionar el otro servo así como enviar una señal a los motores eléctricos para detener la producción de energía. El controlador también puede utilizar el transceptor 1105 para enviar datos 1115 a la estación base 1110 informando sobre el rendimiento del sistema de frenos.

Mientras que el sistema de frenado accionado por levas se ha descrito en conjunción con un EMD, sería evidente que el sistema puede ser implementado en una variedad de vehículos. Las realizaciones descritas anteriormente no tienen como finalidad limitar el alcance de la invención, que se define a través de las reivindicaciones siguientes.

5.2 Sistema de Accionamiento de Polea de Tensor en Plano

La FIG. 12 ilustra un EMD 600 de acuerdo con una realización de la invención con una sección en corte que muestra la ubicación del sistema de transmisión por correa. Tal como se muestra aquí, hay dos transmisiones de correa, cada una de las cuales está construida tal como se indica a continuación.

La FIG. 13 ilustra el sistema de accionamiento de la correa de la polea en plano 1300 de acuerdo con una realización de la invención. La correa 1305 transfiere la potencia desde la polea de accionamiento 1310 a la polea accionada 1315. La polea de accionamiento 1310 puede estar conectada a un motor. El sistema 1300 tiene un brazo articulado 1320 que gira alrededor del eje de pivote 1325 (que se muestra mediante la flecha en movimiento 1330), y en el extremo del brazo se encuentra la polea accionada 1315. Esto permite que la polea accionada 1315 también pivote alrededor del eje de pivote 1325. El brazo de articulación también tiene poleas de tensor 1335 y 1340 conectadas al mismo, y esas poleas se encuentran en contacto con la correa 1305. Debido a que las poleas 1335 y 1340 están conectadas al brazo de articulación 1320, también pueden girar alrededor del eje de pivote 1325. Cada una de las poleas de tensor tiene un eje 1345 y 1350, sobre el cual puede girar la polea de tensor.

De acuerdo con la invención, los ejes 1345 y 1350 de las poleas de tensor 1335 y 1340 están situados en una línea generalmente recta con el eje de pivote 1325, tal como se muestra mediante la línea de trazos 1355 en la FIG. 14A. Además, la distancia de los ejes 1345 y 1350 puede ser equidistante del eje de pivote 1325. Este posicionamiento de las poleas de tensor 1335 y 1340, ayuda a mantener una longitud necesaria de correa casi constante. Además, dado que el sistema es simétrico, la tensión de la correa se mantiene tanto para la marcha hacia delante como para la marcha atrás.

Para un ejemplo de realización de la invención, tal como se muestra a continuación, la longitud del cinturón requerida cambia solamente en 0.020 cm (0,008 pulgadas) a lo largo de la carrera de articulación permitida del eje de giro, mientras que un diseño similar sin poleas de tensor cambiaría la longitud de la correa requerida en 0.533 cm (0.210

pulgadas) para el mismo ángulo de articulación (es decir, 26 veces el cambio en la longitud de la correa). Los resultados se proporcionan a continuación en la Tabla 2, y se muestran gráficamente en la FIG. 15.

Tabla 1

Parámetro	Valor (pulg.)
Diámetro de la Polea de Accionamiento	7.874 cm (3.1 pulg.)
Diámetro de la Polea Accionada	7.874 cm (3.1 pulg.)
Longitud desde la Polea de Accionamiento al Eje de Pivote	22.606 cm (8.9 pulg.)
Diámetro de la Polea de Tensor	2.54 cm (1 pulg.)
Separación de la Polea de Tensor	6.604 cm (2.6 pulg.)
Longitud desde el Eje de Pivote a la Polea de Accionamiento	9.842 cm (3.875)

5

Tabla 2

Ángulo de articulación (grados)	Longitud de la Correa con Poleas de Tensor (pulg.)	Longitud de la Correa sin Poleas de Tensor (pulg.)
180	94.731 cm (37.296 pulg.)	89.634 cm (35.289 pulg.)
179	94.731 cm (37.296 pulg.)	89.631 cm (35.288 pulg.)
174	94.734 cm (37.297 pulg.)	89.557 cm (35.259 pulg.)
172	94.736 cm (37.298 pulg.)	89.499 cm (35.236 pulg.)
170	94.739 cm (37.299 pulg.)	89.425 cm (35.207 pulg.)
168	94.742 cm (37.3 pulg.)	89.334 cm (35.171 pulg.)
167	94.744 cm (37.301 pulg.)	89.281 cm (35.150 pulg.)
166	94.747 cm (37.302 pulg.)	89.225 cm (35.128 pulg.)
165	94.749 cm (37.303 pulg.)	89.164 cm (35.104 pulg.)
164	94.752 cm (37.304 pulg.)	89.100 cm (35.079 pulg.)
Diferencia Máxima	0.020 cm (0.008 pulg.)	0.533 cm (0.210 pulg.)

10

Al mantener una longitud de la correa casi constante en toda la carrera de articulación permitida del eje de pivote, la correa no sufre deslizamiento. Un menor deslizamiento permite un mejor control de la correa tanto en la marcha hacia delante como en la marcha atrás. Y debido a que el EMD 600 que se ilustra en la FIG. 12 aplica el freno a la polea de accionamiento, ello reduce el deslizamiento de la correa a la vez que aumenta el rendimiento de frenado y la seguridad del EMD 600.

15

Tal como resultará evidente para las personas expertas en la técnica, se pueden llevar a cabo modificaciones y adaptaciones de realizaciones ejemplares de la invención descritas anteriormente sin apartarse del espíritu y el alcance de la invención, que se define solamente a través de las siguientes reivindicaciones.

REIVINDICACIONES

1. Un Elemento de Movimiento Dinámico para su utilización en pruebas de tecnologías de prevención de accidentes en un vehículo sujeto, en que el Elemento de Movimiento Dinámico comprende:

5

una carrocería (600) que comprende una superficie superior en la que la superficie superior está adaptada para soportar un cuerpo blando que tiene el tamaño y la forma de un vehículo o una parte de un vehículo, en que la carrocería tiene al menos un lado cónico de manera que permita al vehículo sujeto accionarse hasta y sobre la superficie superior con un daño mínimo o con ningún daño al vehículo sujeto ni al Elemento de Movimiento Dinámico, en que la carrocería está soportada por una pluralidad de ruedas; y

10

un sistema de accionamiento por correa (1300) para proporcionar potencia a por lo menos una de las ruedas, en que el sistema de accionamiento por correa comprende:

15

una correa (1305) conectada a una polea de accionamiento (1310) y adaptada para transferir potencia desde la polea de accionamiento (1310) a una polea accionada (1315), en que la correa (1305) define un plano de correa y en que la polea accionada (1315) está conectada a al menos una de las ruedas; **caracterizada por**

20

un brazo articulado (1320) que gira alrededor de un eje de pivote (1325) dentro del plano de la correa, en que en el extremo del brazo (1320) se encuentra localizada la polea accionada (1315) que también está adaptada para pivotar alrededor del eje de pivote (1325); y

poleas de tensor (1335, 1340) conectadas al brazo de articulación (1320) adaptadas para pivotar alrededor del eje de pivote (1325), en que las poleas de tensor (1335, 1340) entran en contacto con la correa (1305) y están colocadas de manera que ayudan a mantener una longitud de la correa casi constante a lo largo de la carrera de articulación permitida del eje de pivote.

25

2. El Elemento de Movimiento Dinámico de la reivindicación 1, **caracterizado porque** la polea de tensor (1335) gira alrededor de un eje de polea (1345) y la segunda polea de tensor (1340) gira alrededor de un segundo eje de polea (1350), y en que el eje de polea (1345), el segundo eje de polea (1350) y el eje de pivote (1325) están todos ellos posicionados en una línea generalmente recta dentro del plano de la correa.

30

3. El Elemento de Movimiento Dinámico de la reivindicación 2, **caracterizado porque** el eje de polea (1345) y el segundo eje de polea (1350) se encuentran generalmente a la misma distancia del eje de pivote (1325).

35

4. La correa de accionamiento de la reivindicación 1, **caracterizada porque** la polea de tensor (1335) gira alrededor de un eje de polea (1345) y la segunda polea de tensor (1340) gira alrededor de un segundo eje de polea (1350), y en que el eje de polea (1345) y el segundo eje de polea (1350) se encuentran generalmente a la misma distancia desde el eje de pivote (1325).

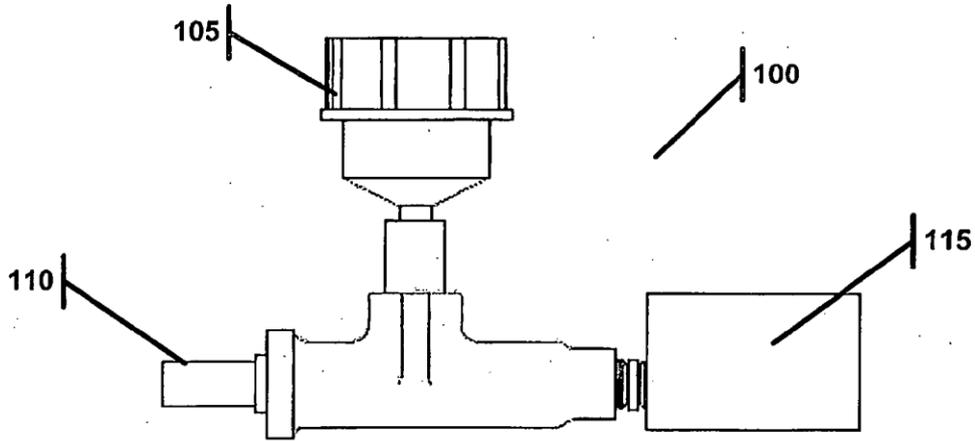


FIG. 1A
Técnica Anterior

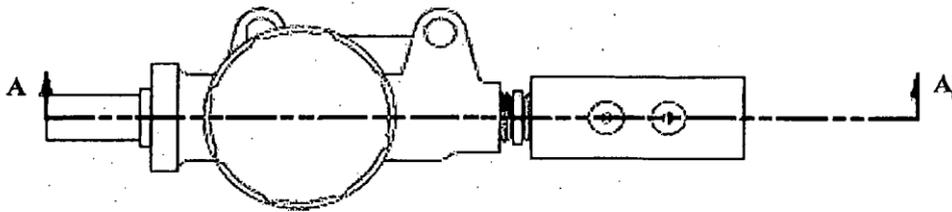


FIG. 1B
Técnica Anterior

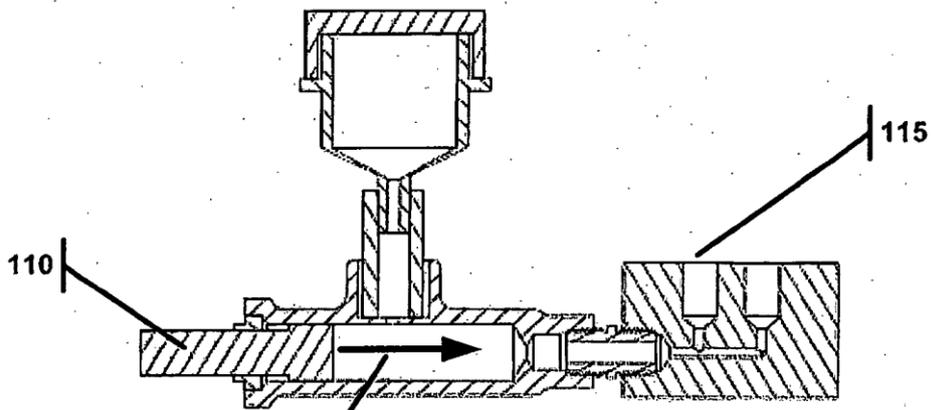


FIG. 1C
Sección A-A
Técnica Anterior

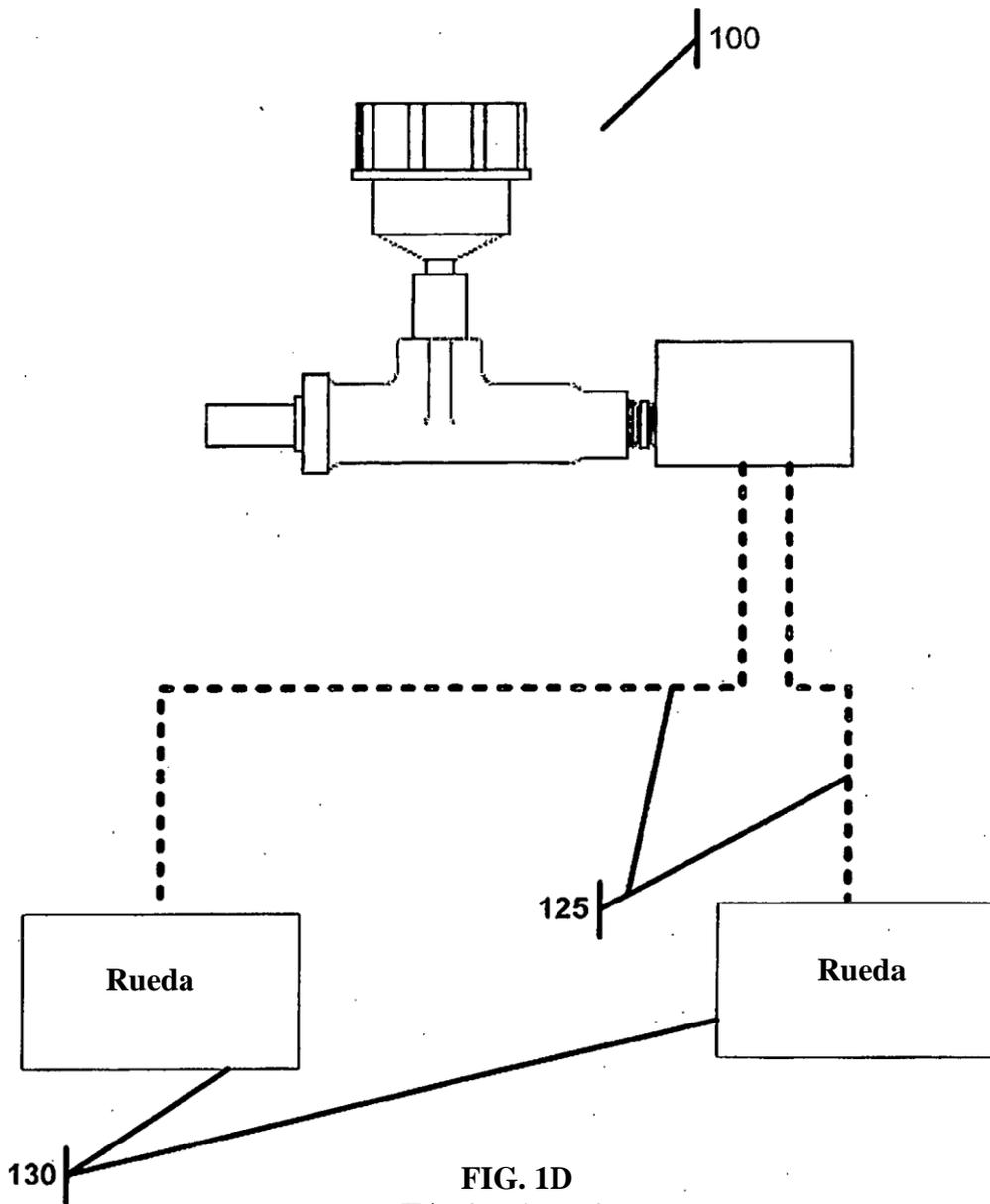


FIG. 1D
Técnica Anterior

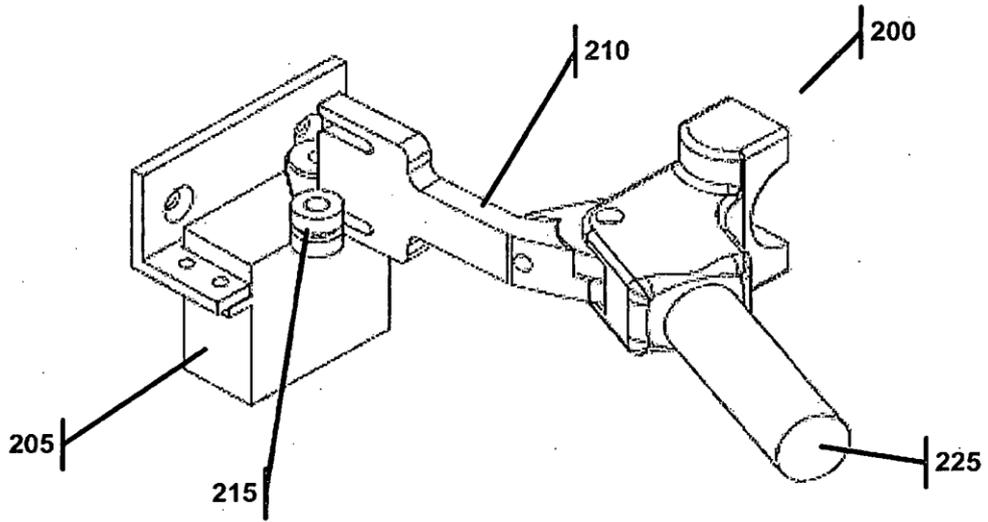


FIG. 2A

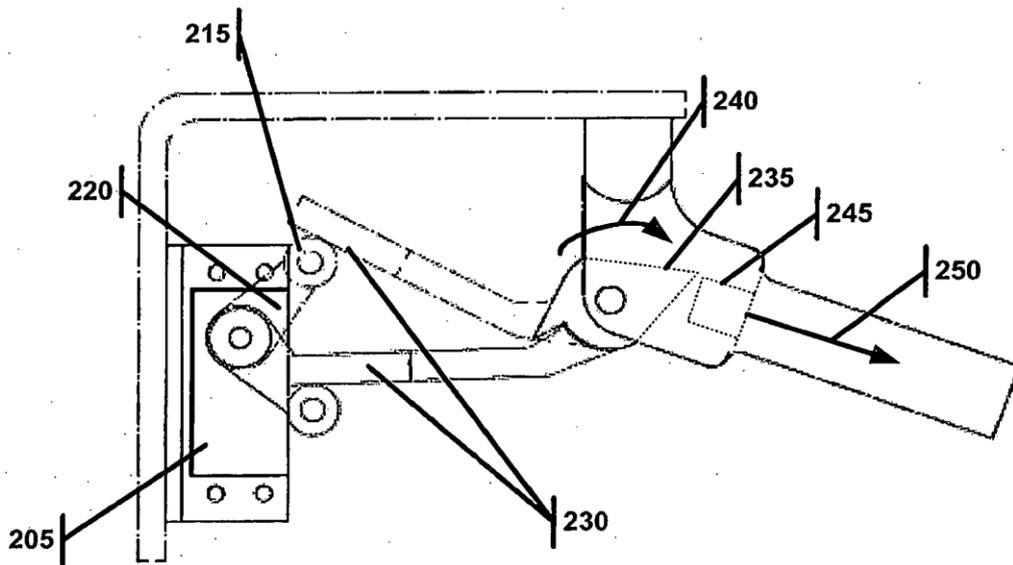


FIG. 2B

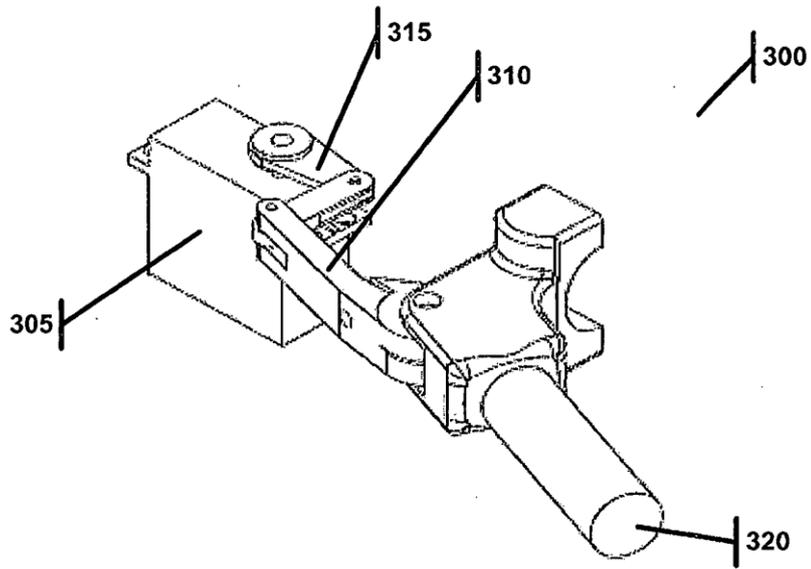


FIG. 3A

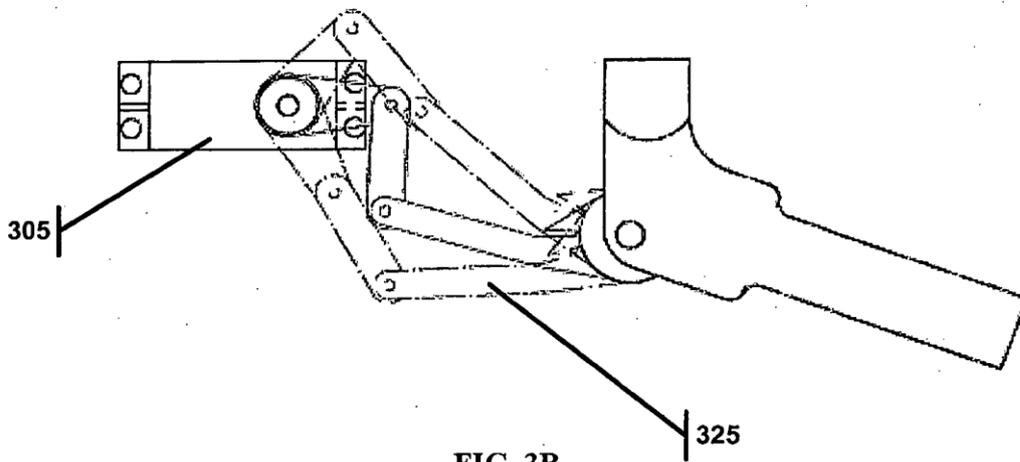
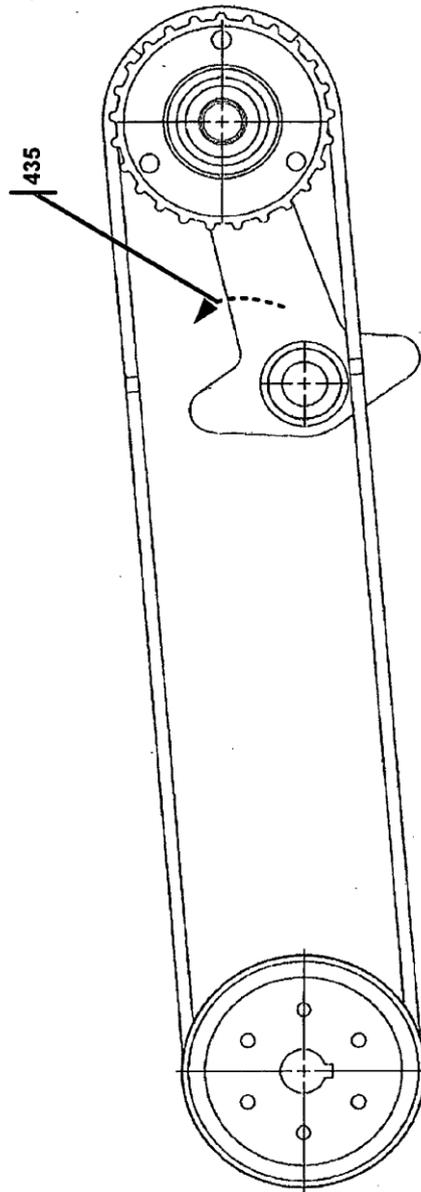
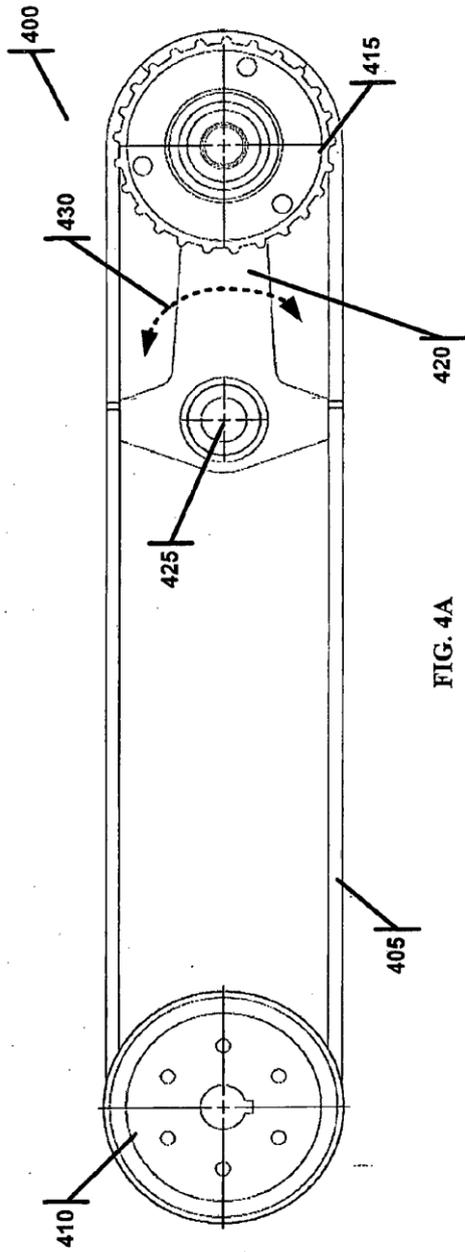
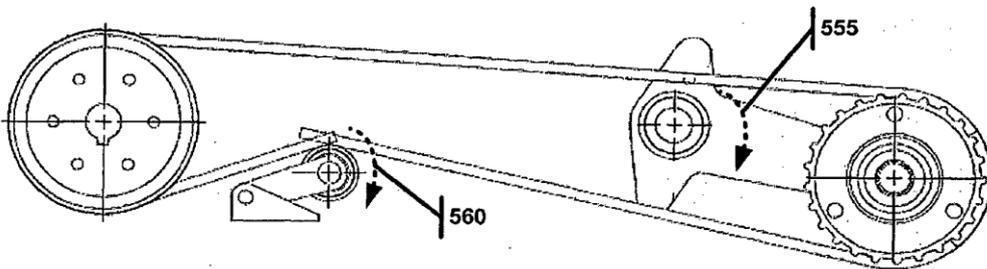
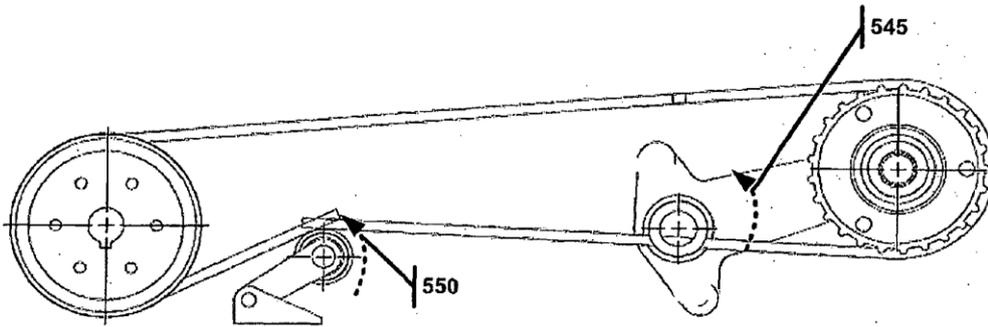
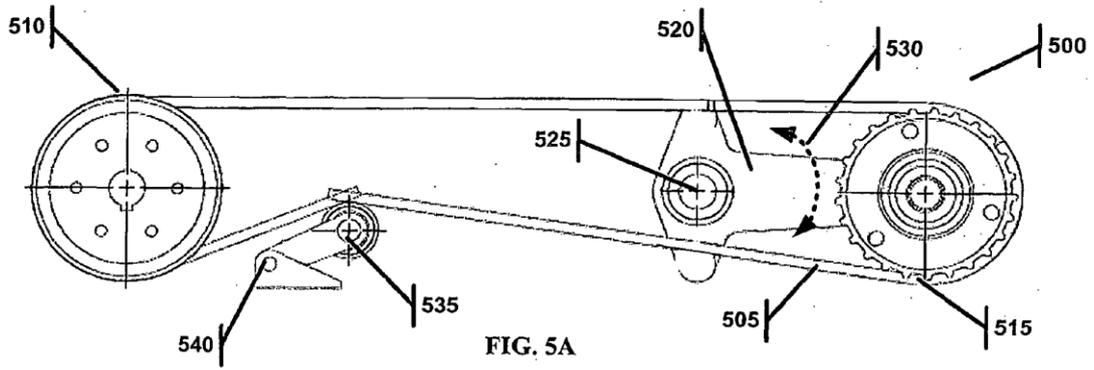


FIG. 3B





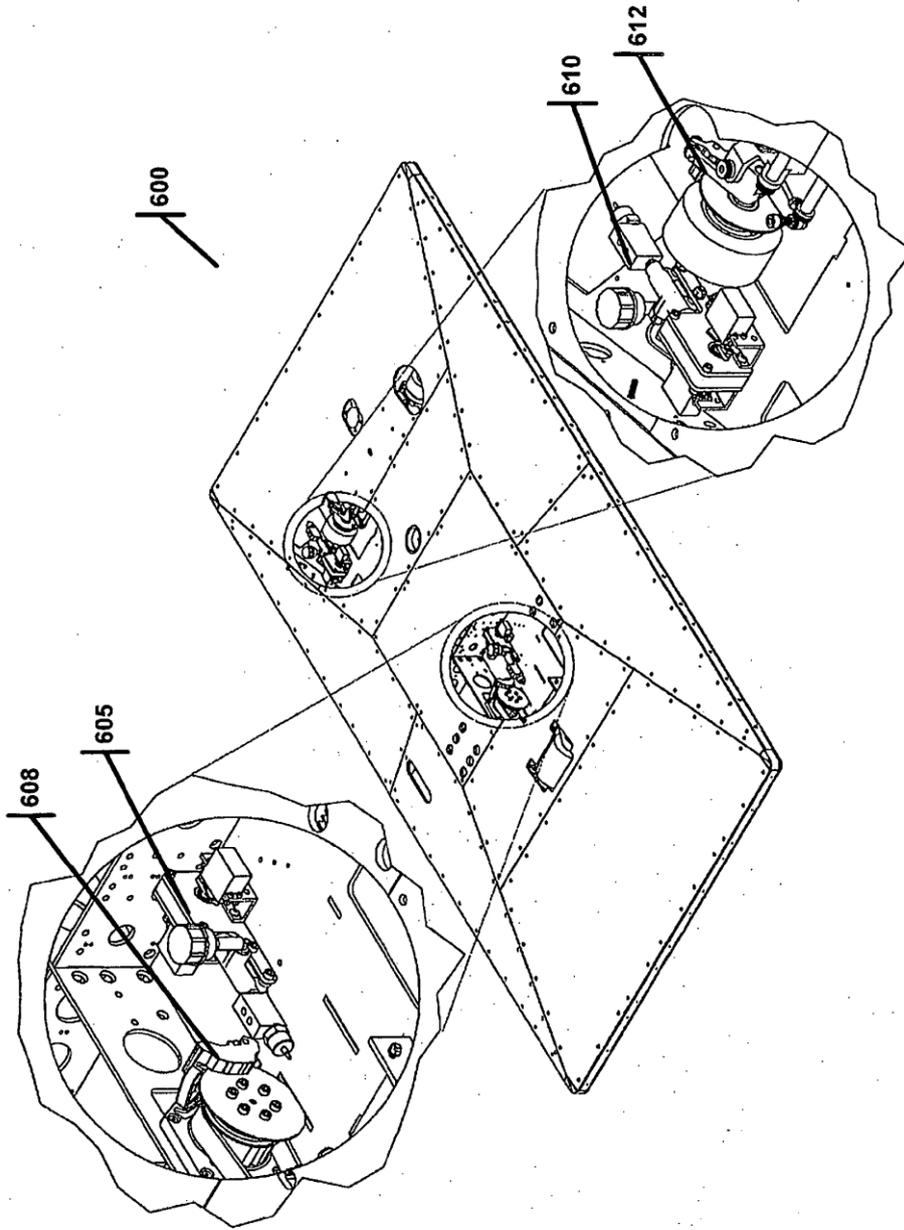


FIG. 6

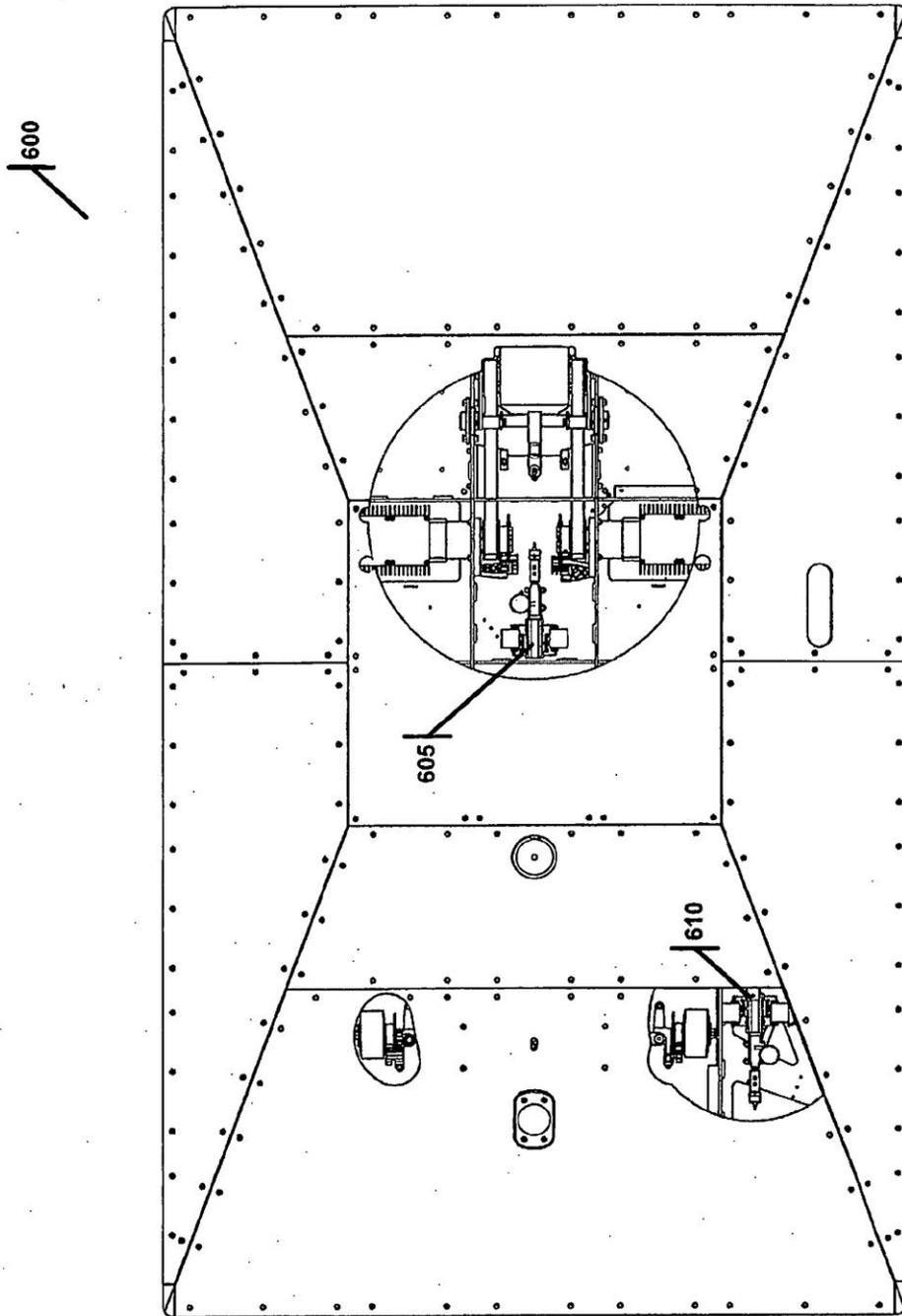


FIG. 7

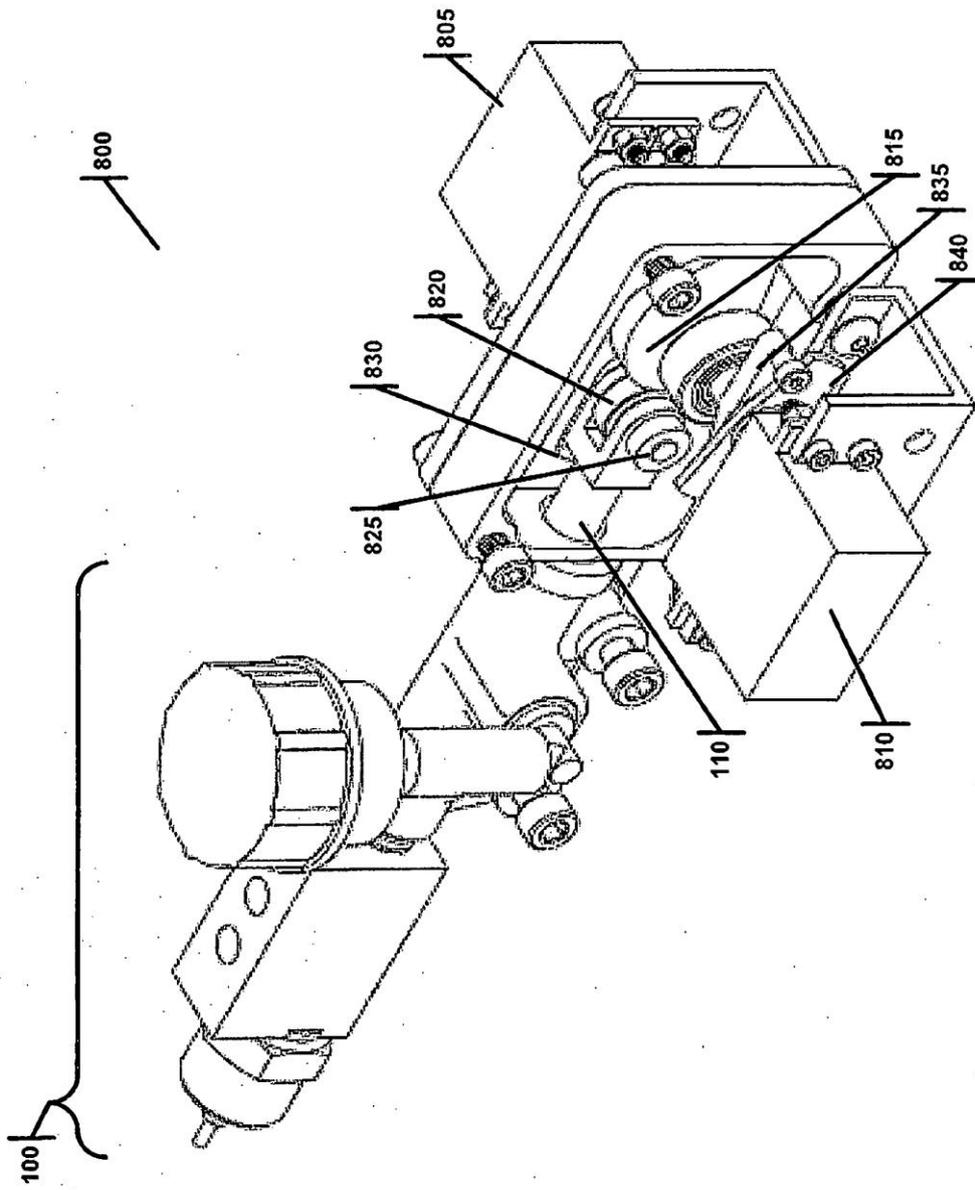


FIG. 8

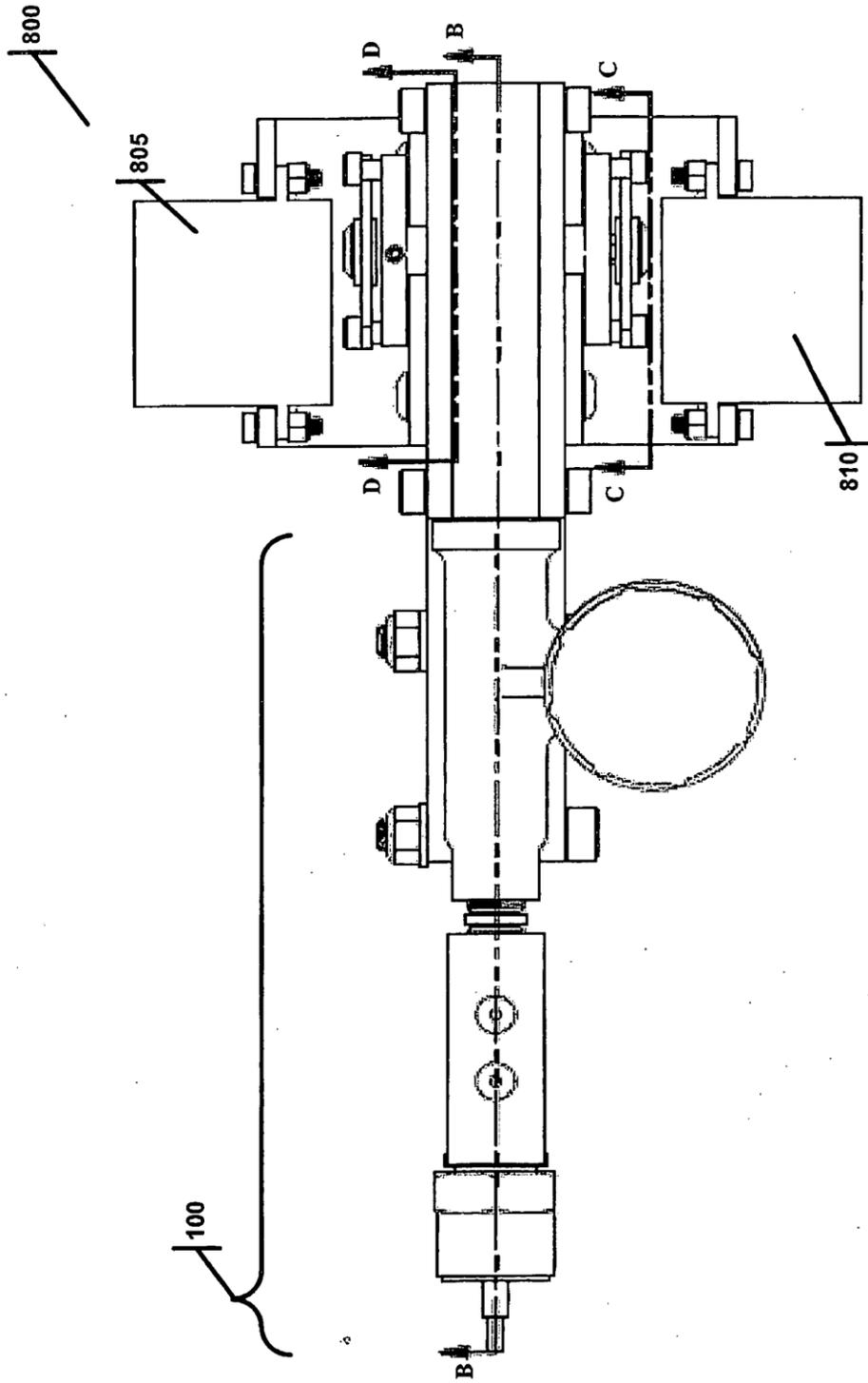
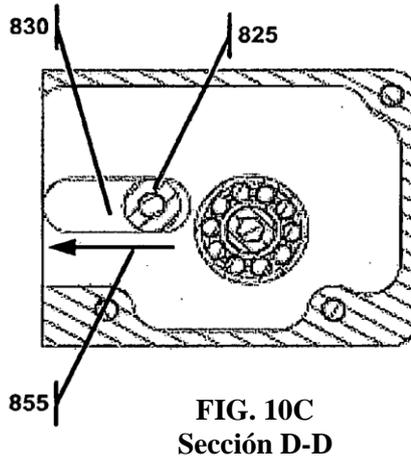
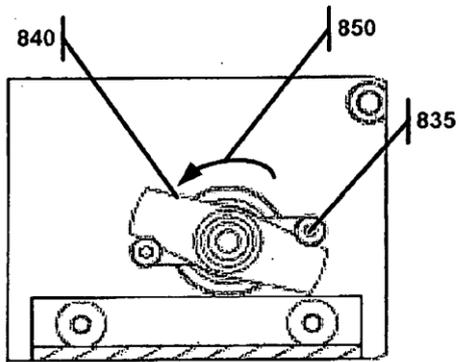
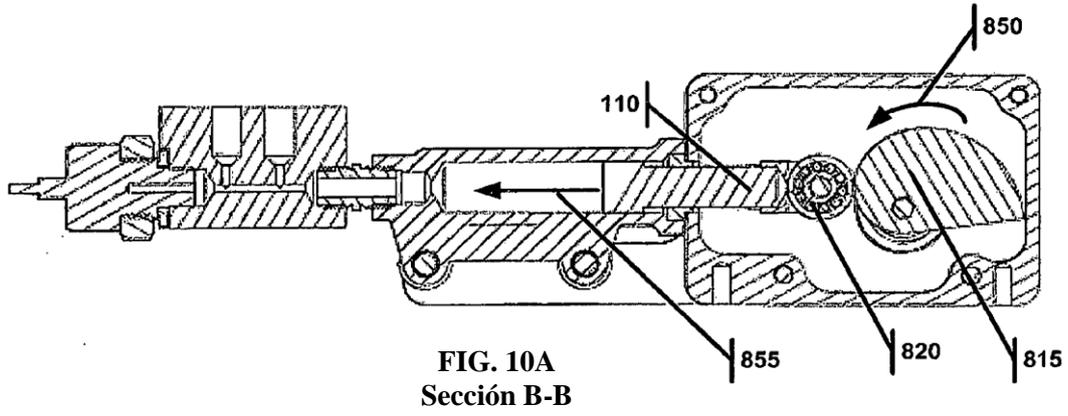


FIG. 9



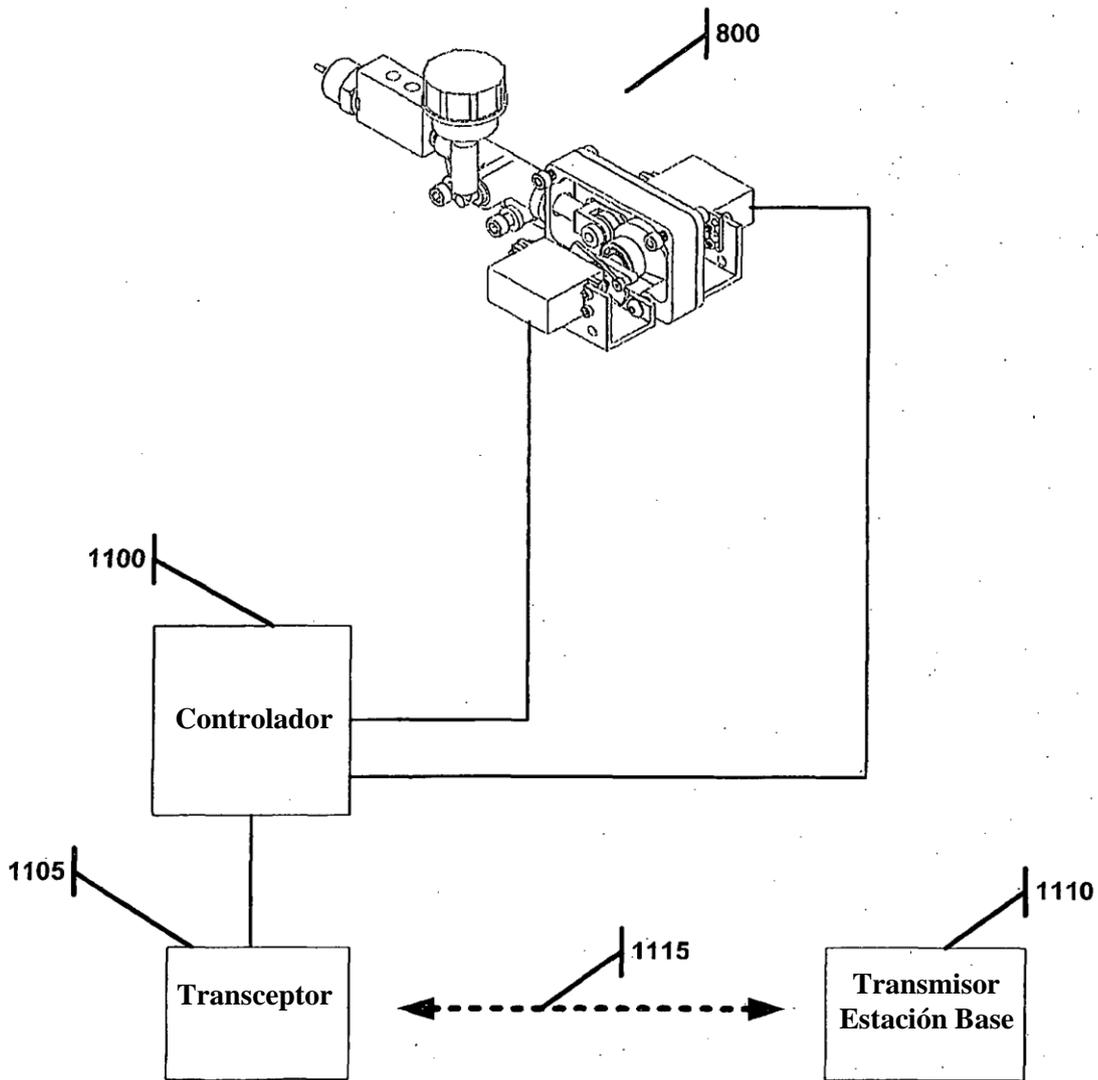


FIG. 11

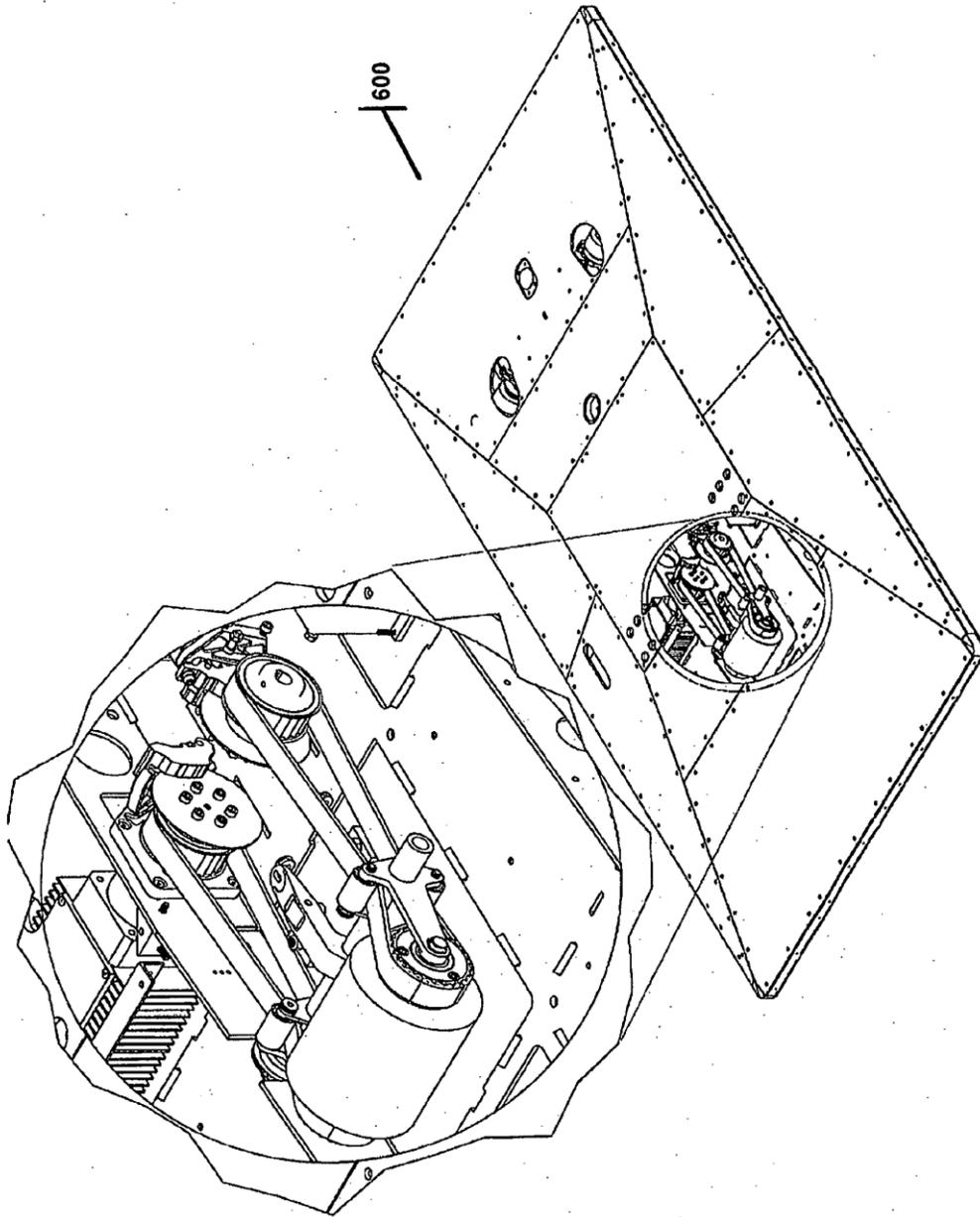


FIG. 12

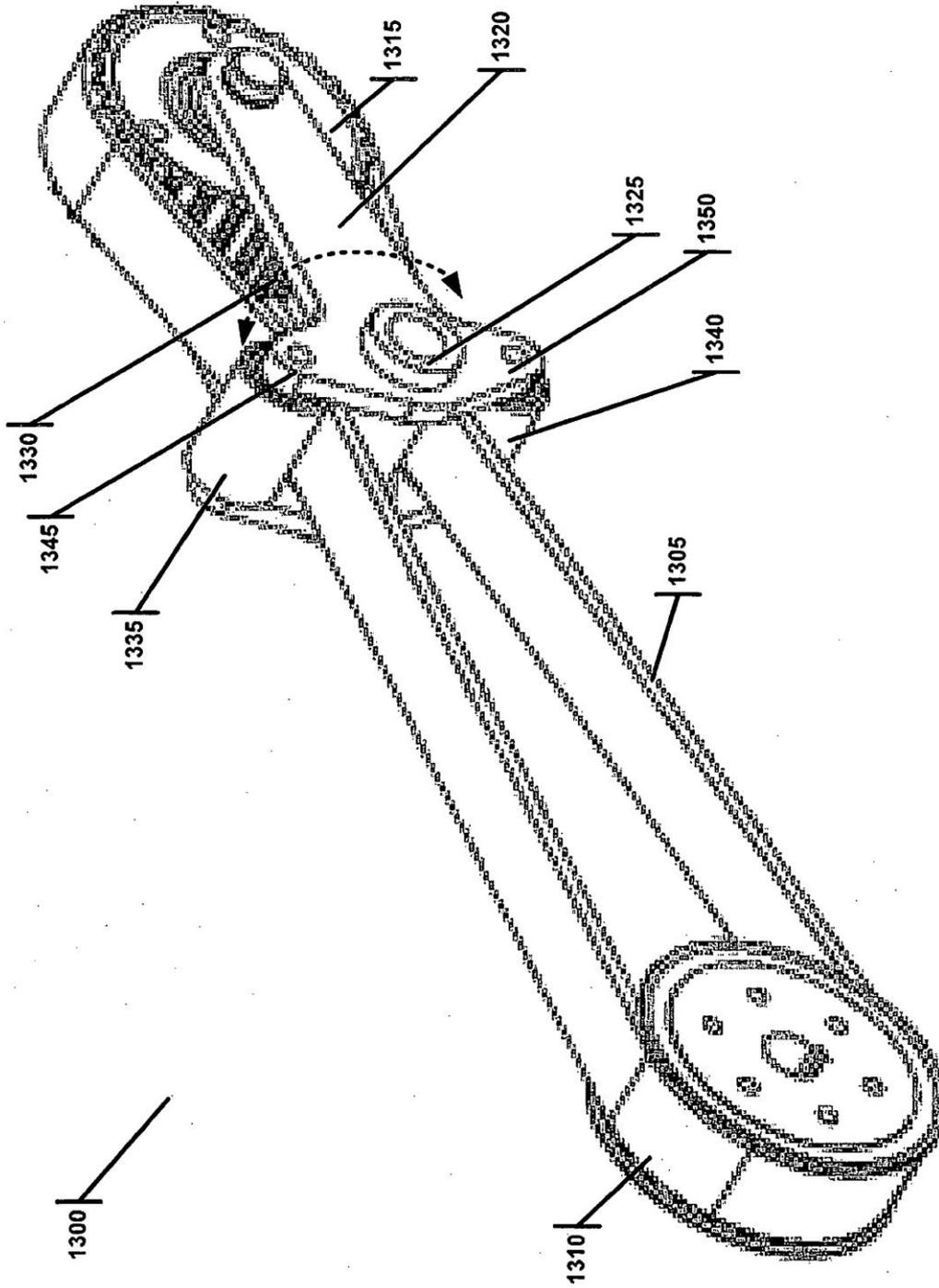
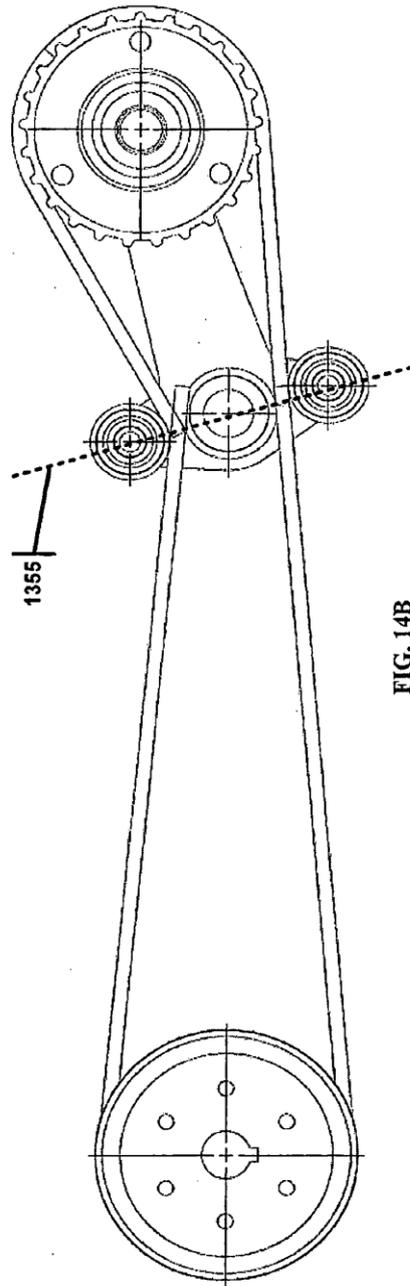
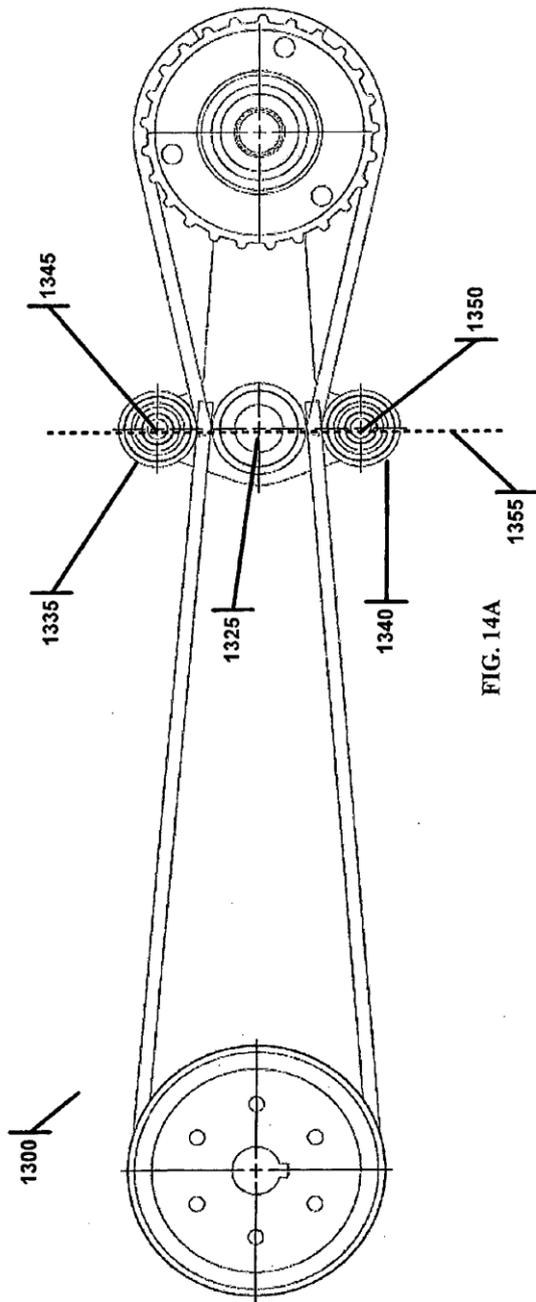
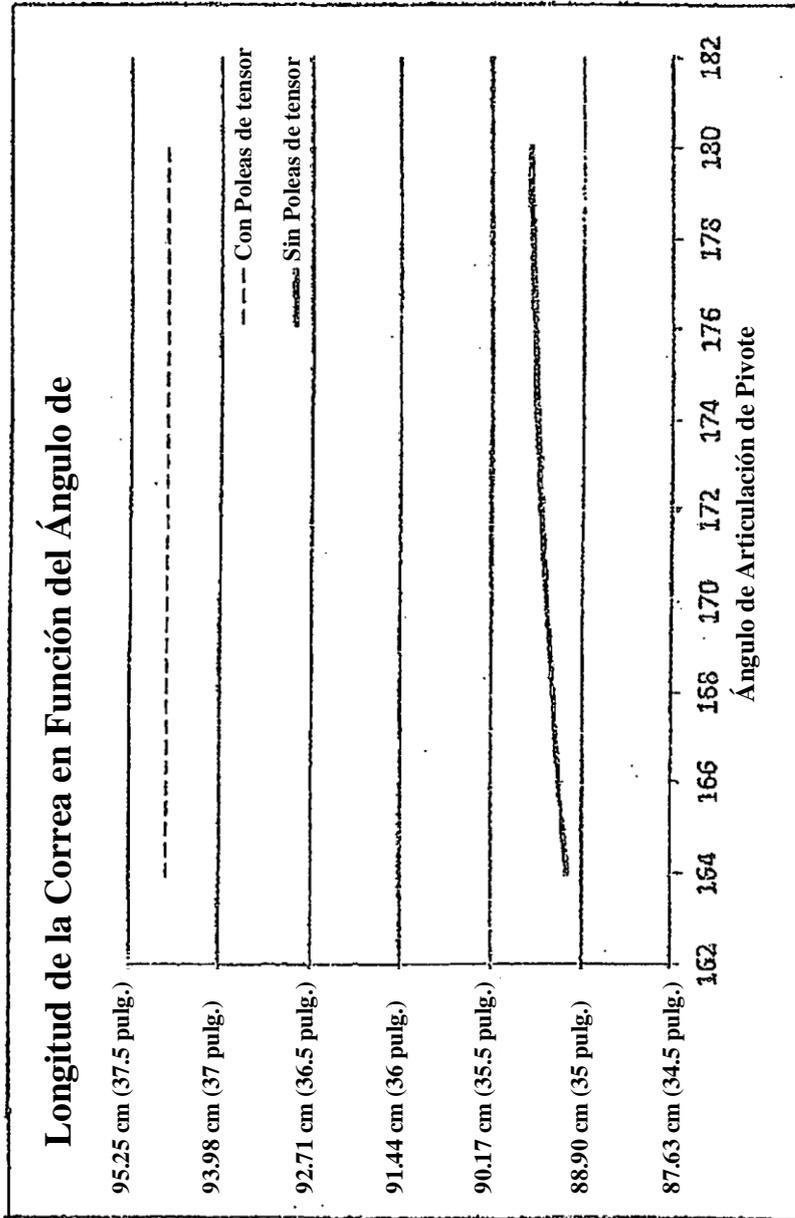


FIG. 13





Longitud de la Correa en cm (pulg.)

FIG. 15